

STUDIUL CONSTRUCTIV ȘI TEHNOLOGIC AL UNUI ELEVATOR ELECTROMECHANIC CU DOUĂ COLOANE

Autori: Gabriel-Vlăduț GAIȚĂ ¹, Ionel-Andrei CIOARA ²
gabriel.vlad95@yahoo.com

Coordonator: Conf.dr.ing. Iosif DUMITRESCU ³

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul IV

² Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul II

³ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi

Rezumat

Creșterea exponențială a volumului importurilor de autoturisme și autocamioane din ultimii ani precum și creșterea nivelului tehnologic al autovehiculelor din ziua de azi au generat și evoluția pieței de echipamente de service-auto. În lucrare se prezintă construcția și funcționarea elevatorului electromecanic cu două coloane cu ajutorul softurilor CAD de modelare 3D. De asemenea, cu ajutorul soft-urilor CAE de simulare se realizează optimizarea dimensiunilor și a formei constructive și tehnologice a brațelor elevatorului.

Cuvinte cheie

Elevator electromecanic, coloană, construcție.

1. Considerații generale despre elevatoarele din service-auto

Dacă în anii 1995-2000 vârful de vânzări în acest domeniu a fost generat de acordarea legislației românești la normele europene pentru ITP (Inspekția Tehnică Periodică), la acesta dată se realizează recorduri de vânzări pentru dotarea service-urilor auto, în special cele de marca.

Principalele categorii de echipamente de service-auto sunt : elevatoare; echipamente de mecanica generală, scule, testere și utilități: aer comprimat, lubrifianti, exhaustoare; echipamente de service-roți; standuri de reglaj direcție; echipamente pentru linia de Inspekție Tehnică Periodică (ITP); utilaje și scule de tinichigerie; cabina de vopsit și echipamente pentru atelierul de vopsitorie; echipamente de curățat și pentru dotarea spălătoriei auto.

În cazul elevatoarelor este foarte important să alegeți tipul care se potrivește cel mai bine aplicației dorite. Există elevatoare cu o coloană (fig.1,a), cu 2 coloane (fig. 1,b) și cu 4 coloane (fig. 1,c), foarfecă și îngropate.



Fig. 1. Elevatoare electrohidraulice cu una, două și patru coloane

Elevatoarele cu 2 coloane pot fi electromecanice sau electrohidraulice. Elevatoarele electromecanice pot fi acționate de un motor și cu o transmisie către cealaltă coloană prin lanț sau prin cardan, sau pot fi acționate de 2 motoare având sincronizarea electromecanică sau electronică. Elevatoarele electromecanice uzuale au sarcina utilă de 2,5 – 3,2 tone, iar excepțiile au 3,5 - 5 tone. Ele sunt și cele mai folosite în Europa unde parcul auto se pretează acestor elevatoare.

2. Construcția și funcționarea elevatorului cu două coloane

În figura 2 este prezentată soluția constructivă a elevatorului electromecanic cu două coloane, la care transmisia mișcării de la o coloană la cealaltă se face printr-un lanț cu role și zale scurte tip 10A (5/8”), iar deplasarea suportului cu brațe pe coloana este realizată de un mecanism șurub-piuliță Tr 44x7.

Caracteristicile tehnice ale elevatorului sunt date în tabelul 1.

Tabelul 1. Caracteristicile tehnice ale elevatorului

Nr. crt.	Denumire caracteristică	U. M.	Valoare
1.	Masa portantă	kg	2000
2.	Înălțimea maximă de ridicare	mm	2000
3.	Timpul de ridicare	sec	47
4.	Distanța între brațele celor două coloane	mm	2250
5.	Lungimea brațului telescopic mic – închis - deschis	mm mm	550 850
6.	Lungimea brațului telescopic mare – închis - deschis	mm mm	925 1400
7.	Unghiul de rotire al brațelor	grade	105
8.	Înălțimea talpei	mm	50
8.	Puterea motorului de acționare	kW	3
9.	Dimensiuni de gabarit – lungime - lățime - înălțime	mm mm mm	3000 1090 2495
10.	Masa elevatorului	kg	800
11.	Calitatea minimă a betonului	-	B250
12.	Grosimea minimă a vetrei din beton B250	mm	180

După poziționarea autoturismului între cele două coloane și a suporturilor din cauciuc a brațelor în punctele de ridicare a autoturismului se pornește motorul electric de pe coloana 2, care printr-o transmisie prin patru curele trapezoidale înguste SPZ 8,5x1000 rotește tija filetată Tr 44x7 (Detaliu C). La capătul inferior al tijei filetate, în interiorul tălpi 1, este montată roata de lanț, care printr-un lanț cu role și zale scurte 10A transmite mișcarea de rotație la tija filetată din coloana 3. Talpa elevatorului este în construcție sudată, fiind realizată din profil U100, având la exterior câte patru urechi cu orificii de $\Phi 25$ la fiecare capăt, pentru fixare pe fundație sau vatra din beton.

Cele două coloane sunt construite din profil H180B fixate prin sudare pe plăcile de bază, care se montează pe talpa elevatorului prin câte cinci șuruburi M16x65 asigurate cu șaibe Grower (7, 8) fiecare. Pe capătul superior se montează prin patru șuruburi M12x35 placa de capăt superioară pe care se află bucșa în care se montează rulmentul axial cu bile 51207 și rulmentul radial cu bile 6007, ce poziționează capătul superior al tijei filetate (Detaliu D).

Pe capătul superior al tijei filetate de pe coloana cu motor 2 se montează prin pană roata mare de curea cu ajutorul a două piulițe M30. La capătul inferior al tijei filetate, în placa de bază, se află montat un rulment radial cu bile 6006 și roata de lanț, care este montată prin pană și fixată cu inel elastic de siguranță.

Pe interiorul aripilor profilului H180B se găsesc montate două rigle de ghidare, prin 4 știfturi de centrare $\Phi 8 \times 35$ și 23 de șuruburi M12x35. Pe aceste rigle de ghidare culisează suportul brațelor 4 cu ajutorul unei piulițe Tr 44x7 montată între ghidajele și umărul de sprijin al suportului. Între piuliță și umărul suportului brațelor se găsește o piesă cu suprafață sferică pentru autoașezarea suportului pe piuliță în cazul încărcării dezechilibrate a suportului brațelor și a jocului dintre patinele suportului și riglele de ghidare. Piulița și patinele suportului sunt confecționate din bronz turnat.

Cu ajutorul celor două bolțuri $\Phi 40 \times 155$ se montează cele două brațe telescopice mic și mare. Brațul telescopic mic 5 este compus din trei tronsoane de țevă pătrată de 100x100x6,3, 80x80x5,6 și 60x60x5, care culisează una în cealaltă pe lungimii de 150 mm. La capătul brațului se găsește suportul cu tijă filetată M36 și capac din cauciuc, care permite o reglare fină pe înălțime a brațelor opuse.

Brațul telescopic mare 6 este compus din două tronsoane de țevă pătrată de 100x100x6,3 și 80x80x5,6, care culisează una în cealaltă pe o lungime de 475 mm.

Montarea și întinderea curelelor trapezoidale se face cu ajutorul celor 4 șuruburi M10x65 pe care se află montat motorul electric.

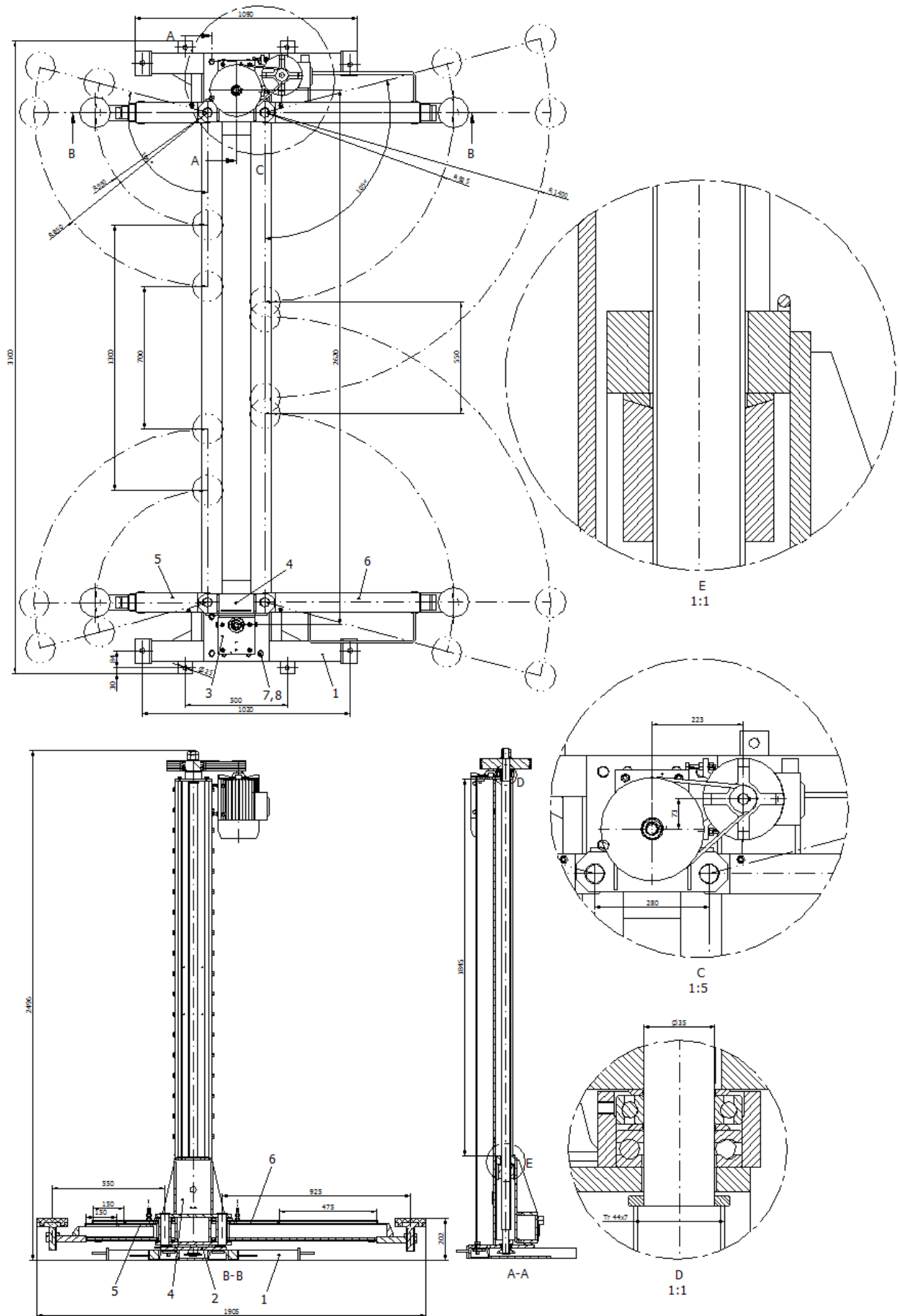


Fig. 2. Elevatorul electromecanic cu două coloane

Montarea și întinderea lanțului cu role și zale scurte 10A se face prin deplasarea coloanei 3 pe talpa elevatorului cu ajutorul celor 5 șuruburi M16x65 de fixare a coloanei.

Cu ajutorul soft-ului Solid Edge a fost realizată modelarea 3D a elevatorului electromecanic cu două coloane și a ansamblurilor acestuia, care sunt prezentate în figura 3, 4, 5 și 6.

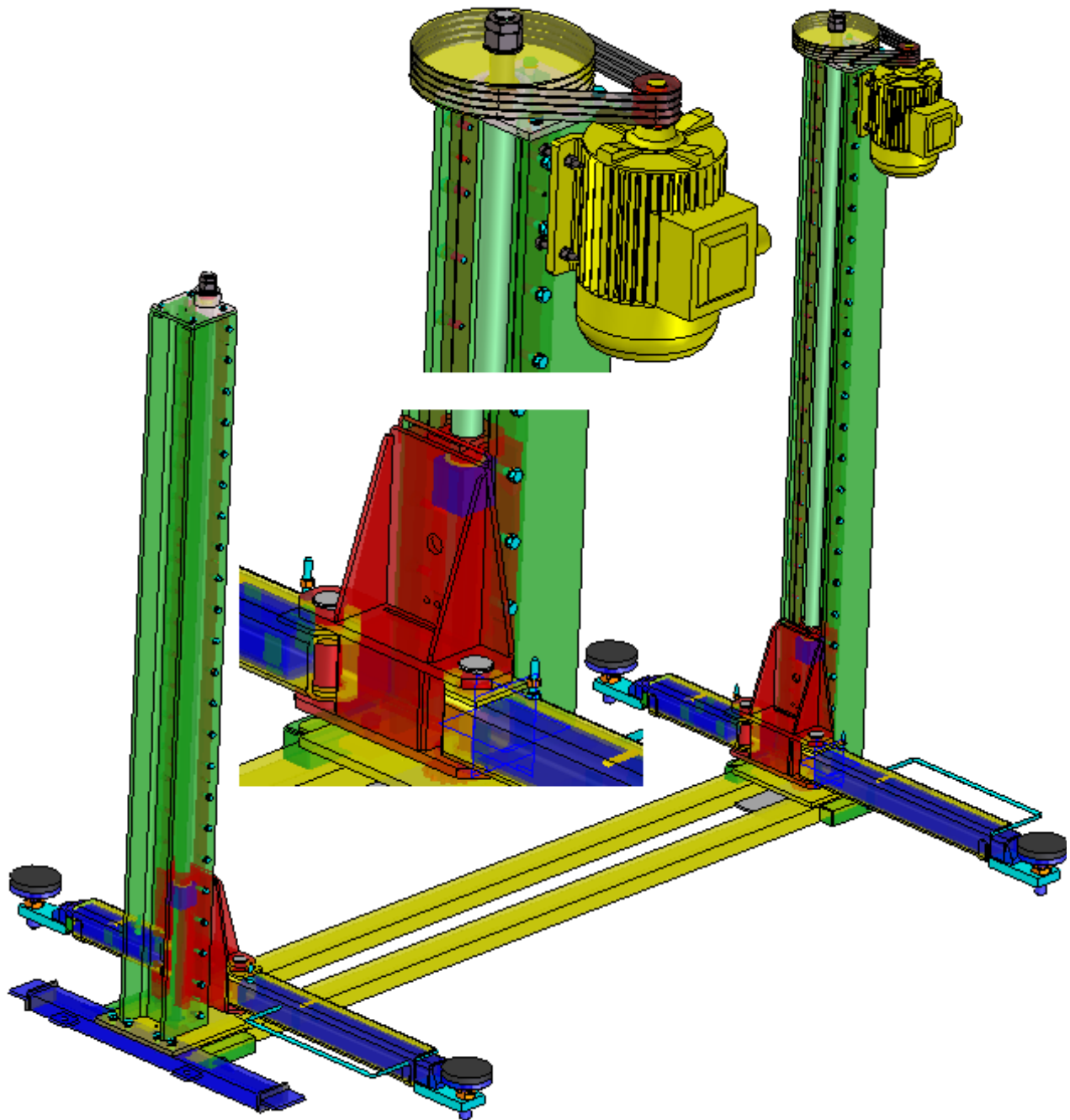


Fig. 3. Modelul 3D al elevatorului electromecanic cu două coloane

Pentru obținerea autorizației de funcționare a unui elevator auto și exploatarea acestuia conform prescripției tehnice PT R5-2003, beneficiarul trebuie să aibă în cadrul firmei un operator RSVTI, persoană fizică sau firmă autorizată de către ISCIR-INSPECT IT să presteze o asemenea activitate, iar operarea elevatorului va fi efectuată de către persoana autorizată.

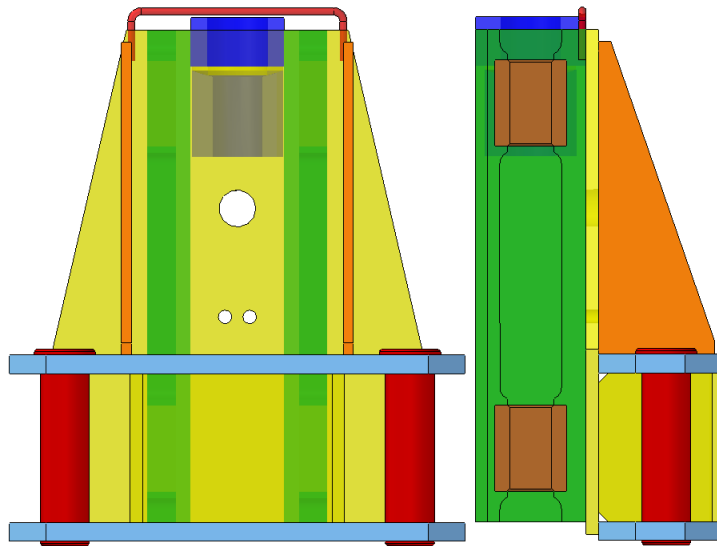


Fig. 4. Modelul 3D al suportului brațelor

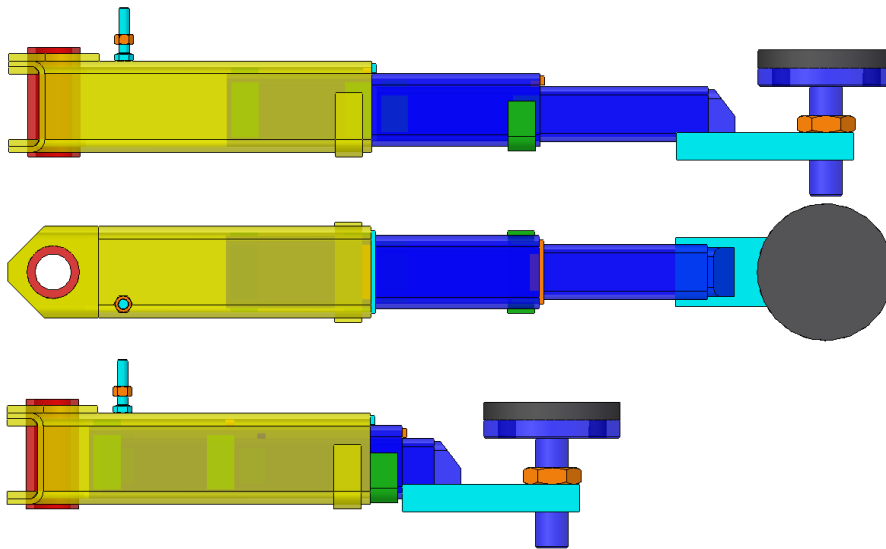


Fig. 5. Modelul 3D al brațului telescopic mic

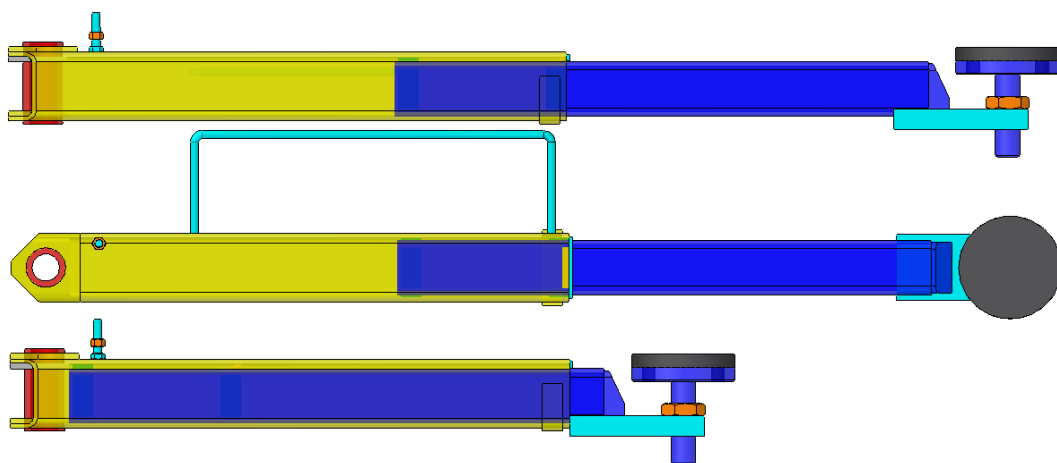


Fig. 6. Modelul 3D al brațului telescopic mare

3. Verificarea de rezistență a brațelor elevatorului

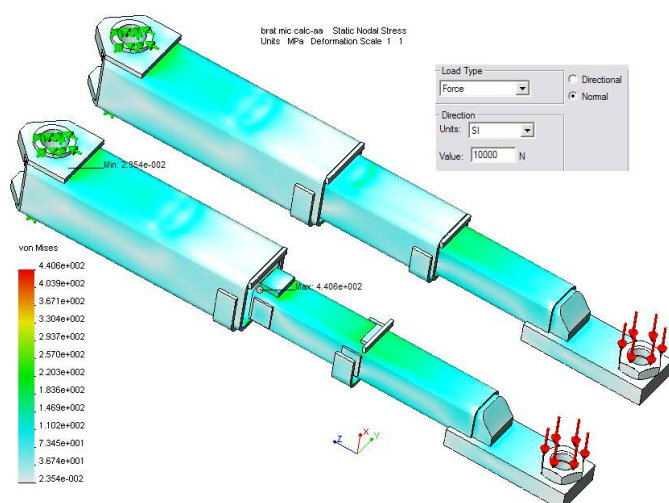


Fig. 7. Modul de variație a tensiunii echivalente în brațul telescopic mic

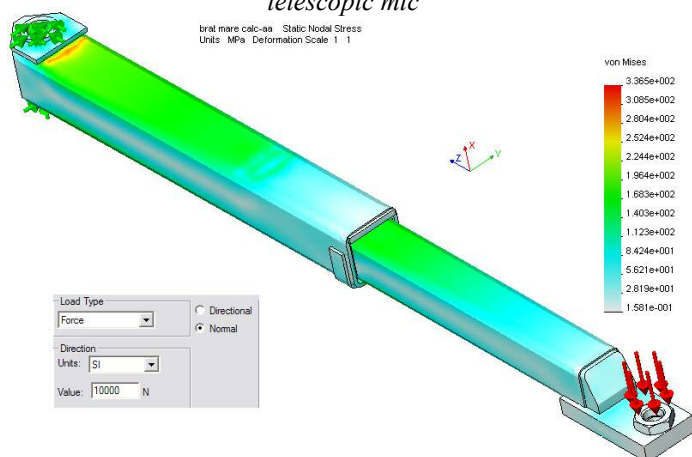


Fig. 8. Modul de variație a tensiunii echivalente în brațul telescopic mare

Cu ajutorul programului COSMOSDesignSTAR 4.0 s-a realizat o analiză statică lineară a brațelor telescopice ale elevatorului la sollicitările statice maxime.

În fig. 7 este prezentat modul de variație a tensiunii echivalente pentru solcitare a brațului telescopic mic cu o sarcină de 10 000 N, se observă că valoarea maximă (440,6 MPa) apare în brațul intermediar în zona plăcuței de ghidare superioară, iar în rest nu depășește valoarea de 220 MPa, care este mai mare decât cea determinată prin calcul 161,84 MPa.

În fig. 8 este prezentat modul de variație a tensiunii echivalente pentru solcitare a brațului telescopic mare cu o sarcină de 10 000 N, se observă că valoarea maximă (336,5 MPa) apare în brațul suport în zona plăcuței de fixare a bucșei, iar în rest nu depășește valoarea de 168,3 MPa, care este mai mare decât cea determinată prin calcul 131,286 MPa.

4. Concluzii

Creșterea exponențială a volumului importurilor de autoturisme și autocamioane din ultimii ani precum și creșterea nivelului tehnologic al autovehiculelor din ziua de azi au generat și evoluția pieței de echipamente de service-auto.

În cazul elevatorelor este foarte important să alegeți tipul care se potrivește

cel mai bine aplicației dorite. Elevatorul electromecanic cu două coloane, la care transmisia mișcării de la o coloană la cealaltă se face printr-un lanț cu role și zale scurte tip 10A (5/8”), iar deplasarea suportului cu brațe pe coloana este realizată de un mecanism șurub-piuliță Tr 44x7, prezintă următoarele avantaje:

- deservește o plajă largă de autoturisme, cele cu masa sub 2000 kg;
- are o construcție relativ simplă și se comandă ușor;
- are dimensiuni de gabarit reduse și poate montat ușor în atelier;
- costurile de achiziție și de mentenanță sunt mici.

Bibliografie

1. Buzdugan, Gh., (1979), *Rezistența materialelor*, Editura Tehnică, București,.
2. Mănescu, T. Șt., ș.a., (2005), *Analiză structurală prin metoda elementului finit*, Editura Orizonturi Universitare, Timișoara.
3. Muscă G., (2006), *Proiectarea asistată folosind Solid Edge*, Editura Junimea, Iași.

PROIECTAREA UNUI SUPORT FRANGIBIL PENTRU BALIZELE ȘI PANOURILE DE ILUMINAT PE AEROPORTURI

Autori: Emil Daniel CORDOBIN¹ Emil RADU²
cordobin.daniel@gmail.com

Coordonator: Conf.dr.ing. Iosif DUMITRESCU³

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul IV

² Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul I

³ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi

Rezumat: Orice corp de iluminat din zona unui aeroport, ce este situat deasupra nivelului pistei, trebuie să aibă o secțiune de rupere care să cedeze în cazul unei coliziuni cu o aeronava sau cu orice vehicul. Această secțiune de rupere a suportului este asigurată de un cuplaj frangibil, ce este o piesă interschimbabilă în construcția suportului. În lucrare este prezentată soluția constructivă a unui cuplaj frangibil din aluminiu, ce trebuie să realizeze secțiunea de rupere la o înălțime de maxim 38 mm față de nivelul pistei pentru o înălțime a balizei de maxim 360 mm. Secțiunea de rupere a cuplajului frangibil trebuie să reziste la vitezele ale aerului din spatele unui avion de mari dimensiuni de până la 480 km/h și să cedeze la momente de încovoiere între 204 și 678 J (Nm). Acest cuplaj frangibil a fost executat de firma ElectroMax Petroșani și încercat în laboratorul de Rezistența materialelor de la Universitatea din Petroșani.

Cuvinte cheie: Suport frangibil, baliză, panou, aeroport

1. Introducere

Reglementarea aeronautică civilă română RACR-AD-PETA "Proiectarea și exploatarea tehnică a aerodromurilor", ediția 2/2015, din 11.05.2015, capitolul 5, definește că balizele trebuie să fie frangibile. Cele care sunt amplasate în apropierea unei piste sau a unei căi de rulare trebuie să fie suficient de joase, încât să asigure distanța de siguranță pentru elice sau pentru gondolele motoarelor cu reacție. Uneori se folosesc ancore sau lanțuri, pentru a evita ca balizele rupte din suportii lor să fie luate de suflul motoarelor sau de vânt.

Materialul de îndrumare privind frangibilitatea balizelor este cuprins în Manualul pentru proiectarea aerodromurilor (ICAO Doc. 9157), Partea 6. Materialele și configurațiile pentru structurile frangibile trebuie să fie adecvate pentru utilizarea dorită și trebuie să realizeze o structură cât mai ușoară posibil. Structurile pot fi fabricate din materiale metalice sau nemetalice care nu sunt afectate negativ de condițiile de mediu în aer liber. Materialele selectate pentru a îndeplini cerințele de frangibilitate trebuie să fie puternice, ușoare și să aibă un modul redus de duritate. Greutatea minimă este importantă pentru a se asigura că se consumă cea mai mică cantitate de energie pentru a accelera masa balizei la viteza avionului care o lovește. (Referința manualului de proiectare a aerodromului ICAO, partea 6, secțiunea 4.7.1)

Materialele nemetalice pot fi special concepute pentru a oferi caracteristici excelente de frangibilitate. Totuși, comportamentul lor structural poate fi dificil de analizat din cauza incertitudinii privind

modulul lor de elasticitate sau izotropia materială. Toate materialele trebuie să poată rezista sau să fie protejate împotriva efectelor asupra mediului, inclusiv: fluctuațiile de temperatură; radiație solară; vibrații; intemperii (spray de sare, vânt, umiditate relativă); și coroziune (datorită ploii, zăpezii, gheții, nisipului, noroiului sau materialelor de degradare) întâlnite în mod obișnuit în mediul aerian.

AC 150/5345-46D, specifică pentru planurile de iluminare pe pistă și pe linia de rulare, oferă îndrumări pentru corpurile de iluminat de-a lungul pistei. L-804 corpurile de iluminat ridicate trebuie să aibă un punct de frangibilitate care nu este mai mare de 1,5 inci (38 mm) deasupra pistei.

Frangibilitatea se realizează la aceste dispozitive prin reducerea diametrului exterior al secțiunii transversale



Fig. 1. Exemple de cuplaje frangibile

sau prin prelucrarea unor găuri sau a altor elemente care reduc rezistența efectivă a cuplajului la înălțimea de 38 mm deasupra fundației de fixare a balizei (fig. 1). Cuplajul frangibil trebuie să funcționeze la temperaturi între -25°C și $+55^{\circ}\text{C}$, la umiditate între 0-100% și să suporte viteze ale vântului de până la 480km/h. Acesta trebuie să se rupă la un moment de încovoiere între 204 și 678 J (Nm).

2. Stabilirea soluției constructive a suportului frangibil pentru balize

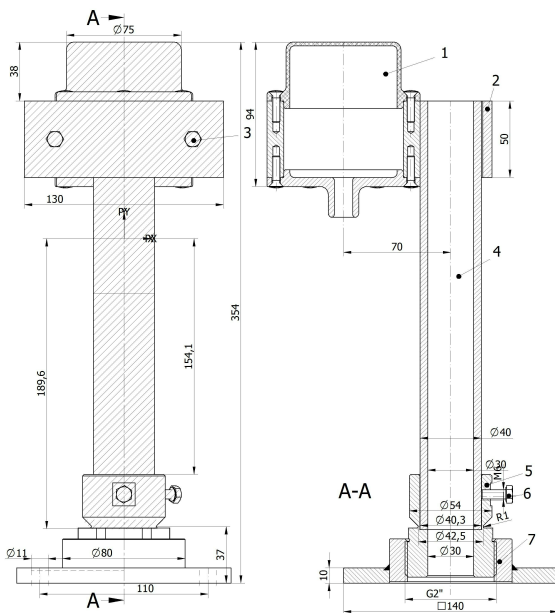


Fig. 2. Soluția constructivă a suportului balizei APP AL 008 02 WH

În figura 2 este prezentat desenul de ansamblu al balizei, care se compune din: 1 - baliză APP AL 008 02 WH; 2 - brătară; 3 - șurub M6x25; 4 - țevă de aluminiu $\Phi 40 \times 5$; 5 - cuplaj frangibil G2"; 6 - șurub M6x16; 7 - talpă pătrată de 140x140. Pe baza acestei soluții constructive a fost întocmit un breviar de calcul cu ajutorul softului MathCAD, care a permis verificarea la încovoiere a țevii în zona de fixare în cuplaj și a secțiunii de rupere a cuplajului frangibil pentru intensitățile ale vântului între 240 și 480 km/h pentru țevă din aluminiu de $\Phi 35 \times 2$ mm și $\Phi 40 \times 5$ mm, care sunt prezentate în figura 3.a, curbele 1 și 2. De asemenea, a fost reprezentată tensiunea de încovoiere în țeava de $\Phi 35 \times 2$ mm pentru momentul minim de încovoiere de 204 J, curba 3, și pentru valoarea maximă de 678 J, curba 6. Tensiunea admisibilă pentru țeava din aliaj de aluminiu EN WA 6082/SR EN 755-2, s-a luat egală cu limita de curgere, care este de 250 N/mm^2 , curba 5. Se observă că tensiunea de încovoiere de $432,8 \text{ N/mm}^2$, dată de momentul maxim, curba 6, este mult mai mare de cât tensiunea admisibilă, ceea ce impune alegerea țevii de $\Phi 40 \times 5$ mm. Curba 5 reprezintă tensiunea de încovoiere

maximă de $153,05 \text{ N/mm}^2$ din țeava de $\Phi 40 \times 5$ mm, care este mai mică de cât tensiunea admisibilă.

În figura 3.b se prezintă variația tensiunii de încovoiere în secțiunea cuplajului în funcție de diametrul exterior, curbele 1, 2 și 3 reprezintă variația tensiunii pentru momentul maxim, mediu și minim. Se observă că la o rezistență de rupere de 310 N/mm^2 , cuplajul frangibil este executat din aliaj de aluminiu EN WA 6082/SR EN 755-2, curba 4, se intersectează cu tensiunea medie, curba 2, la aproximativ diametrul de 43 mm. Curba 5 reprezintă forța de încercare pe presă pentru un braț al forței de 190 mm, rezultând pentru diametrul de 43 mm o forță de rupere de 240 daN.

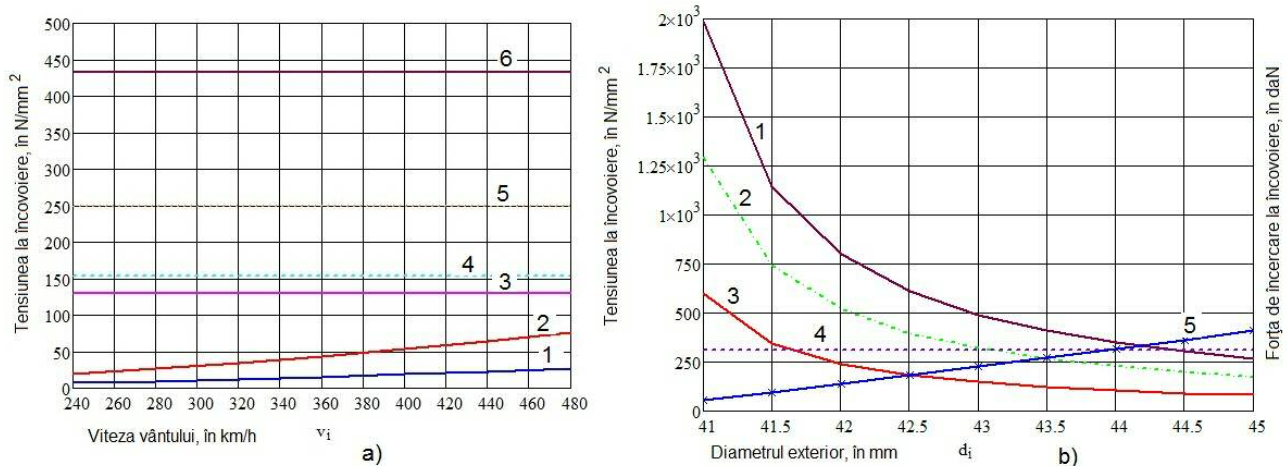


Fig. 3. Variația tensiunii de încovoiere cu viteza vântului și diametrul exterior al secțiunii cuplajului frangibil

O problemă care a fost analizată în programul de calcul este modul de comportare al secțiunii critice a cuplajului frangibil la fenomenul de oboseală. Pentru un număr de 10^6 cicluri de solicitare pulsatorie a secțiunii de rupere a cuplajului dată de o viteză a vântului de 240 km/h și o rază de racordare în zona secțiunii de rupere a cuplajului de 1 mm a rezultat un coeficient de siguranță de 0,876, iar pentru o rază de 0,5 mm un coeficient de siguranță de 0,561.

Pentru a evidenția influența razei de racordare din zona secțiunii de rupere s-a făcut o analiză cu element finit a cuplajului frangibil la solicitarea statică dată de momentul maxim, în figura 4.a pentru raza de 0,5 mm și în figura 4.b pentru raza de 1 mm. Se observă că au rezultat tensiuni mai mari de cât la metoda clasică, iar raportul dintre cele două tensiuni maxime este de 1,36 mai mic de cât raportul dintre coeficienți de siguranță la oboseală de 1,56.

În continuare au fost verificate șuruburile de M10, grupa 6.8, pentru fixarea tălpii balizei pe fundație la solicitările de întindere, strivire și forfecare a filetului, rezultând cel mai mic coeficient de siguranță la strivire de 2,2 pentru cazul când lucrează un singur șurub. De asemenea, a fost verificată talpa suportului balizei, care pentru o tablă de 10 mm și un butuc de 69 mm nu a verificat la solicitarea maximă, având un coeficient de siguranță de 0,73, fiind nevoie de creșterea diametrului butucului la 79 mm, când coeficientul a crescut la 1,33.

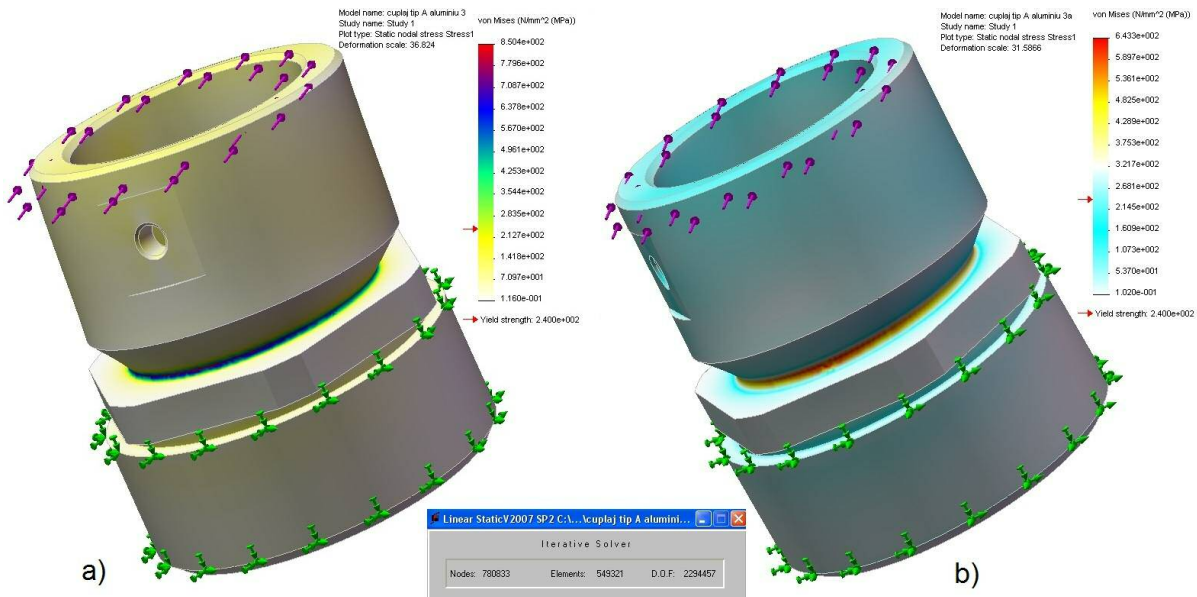


Fig. 4. Analiza cuplajului frangibil cu ajutorul metodei elementului finit

3. Stabilirea soluției constructive a suportului frangibil pentru panou

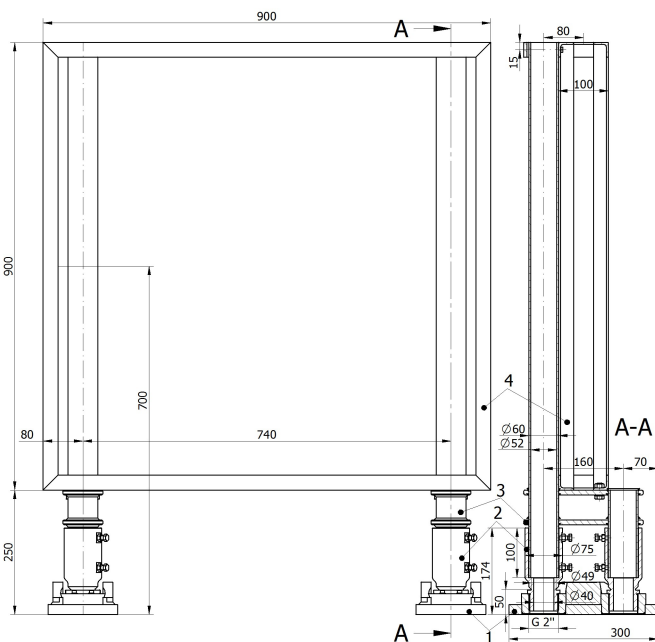


Fig. 5. Soluția constructivă a suportului panoului

În figura 5 este prezentat desenul de ansamblu al panoului, care se compune din: 1 - talpă 140x300; 2 - cuplaj frangibil G2"; 3 - picior suport din țevă de aluminiu $\phi 60 \times 4$; 4 - panou luminos 900x900x100. Pe baza acestei soluții constructive a fost întocmit un breviar de calcul cu ajutorul softului MathCAD, care a permis verificarea la încovoiere a țevii în zona de fixare în cuplaj și a secțiunii de rupere a cuplajului frangibil pentru intensitățile ale vântului între 240 și 480 km/h pentru țevă din aluminiu de $\phi 60 \times 4$ mm. De asemenea, suportul panoului luminos trebuie să se rupă la un moment de încovoiere între 45 și 55 kJ (kNm) dacă înălțimea panoului este mai mare de 1,2 m.

Datorită dimensiunilor la limită ale panoului luminos s-a încercat realizarea unui suport care să reziste la momentele de încovoiere cerute de Manualul pentru proiectarea aerodromurilor (ICAO Doc. 9157), Partea 6. Pentru a permite aeronavei să treacă în cazul

lovirii structurii de susținere, aceasta trebuie să se rupă, să se detașeze sau să fie îndoită la nivelul solului.

Cu ajutorul caracteristicilor geometrice ale secțiunilor critice ale piciorului suportului prezentate în figura 6, pentru zona de îmbinare a țevii cu cuplajul frangibil (fig. 6.a) și a zonei de rupere a cuplajului frangibil (fig. 6.b).

Pentru aliajul de aluminiu EN WA 6082, în N/mm², SR EN 755-2, ce are limita de curgere minimă de 260 N/mm² și rezistența de rupere de 310 N/mm², au rezultat pentru țevă coeficienți de siguranță la vânt de 5,3, iar la momentul de rupere maxim de 1,02. Acești coeficienți de siguranță au fost obținuți prin raportare la limita de curgere, ceea ce exclude deformarea țevii.

Pentru zona de rupere a suportului prin cuplajul frangibil au rezultat coeficienți de siguranță la vânt de 15,8, iar la momentul de rupere minim de 1,1 și la momentul de rupere maxim de 0,9. Acești coeficienți de siguranță au fost obținuți prin raportare la rezistența de rupere.

O problema importantă a piciorului suport al panoului luminos o reprezintă talpa, care trebuie să reziste la momentul foarte mare de rupere a suportului, între 45 și 55 kJ, la jumătate pe picior. În figura 7 este prezentată soluția constructivă a tălpii piciorului cu caracteristicile geometrice ale secțiunilor critice pentru care s-au obținut coeficienți de siguranță de peste 1,08.

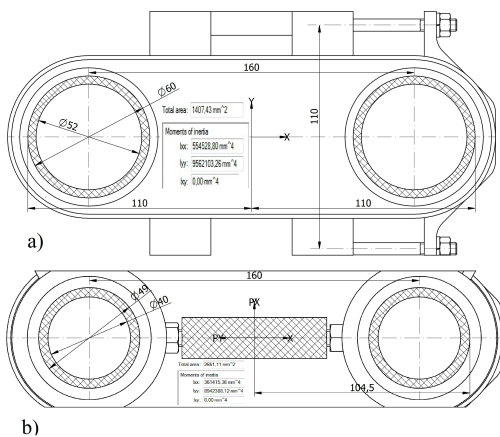


Fig. 6. Caracteristicile geometrice ale secțiunilor critice ale suportului

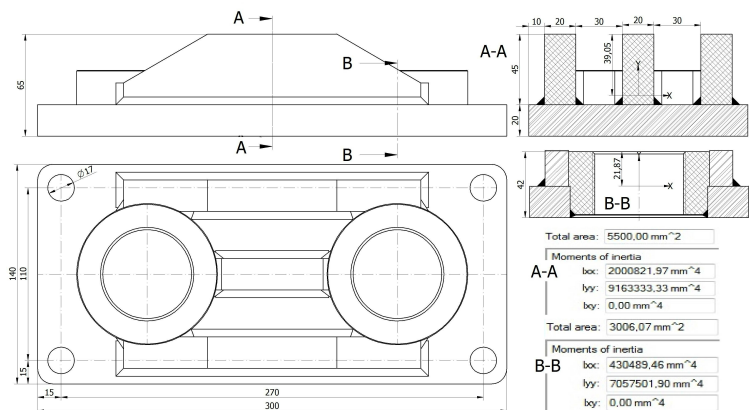


Fig. 7. Forma constructivă a tălpii piciorului și caracteristicile geometrice ale celor două secțiuni critice

Dacă înălțimea panoului luminos este mai mică de 1,2 m trebuie făcută o verificare doar la viteza vântului, care prin forma constructivă a panoului să nu depășească momentul de încovoiere de 240 Nm.

4. Verificarea suportului balizei pe presă

Pentru verificarea cuplajului frangibil pe presa din Laboratorul de Rezistența materialelor din cadrul Universității din Petroșani a fost proiectat și realizat suportul din figura 8, unde sunt date și caracteristicile geometrice ale secțiunilor D-D și C-C. Pentru o tablă de 10 mm din oțel OL37/STAS 500/2-80, cu limita la curgere de 210 N/mm², a rezultat un coeficient de siguranță de 3,7.

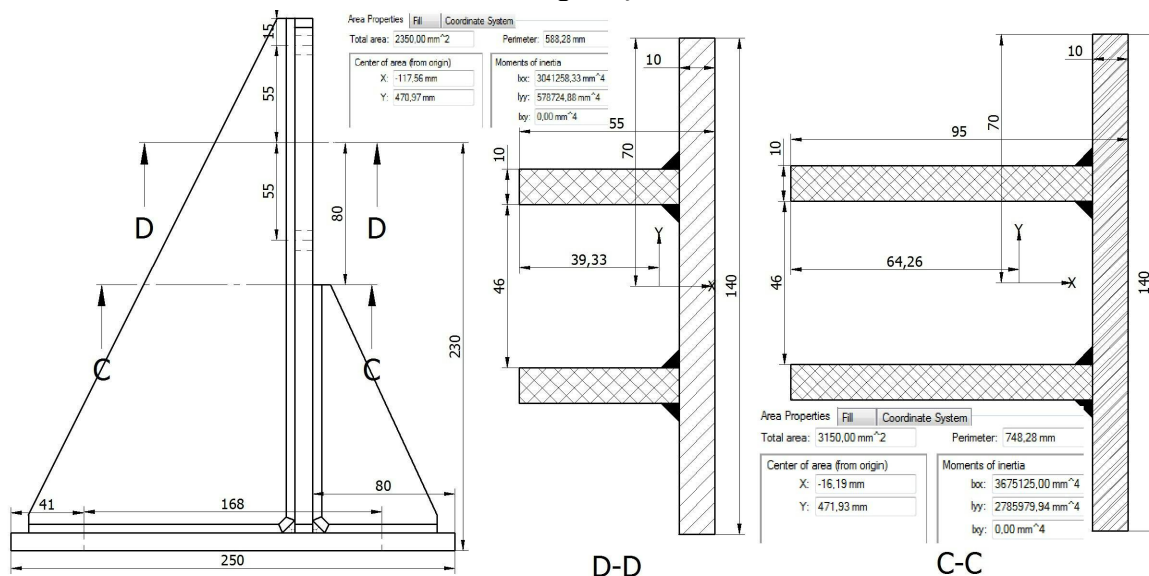


Fig. 8. Soluția constructivă și caracteristicile geometrice ale secțiunilor C-C și D-D

În figura 9.a este prezentat cuplajul frangibil cu suportul balizei montat pe presă pentru încercarea de rupere prin încovoiere, iar în figura 9.b este prezentat cuplajul frangibil rupt. La prima încercare, pentru un braț al forței de 190 mm, s-a produs ruperea la o forță de 560 daN, iar în urma măsurării diametrului exterior al secțiunii de rupere a rezultat valoarea de 45 mm. S-a executat un nou cuplaj frangibil cu diametrul exterior al zonei de rupere de 42,5 mm, rezultând la încercare o forță de încercare de 240 daN, un moment de încercare de 456 J (Nm), cuprins între cele două limite admisibile 204 și 678 J (Nm).



a)



b)



c)



d)

Fig. 9. Încercarea cuplajului frangibil pe presă, modul de rupere al acestuia și baliza

5. Concluzii

Cu ajutorul soft-urilor moderne de proiectare s-a putut obține un cuplaj frangibil de calitate, care poate intra în portofoliul de produse al firmei ElectroMax Petroșani (fig. 9.c).

Datorită construcției suportului balizei a fost modificată și construcția acesteia față de figura 2, realizându-se alimentarea cu energie electrică printr-un cablu introdus prin interiorul suportului balizei (fig. 9.d).

În cazul panourilor luminoase cu înălțimea mai mică de 1,2 m ca suport se pot folosi ca picioare suportul de la baliză, care satisface cerința ca dispozitivul încercat trebuie să reziste la un moment de încovoiere de 204 Nm, dar ar trebui să se rupă înainte ca momentul de încovoiere să atingă 678 Nm, a se vedea figura 1. În acest caz, trebuie făcută o verificare doar la viteza vântului, care prin forma constructivă a panoului să nu depășească momentul de încovoiere de 240 Nm sau la limită momentul de rupere al cuplajului frangibil.

Pentru panouri luminoase cu înălțimea mai mare de 1,2 m se poate folosi soluția constructivă prezentată în lucrare cu posibilități de îmbunătățire din punct de vedere constructiv și tehnologic. De asemenea, se poate face un studiu mai detaliat al variației distanței dintre cele două ramuri de susținere ale piciorului și a tălpii piciorului suportului.

Bibliografie

1. Buzdugan, Gh., 1979, *Rezistența materialelor*, Editura Tehnică, București.
2. Mănescu, T. Șt., ș.a., 2005, *Analiză structurală prin metoda elementului finit*, Ed. Orizonturi Universitare, Timișoara.
3. Muscă, G., 2006, *Proiectarea asistată folosind Solid Edge*, Editura Junimea, Iași.
4. * * * , 2005, RACR-AD-PETA "Proiectarea și exploatarea tehnică a aerodromurilor", ediția 2/2015.

PROIECTAREA ȘI REALIZAREA UNUI PALAN SIMPLU PENTRU RIDICAREA SCHIPULUI DE LA E.M. LUPENI

Autori: Alexandru-Vasile COZMA¹ Mădălin BOTOȘ²
adresa_mail@yahoo.com

Coordonator: Conf.dr.ing. Iosif DUMITRESCU³

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul IV

² Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul II

³ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi

Rezumat

În condițiile crizei economice, a fondurilor de investiții reduse, s-a pus problema adaptării utilajelor existente pentru a realiza o instalație de manevrare a schipului de la Puțul nr.2 E.M. Lupeni. Prin utilizarea troliului de 45 kW în locul troliului de 75 kW, care a fost distrus, a fost necesară realizarea unui palan (scripete) simplu în interiorul spațiului de transport al puțului. Acest palan trebuie să realizeze o forță de ridicare de peste 300 kN la o viteză de 5 ... 7 m/min. În conceperea și realizarea palanului s-au folosit rolele de deviere existente la cota 57 a turnului, eclisele superioare de la DEC-12, dispozitivul de legat cablu DLC-1 și rama superioară a coliviei 2/1. Realizarea construcției palanului în cadrul sectorului de transport al minei a dus la obținerea unui cost minim pentru instalația de ridicare a schipului.

Cuvinte cheie: palan simplu, schip, ridicare.

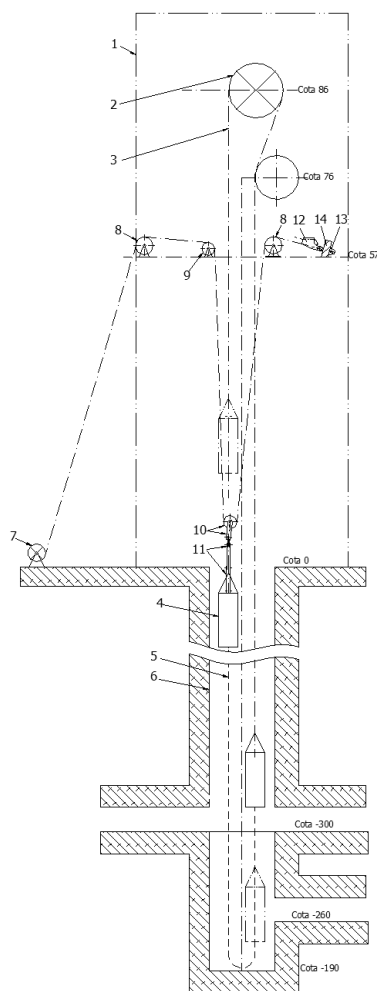


Fig. 1. Schema cinematică de principiu a instalației de manevrare schip

1. Introducere

În condițiile crizei economice, a fondurilor de investiții reduse, se pune problema adaptării utilajelor existente pentru a realiza o instalație de manevrare a schipului, care să permită o bună deservire a instalației de transport cu schip de la Puțul nr.2 E.M. Lupeni. Pentru aceasta este necesară o cunoaștere bună a construcției și a caracteristicilor tehnice ale utilajelor, dispozitivelor și componentelor existente la E.M. Lupeni.

Cunoscându-se caracteristicile tehnice ale troliului de 45 kW disponibil la E.M. Lupeni și caracteristicile tehnice ale schipului de 14 tone ce trebuie ridicat s-a întocmit o schemă cinematică de principiu a instalației de manevrare schip.

În figura 1 este prezentată schema cinematică de principiu a instalației de manevrare schip de la E.M. Lupeni, unde s-au notat: 1 – turnul din beton al mașinii de extracție; 2 – mașina de extracție tip TȘ 3,25x4; 3 – cablu de extracție; 4 – schip; 5 – cablu plat pentru echilibrare; 6 – puț; 7 – troliu de 45 kW; 8 – rolă de deviere mare; 9 – rolă de deviere mică; 10 – palan (scripete) simplu; 11 – dispozitiv de stopare schip; 12 – dispozitiv de legat cablu DLC-1; 13 – tijă colivie 2/1; 14 – suport fix.

Troliul de 45 kW este amplasat la cota 0 în clădirea și pe fundația vechiului troliu de 75 kW, iar realizarea palanului simplu se face cu ajutorul rolor de deviere existente și amplasate la cota 57 a turnului schipului.

Datorită necesității de execuție a primei trepte a reductorului, fiind distrusă, și a reducerii momentului de torsiune pe arborele de ieșire impus de coeficienții de siguranță ai transmisiei troliului. Ca și când puterea de acționare a motorului electric trebuia redusă de la 45 kW la maxim 30 kW pentru aceeași turație la toba troliului. Toate aceste probleme au fost soluționate prin reducerea valorii raportului de transmitere a primei trepte de la $i=5,21$ la $i = 3,06$, de 1,7 ori, și folosirea unui

palan simplu care să dubleze forța de ridicare.

Pe baza schemei cinematice de principiu a instalației de manevrare schip au fost stabilite caracteristicile tehnice ale acesteia, care sunt prezentate în tabelul 1.

Tabelul 1. Caracteristicile tehnice ale instalației de manevrare schip

Nr. crt.	Caracteristică tehnică	U.M.	Valoare
1.	Puterea maximă de acționare	kW	45
2.	Turația motorului electric	rot/min	1450
3.	Raportul de transmitere al troliului	-	425,99
4.	Diametrul tamburului troliului la prima înfășurare	mm	1170
5.	Turația tamburului troliului	rot/min	3,4
6.	Diametrul cablului troliului	mm	30
7.	Masa specifică a cablului (STAS 1689-80)	kg/ml	3,071
8.	Lungimea cablului troliului	m	300
9.	Sarcina de rupere a cablului (STAS 1689-80)	kN	412,8
10.	Forța maximă de tractare a troliului	kN	215
11.	Viteza de tractare a troliului	m/min	7,3
12.	Randamentul palanului	-	0,9
13.	Diametrul minim al rolei de deviere cablu	mm	900
14.	Forța maximă de ridicare a palanului	kN	385
15.	Greutatea maximă a schipului (cu dispozitive și cablu plat de echilibrare.)	kN	275
16.	Viteza de ridicare a schipului	m/min	6,12
17.	Cursa de ridicare a schipului	m	30

Caracteristicile tehnice ale instalației de manevrare a schipului satisfac cerințele necesare deservirii instalației de extracție cu schip, tip TŞ 3,25x4, de la puțul nr. 2 E.M. Lupeni, pentru realizarea reviziilor periodice ce sunt impuse de normele de securitate și sănătate în muncă privind instalațiile de extracție, cum ar fi: verificarea și schimbarea cablurilor, schimbarea dispozitivelor de legare a cablurilor și de echilibrare a tensiunilor din cabluri, la schimbarea schipurilor.

2. Soluția constructivă a palanului (scripetelui) simplu

Soluția constructivă a palanului (scripetelui) simplu este prezentată în figura 2, care se compune din: 1 – ramă suport rolă de deviere mare; 2 – rolă de deviere mare; 3 – cadru cu compartimente pentru trecerea cablurilor; 4 – rolă de deviere mică; 5 – suport fix pentru tija de colivie 2/1; 6 – tijă de colivie 2/1; 7 – dispozitiv de legat cablu DLC-1; 8 – scripete cu eclise; 9 – dispozitiv de stopare schip.

Existența rolor de deviere a cablului la cota 57 a puțului cu schip nr. 2 de la E.M. Lupeni și a celorlalte componente a permis proiectarea și executarea ușoară a palanului simplu pentru dublarea forței de ridicare. Dintr-o rolă de deviere mică, cu diametrul de 900 mm, a fost realizată rola scripetelui, iar ca eclise au fost folosite eclisele superioare de la dispozitivul de echilibrare a tensiunilor din cablu DEC-12, care au fost luate de la E.M. Lonea.

Pentru a realiza trecerea scripetelui printre cablurile mașinii de extracție, având o distanță între ele de 265 mm, a trebuit ca lungimea axului rolei și a bolțului de legare la dispozitivul de stopare schip să nu depășească 260 mm. Pentru aceasta au fost prelucrate lateralele butucului rolei, reducându-se lățimea acestuia de la 162 mm la 152 mm, s-a schimbat grosimea capacelor de la 20 mm la 10 mm, respectiv s-a schimbat sistemul de etanșare a ungerii rulmenților, de la manșetă de rotație la inel de pâslă. De asemenea, s-au folosit șuruburi cu cap înecat pentru fixarea capacelor rulmenților și pentru fixarea plăcuțelor opritoare de pe eclise. Pentru a putea realiza legătura între eclise și furca dispozitivului de stopare a schipului au fost introduse două bușe în alezajele de 111 mm ale ecliselor cu diametrul alezajului interior de 70 mm cât are și alezajul furcii.

În figura 3 este prezentată soluția constructivă a scripetelui cu eclise, unde s-au notat: 1 – eclisă superioară DEC-12; 2 – bușă; 3 – bolț $\phi 70 \times 260$; 4 – plăcuță opritoare I; 5 – șurub cu cap înecat M12 \times 30; 6 – rolă pentru scripete; 7 – capac; 8 – șurub cu cap înecat M10 \times 25; 9 – rulment radial cu bile pe un rând 6040; 10 - plăcuță opritoare II; 11 – ax rolă scripete; 12 – inel distanțier; 13 – inel din pâslă.

Problema de fixare a capătului cablului s-a realizat prin fixarea acestuia într-un dispozitiv de legat cablu DLC-1, ce este prins de tija unei colivii tip 2/1 fixată într-o cutie de mecanism paracăzător de colivie 2/1 și sprijinită de suportul rolor de deviere a cablurilor.

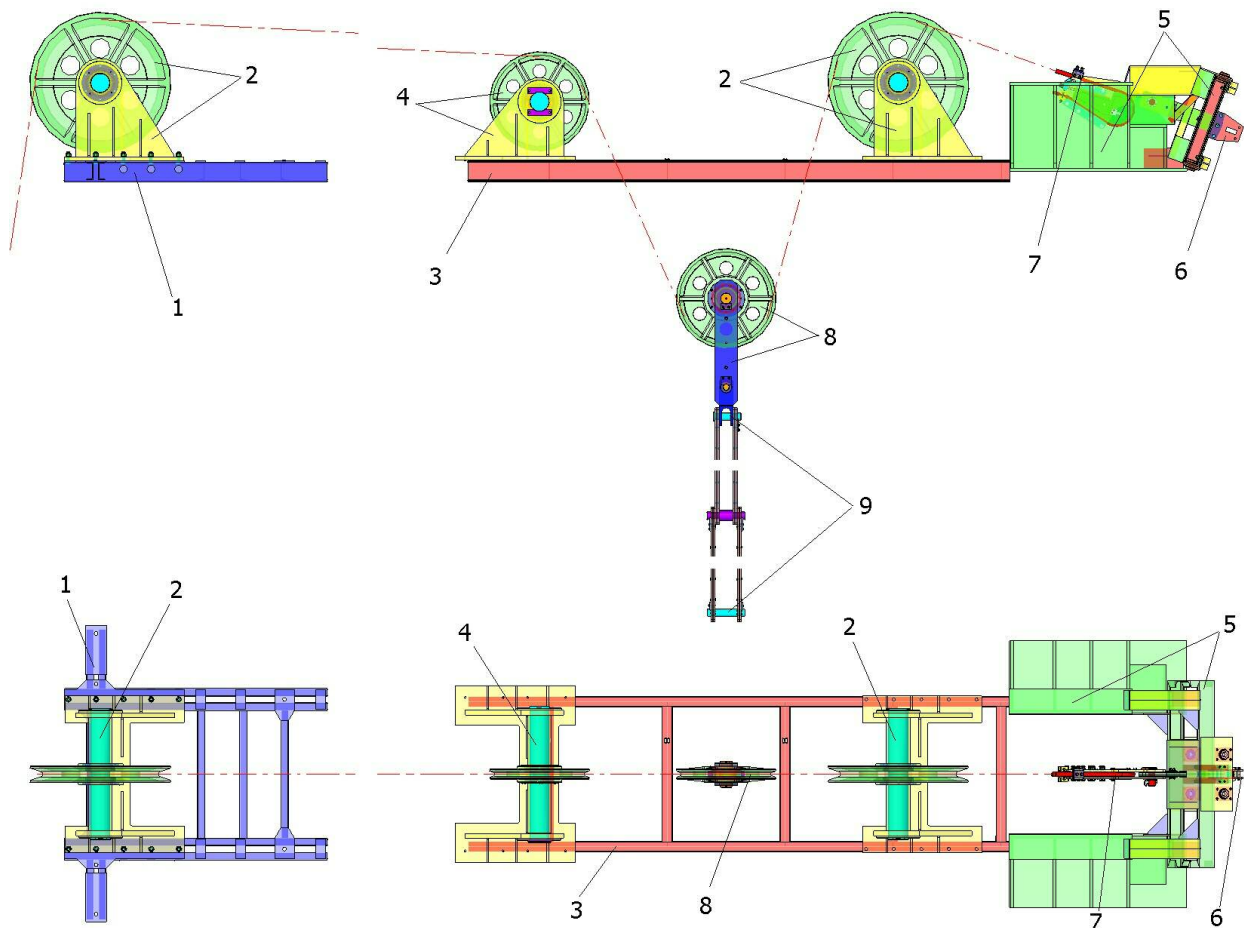


Fig. 2. Construcția palanului (scripetelui) simplu

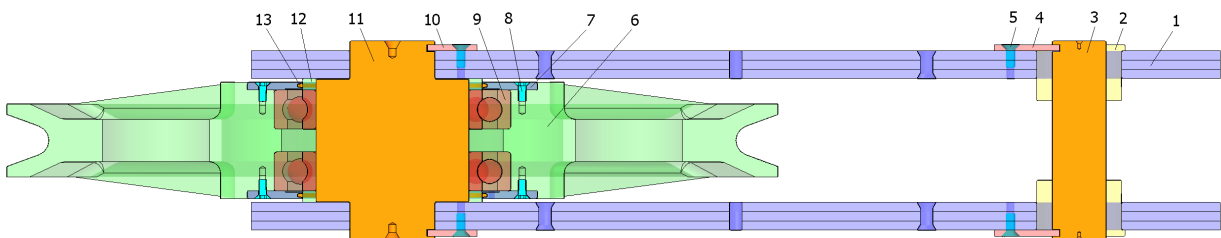


Fig. 3. Soluția constructivă a scripetelui cu eclise

Această soluție constructivă a fost adoptată datorită existenței majorității componentelor în dotarea E.M. Lupeni și a picioarelor suport pentru rolele de deviere cablu de la vechea mașină de extracție. Poziționarea ramei mecanismului paracăzător la 20° față de verticală s-a realizat datorită folosirii roții mari pentru devierea cablului palanului și realizarea unei așezării cât mai bune a tijei pe jugul ramei mecanismului paracăzător.

3. Funcționarea, realizarea și încercarea instalației de manevrare a schipului

În figura 4 este prezentat modul de funcționare al instalației de manevrare a schipului, care se compune din: 1 – troliu; 2 – rolă de deviere cablu la intrarea în turn; 3 – rolă intermediară de deviere cablu; 4 – dispozitiv de legat cablu DLC-1; 5 – scripete cu eclise; 6 – dispozitiv de stopare schip; 7 – rolă de deviere cablu la capătul fix; 8 – tijă colivie 2/1; 9 – suport fix; 10 – schip compartimentul 4; 11 – schip compartimentul 3; 12 – pod din lemn.

Pentru punerea în funcțiune se trece capătul cablului troliului hidraulic de la cota 86 pe sub rola de deviere intermediară (poz. 3) și peste rola de deviere la intrarea în turn (poz. 2) și se coboară capătul acestuia până la cota zero, unde se prinde cu cleme de capătul cablului troliului cu diametrul de 30 mm. După tragerea capătului cablului troliului peste rola de deviere de la intrarea în turn și pe sub rola de deviere intermediară, astfel ca peste 10 m din cablul troliului să treacă de rola intermediară, se blochează cablul

troliului cu ajutorul clemelor care se sprijină pe marginile ferestrei realizată în peretele despărțitor de la cota 57.

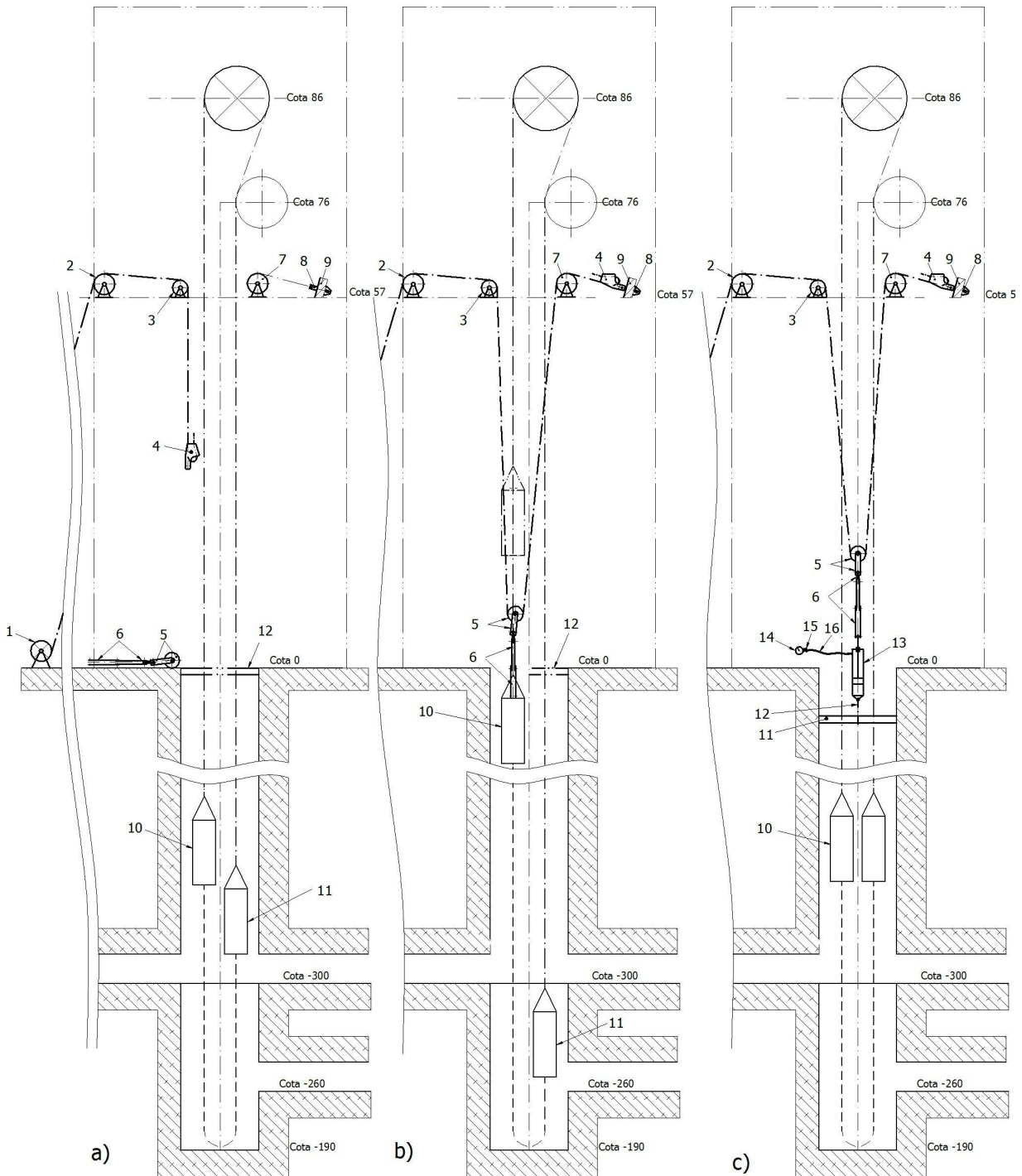


Fig. 4. Modul de funcționare a instalației de manevrare a schipului

În continuare se trece capătul cablului troliului peste rola de deviere intermediară și se prinde capătul acestuia în dispozitivul de legat cablu DLC-1, care împreună cu o greutate suplimentară, cu masa de 50 kg, este coborâtă cu troliul hidraulic în spațiul de transport al turnului cu schip. Când sub greutatea dispozitivului DLC-1 și al greutății suplimentare se produce desprinderea clemelor de blocare de pe peretele despărțitor se stopează desfășurarea cablului de pe toba troliului și se desfac clemele de blocare de pe cablul troliului. Se continuă coborârea dispozitivului DLC-1 prin desfășurarea cablului de pe toba troliului instalației de manevrare schip și de pe toba troliului hidraulic, al cărui cablu rămâne legat de bolțul dispozitivului DLC-1.

Toate aceste operații de desfășurare a cablului de pe toba troliului instalației de manevrare a schipului se fac cu mașina de extracție oprită și cu poziționarea schipurilor sub cota zero și realizarea unui pod de lucru de siguranță din material lemnos în construcție solidă și rigidă, poz.12, pe moazele consolidate de la cota zero. De asemenea, comunicarea între punctele de comandă, rampa puțului, cota zero, camera

troliului instalației de manevrare schip, cota 57 și cota 86 camera mașinii de extracție se face numai de operatori instruiți în acest sens și care cunosc modul de funcționare al troliurilor, iar manevrarea sarcinilor se va face cu multă atenție, respectându-se întocmai semnalele permise.

Când dispozitivul de legat cablu DLC-1 ajunge în rampa puțului, la cota zero, se desprinde o eclisă a scripetelui, prin deșurubarea celor patru șuruburi M12x30 care fixează plăcuțele de blocare a axului și a bolțului, se trece cablul troliului peste rola scripetelui și se montează eclisa la loc, care se blochează pe ax și bolț prin montarea celor două plăcuțe de blocare. În continuare se ridică dispozitivul DLC-1 cu greutatea suplimentară, cu ajutorul cablului troliului hidraulic, până acesta ajunge la cota 57 și se trece cablul troliului instalației peste rola de deviere de capăt (poz. 7), după care se desprinde greutatea suplimentară și cablul troliului hidraulic, iar dispozitivul DLC-1 se prinde de tija coliviei 2/1 cu ajutorul bolțului (fig. 4.b). Pentru buna desfășurare a acestei operații trebuie ca viteza de desfășurare a cablului de pe toba troliului instalației să fie corelată cu viteza de înfășurare a cablului pe toba troliului hidraulic, iar rularea cablului peste rola scripetelui trebuie supravegheată pentru a evita o blocare a acestuia.

După realizarea punerii în funcțiune a instalației de manevrare schip se realizează trei curse de mers în gol, de urcare și coborâre a scripetelui cu eclise și a dispozitivului de stopare a schipului pe înălțimea de 30 m de la nivelul cotei zero, pentru a verifica buna funcționare a instalației.

Verificarea caracteristicilor tehnice ale instalației și a rezistenței componentelor acesteia se face prin montarea unei grinzi pe moazele de la cota zero de care se prinde cu lanț C 18x64, ce are forța de rupere 380 kN, urechea corpului cilindrului de ripare pășire, 135/80/500, de la susținerea mecanizată SMA 5H, iar urechea tijei este prinsă între eclisele dispozitivului de stopare schip, ca în figura 4.c. Înainte de montare, cilindrul este închis prin introducerea în camera inelară a emulsiei și montarea pe capătul furtunului de alimentare a unui robinet și manometru pentru măsurarea presiunii până la 600 bar.

În figura 4.c au fost făcute următoarele notații în plus față de figura 6, astfel: 11 – grindă; 12 – buclă din lanț C 18x64; 13 – cilindru hidraulic de ripare pășire 135/80/500; 14 – manometru; 15 – robinet; 16 – furtun Dn10.

Încercarea de verificare constă în pornirea troliului instalației și tractarea cilindrului cu citirea presiunii indicate de manometru. La atingerea presiunii între 320 și 380 bar se oprește motorul troliului și se verifică dacă frâna electromagnetică FC 315 reține instalația pretensionată timp de 10 min. De asemenea, se verifică în aceleași limite ale presiunii și mecanismul de siguranță cu clichet. Se fac cel puțin câte trei încercări pentru fiecare verificare, iar verificările se fac de o firmă autorizată.

În figura 5.a este prezentat troliul de 45 kW, la care s-a redus raportul de transmitere de 1,7 ori pentru creșterea coeficienților de siguranță ai transmisiei. De asemenea, a fost îmbunătățită soluția de fixare a troliului pe ramă, prin folosirea unor bride din oțel rotund de 30 mm la lagărele tamburului, iar pentru clichetul de blocare sub sarcină a fost realizat un sistem de comandă cu ajutorul piciorului de la pupitrul de comandă.

Încercarea instalației de manevrare a schipului s-a realizat în două etape:

- în prima etapă s-a ridicat schipul vechi ce este blocat în rampa puțului, figura 5.b;
- în a doua etapă s-a folosit o grindă metalică fixată în rama metalică a guriî puțului, fig. 5.c.

Aceste încercări au fost impuse de construcția motorului electric de 45 kW, tip ASAM 22M-4 IP54, care este cu rotorul în scurtcircuit și impune la pornire comutarea stea-triunghi.

În paralel cu citirea presiunii la manometru a fost măsurată și puterea motorului electric, figura 5.d. Semnalizarea între rampa puțului și troliu se face acustic, figura 5.d, conform normelor de protecția și securitatea muncii de la instalațiile de extracție.

4. Concluzii

Existența rolor de deviere a cablului la cota 57 a puțului cu schip nr. 2 de la E.M. Lupeni și a celorlalte componente a permis proiectarea și executarea ușoară a palanului simplu pentru dublarea forței de ridicare.

Toate componentele palanului simplu au fost executate în regie proprie, de către Sectorul Transport al E.M. Lupeni, la costuri minime.

După verificarea, încercarea și punerea în funcțiune a instalației de manevrare schip, din care face parte și palanul simplu, vor exista următoarele avantaje:

- intervențiile de mentenanță la instalația de transport cu schip se pot face la momentul dorit de E.M. Lupeni, fără a fi condiționat de achiziționarea acestui serviciu, închiriere macara, etc.;
- realizarea intervențiilor de mentenanță se va face cu un număr mic de muncitori și în condiții de securitate și protecția muncii;

- costul serviciului de mentenanță al instalației de transport cu schip de la E.M. Lupeni se reduce.



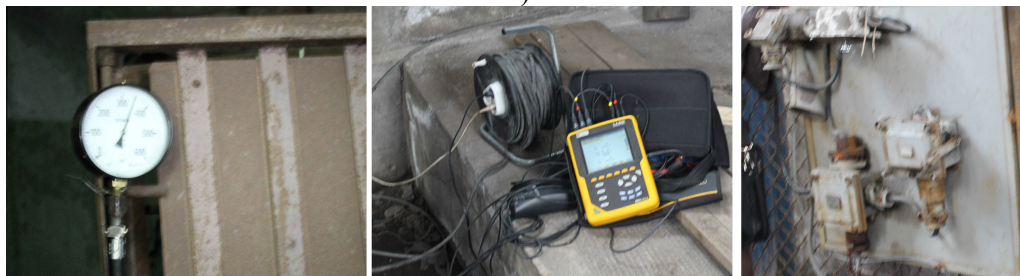
a)



b)



c)



d)

Fig. 5. Trolitul și etapele încercării instalației de manevrare a schipului

Bibliografie

1. Buzdugan, Gh. – *Rezistența materialelor*, Editura Tehnică, București, 1979.
2. Dalban, C., ș.a. – *Construcții metalice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983.
3. Magyari, A. – *Instalații mecanice miniere*, Editura Tehnică, București 1990.
4. Muscă G. – *Proiectarea asistată folosind Solid Edge*, Editura Junimea, Iași, 2006.

PROIECTAREA UNUI TRANSPORTOR CU BANDĂ PENTRU INSTALAȚIA DE MĂCINARE A SĂRII DE LA SALINA DEJ

Autori: Alexandru-Nicolae TOMA ¹, Alexandru CALOTĂ ²
adresa_mail@yahoo.com

Coordonator: Conf.dr.ing. Iosif DUMITRESCU ³

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul IV

² Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul II

³ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi

Rezumat: Creșterea cererii de sare industrială livrată la beneficiari interni și externi, a diversificării sorturilor de sare cerută și uzura fizică și morală a stației de presfărâmare existentă (pusă în funcțiune în 1997) obligă Salina Ocna Dej la găsirea unui nou flux de măcinare, modern, cu productivitate crescută și cu o trecere rapidă de la un sort de sare la alt sort de sare. În lucrare se prezintă schema de principiu a instalației de măcinare pentru o capacitate de producție de 300 t/h pentru sorturile de sare de 0 – 15 mm și 0 – 4 mm. De asemenea, sunt prezentate etapele de dimensionare a transportoarelor cu role și bandă de 800 mm pentru lungimi de până la 100 m și înclinări de până la 30° și modelare 3D a elementelor acestuia pentru a realiza ușor și rapid fluxul de transport al instalației.

Cuvinte cheie: transportor cu bandă, dimensionare, instalație de măcinat sare.

1. Introducere

În anul 1979 la mina Transilvania au început lucrările de exploatare, care continuă până în prezent. Mina a fost proiectată cu cinci orizonturi: orizontul +204 m, exploatat în perioada 1979-1985; orizontul +188,5 m, exploatat în perioada 1985-2000; orizontul +173 m, exploatat începând cu anul 1999, în curs de finalizare în prezent; orizontul +157 m, care va intra în exploatare în anul curent; orizontul +142 m, care se va deschide și exploata în viitor.

La nivelul orizontului +173 m este amplasată o stație de presfărâmare (fig. 1), prin intermediul căreia sarea rezultată în urma operației de împușcare este adusă la granulația de maxim 15 mm, prin intermediul unui concasor cu impact 4840.

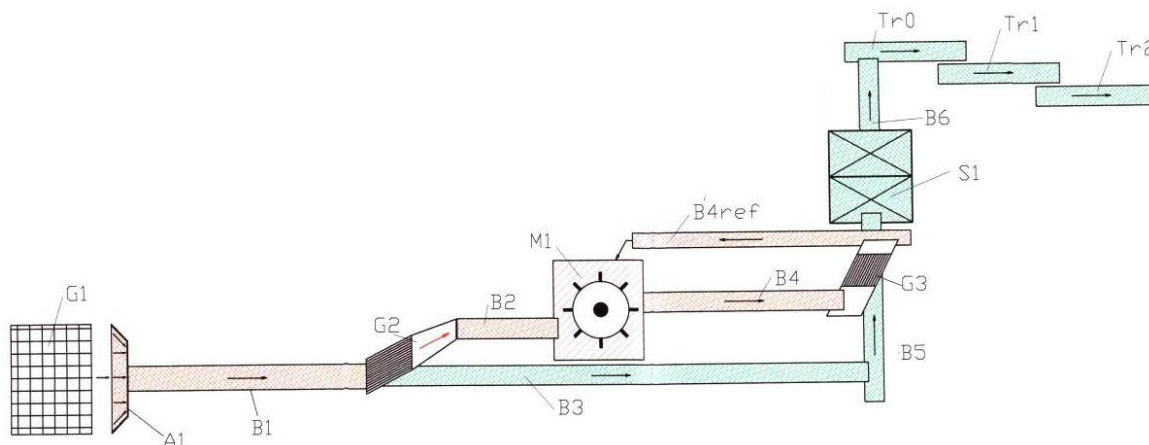


Fig. 1. Schema stației de presfărâmare a sării existentă la orizontul +173 m

În figura 1 este prezentată schema stației de presfărâmare a sării existentă la orizontul +173 m, unde s-au notat: G1 – grătar preluare sare; A1 – alimentator cu motor de 30 kW/1000 rot/min; B1 – transportor cu bandă de 1000 mm cu lungimea $L = 35$ m și grup de acțiune (motor de 22 kW/1000 rot/min și reductor 2CHB 250 cu $i = 1/25$); B2 – transportor cu bandă de 800 mm cu lungimea $L = 25$ m și grup de acțiune (motor de 15 kW/1000 rot/min și reductor 2CHB 250 cu $i = 1/25$); B3 – transportor cu bandă de 800 mm cu lungimea $L = 58$ m și grup de acțiune (motor de 15 kW/1500 rot/min și reductor 2CHB 250 cu $i = 1/25$); M1 – concasor cu impact 4840 cu motor de 55 kW/1000 rot/min; B4 – transportor cu bandă de 800 mm cu

lungimea $L = 25$ m și grup de acționare (motor de 7,5 kW/1500 rot/min și reductor 2CHB 250 cu $i = 1/25$); B⁴ref - transportor cu bandă de 800 mm cu lungimea $L = 26$ m și grup de acționare (motor de 5,5 kW/1000 rot/min și reductor 2CHB 250 cu $i = 1/25$); B5 - transportor cu bandă de 800 mm cu lungimea $L = 30$ m și grup de acționare (motor de 15 kW/1500 rot/min și reductor 2CHB 250 cu $i = 1/25$); S1 – siloz de 15 t; B6 - transportor cu bandă de 800 mm cu lungimea $L = 28$ m și grup de acționare (motor de 7,5 kW/1000 rot/min și reductor 2CHB 250 cu $i = 1/25$); Tr0 - transportor cu bandă de 800 mm cu lungimea $L = 216$ m și două grupuri de acționare (motor de 45 kW/1500 rot/min și reductor 2CHB 250 cu $i = 1/16$); Tr1 - transportor cu bandă de 800 mm cu lungimea $L = 980$ m și două grupuri de acționare (motor de 75 kW/1500 rot/min și reductor 2HDO 1003 cu $i = 1/25$); Tr2 - transportor cu bandă de 800 mm cu lungimea $L = 780$ m și două grupuri de acționare (motor de 55 kW/1500 rot/min și reductor 2HDO 1003 cu $i = 1/25$); G2, G3 – grătare cu bare la 15 mm.

Utilajul principal în acest flux este concasorul cu impact 4840 produs de S.C. SIMATEC Baia-Mare, cu o capacitate nominală de 50-100 t/h la sare. Granulația de intrare al materialului este de max. 350 mm, iar granulația de ieșire de max. 12+15 mm. Practica a confirmat o capacitate de 90 t/h. Pentru 275 zile lucrătoare și 15 ore/zi de funcționare efectivă, rezultă o capacitate de aproximativ 371.000 tone sare/an, prelucrată prin presfărâmare la un gabarit de max. 15 mm.

Există posibilitatea obținerii acestui sort de bază, în paralel cu măcinarea, prin selectare gravitațională, prin cernere printr-un grătar cu bare la 15 mm, evitând moara. Astfel se poate obține o cantitate suplimentară de cca. 259.000 tone sare 0+15 mm. Rezultând o capacitate de 630.000 t/an la sortul de bază de 0+15 mm, din care urmează să se obțină și celelalte sorturi: 0+1 mm, 0+2 mm, 0+4 mm, 0+8 mm, ambalate în cutii, saci, și big-bags.

Pentru sortul de sare pentru drumuri 0-8 mm se montează grătare pentru această granulație și se folosește o autobasculantă care colectează refuzului rezultat, pe care îl recircuitează în procesul de producție.

De la orizontul +173 m sarea cu granulația cuprinsă între 0-15 mm, respectiv 0-8 mm, este transportată la suprafață, prin intermediul a trei benzi transportoare tip TBS 800.

Creșterea cererii de sare industrială livrată la beneficiari interni și externi, a diversificării sorturilor de sare cerută și uzura fizică și morală a stației de presfărâmare existentă (pusă în funcțiune în 1997) obligă Salina Ocna Dej la găsirea unui nou flux de măcinare, modern, cu productivitate crescută și cu o trecere rapidă de la un sort de sare la alt sort de sare.

2. Schema instalației de măcinare pentru o capacitate de producție de 300 t/h

Alegerea tipurilor de concasoare este etapa principală în proiectarea unei instalații de măcinare a sării. Există multiple tipuri de concasoare, potrivite pentru diferite scopuri, fiecare cu avantaje și dezavantaje.

Concasorul cu fălci este un concasor de tip primar, ideal pentru carierele mari ce exploatează prin perforare-împușcare. Principalul avantaj este fiabilitatea deoarece piesele de uzură nu se deteriorează foarte repede, fiind perfect pentru sfărâmarea bulgărilor mari de până la 1000 mm. Dezavantajul constă în faptul că produsul obținut este unul brut cu dimensiuni mari de peste 25 mm.

Concasorul cu con hidraulic este folosit cu succes, înlocuind concasoarele cu impact sau cele cu con cu arcuri. Avantajul principal este finețea produsului finit, obținând rezultate excelente chiar și în cazul prelucrării materialelor dure sau foarte dure. Ca și dezavantaj, se poate menționa doar prețul destul de ridicat, de peste 200 000 Euro.

Concasorul cu impact este folosit în primul rând ca și concasor secundar în cariere și pentru a concasa refuzul din balastiere. Principalul avantaj este produsul finit mărunț, fin și cubic, perfect pentru asfalt. Dezavantajele sunt reprezentate de costul mare de utilizare și faptul că piesele de uzură sunt destul de scumpe și trebuie schimbate des.

În figura 2 este prezentată schema instalației de măcinare pentru o capacitate de producție de 300 t/h, unde s-au notat: 1 – grătar basculant la 75 mm; 2 – concasor cu fălci CJ412, cu $Q = 165$ t/h la 75 mm și $Q = 605$ t/h la 275 mm; 3, 4, 6 – ciururi cu trei trepte; 5 – concasor conic hidraulic CH440, cu $Q = 220$ t/h la 13 mm și $Q = 135$ t/h la 8 mm; 7, 8, 9 – silozuri; TB1 ... TB8 – transportoare cu bandă de 800 mm; TB9 – transportor spre suprafață.

În schema din figura 2 sunt prezentate clasele granulometrice ale sării și capacitățile de transport între diferite utilaje pentru a obține la ieșire două sorturi de sare, 0 – 4 mm și 4 – 15 mm. Prin utilizarea celor două silozuri, 8 și 9, se elimină al doilea concasor conic pentru a obține o instalație de măcinare la 0 – 4 mm la o capacitate de 300 t/h. De asemenea, cu linie întreruptă s-a trasat fluxul de transport pentru obținerea bulgărilor între 150 – 275 mm și a reciclării sortului de 4 – 15 mm prin concasorul conic reglat la CSS8 pentru a obține o cantitate mai mare a sortului de 0 – 4 mm. Folosirea grătarului basculant permite realizarea unui flux continuu de măcinare între alimentarea intermitentă a acestuia cu basculante.

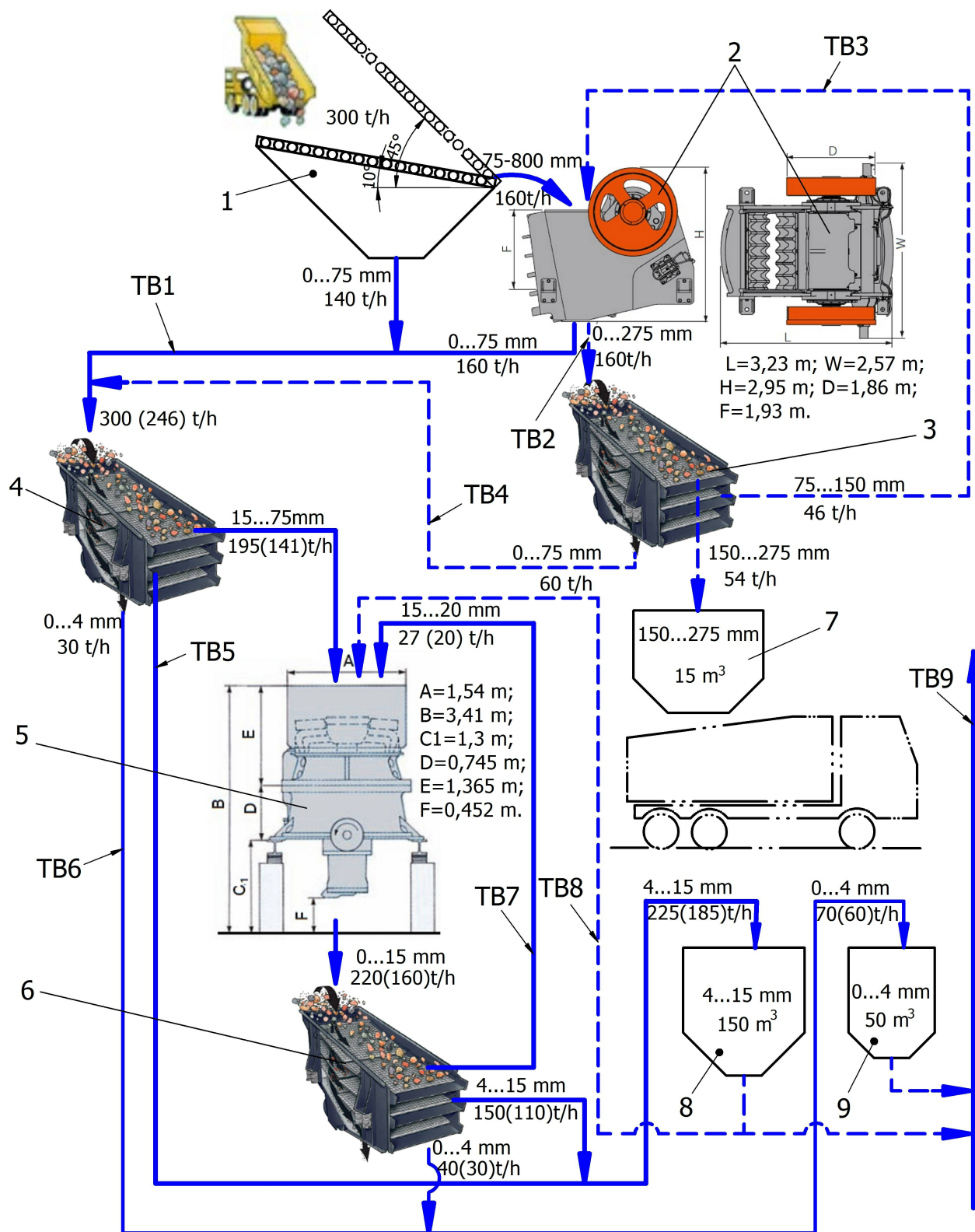


Fig. 2. Schema instalației de măcinare a sării la capacitatea de 300 t/h

3. Dimensionarea transportoarelor cu bandă de 800 mm

Datorită numărului mare de transportoare cu bandă de 800 mm ale instalației de măcinare a sării s-a întocmit un breviar de calcul al puterii grupului de acționare pentru modelul de transportor cu bandă prezentat în figura 3. Pentru aceasta s-a pornit de la stabilirea dimensiunilor și a secțiunii transversale a fluxului de sare transportat, care din calcule după relațiile din literatura de specialitate a rezultat de 0,07 m², iar după STAS 7539-84 este de 0,06 m². În continuare a fost stabilite caracteristicile tehnice ale covorului de

bandă, diametrul tamburului de acționare și întoarcere de 400 mm, masa și pasul de dispunere a setului de role pe ramura purtătoare și de întoarcere și rezistențele la mișcare. De asemenea, au fost impuse unghiul de înclinare a transportorului δ (0° , 10° , 18°) și debitul de transport de la mers în gol ($Q = 0$ t/h) până debitul maxim de 300 t/h.

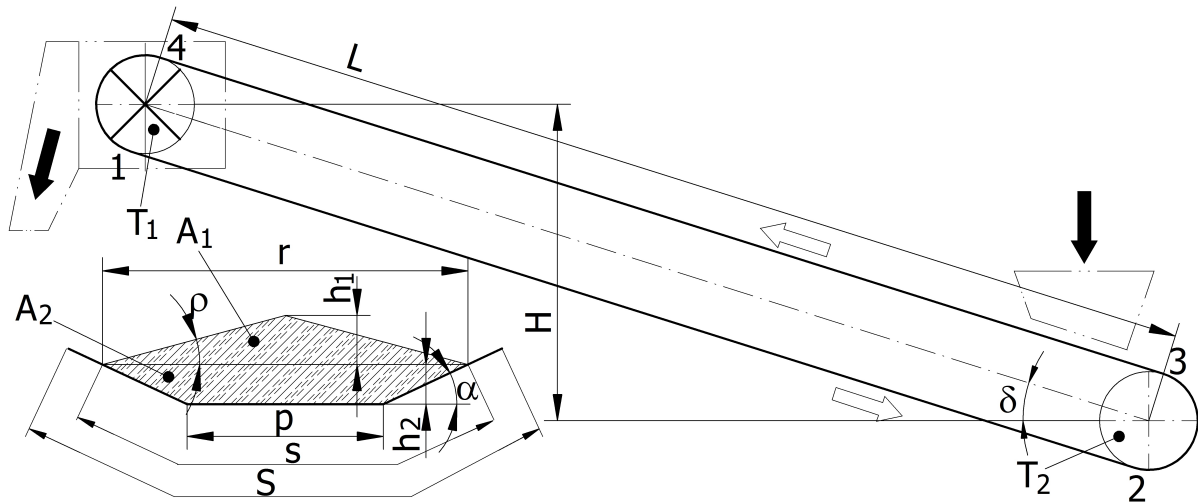


Fig. 3. Modelul de calcul al transportorului cu bandă de 800 mm

Cu ajutorul acestor date și a variației lungimii transportorului între 10 și 100 m au fost trasate curbele de variație a puterii grupului de acționare a transportorului, care sunt prezentate în figura 4, unde s-au notat: 1 – mers în gol ($Q = 0$ t/h); 2 – debit de transport de 50 t/h; 3 - debit de transport de 150 t/h; 4 - debit de transport de 200 t/h; 5 - debit de transport de 300 t/h. Graficul din figura 4.a este pentru un unghi de transport $\delta = 0^\circ$, cel din figura 4.b este pentru un unghi de transport $\delta = 10^\circ$, iar cel din figura 4.c este pentru un unghi de transport $\delta = 18^\circ$.

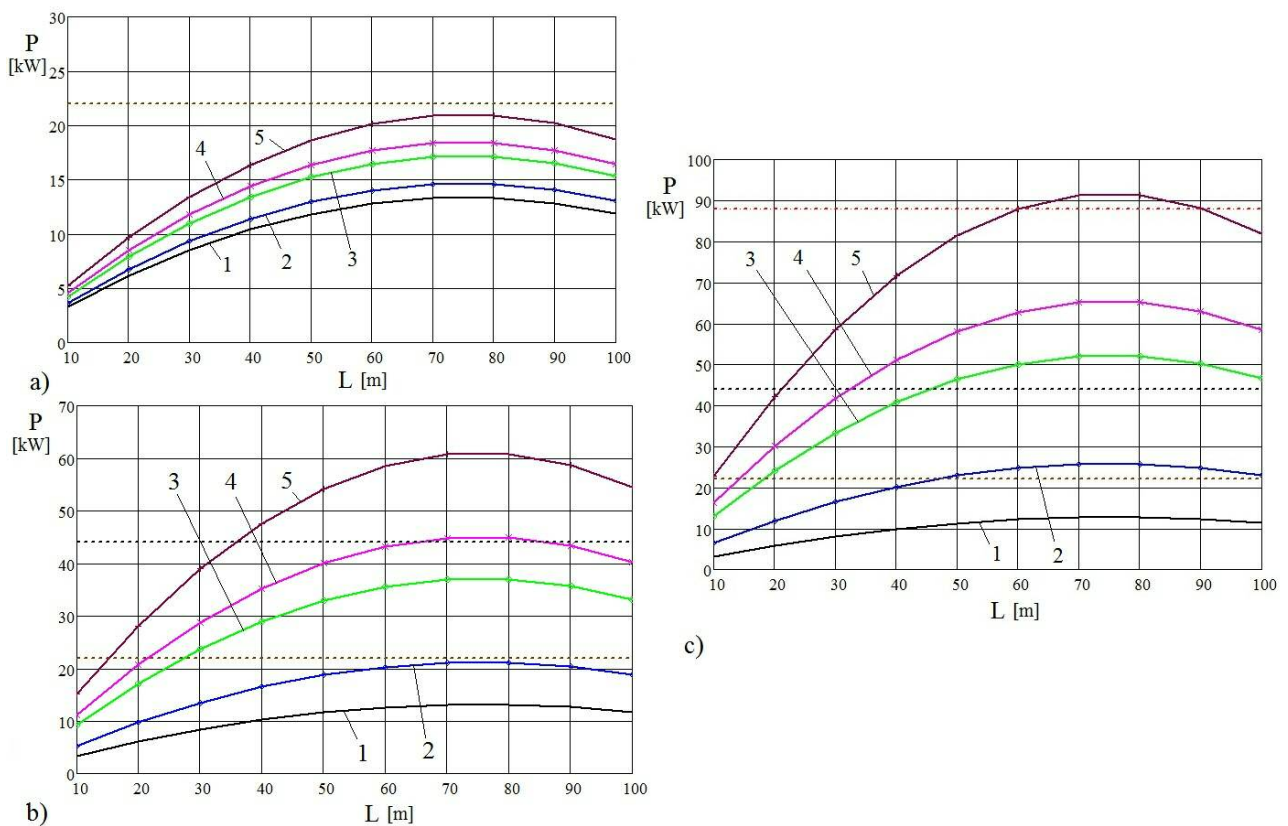


Fig. 4. Variația puterii de acționare în funcție de lungime, capacitate de transport și unghi de înclinare

Din analiza curbelor de variație a puterii de acționare din figura 4 au rezultat următoarele observații:

- forma curbilor de putere este influențată de valoarea coeficientului pentru rezistențele secundare ale transportorului cu bandă, ce are un maxim la lungimi între 70 și 80 m;
- cu un singur grup de acționare de 22 kW se poate transporta debitul maxim de 300 t/h la lungimi mai mari de 100 m;
- pentru a urca la peste 6 m debitul maxim (300 t/h) sunt necesare două grupuri de acționare de 22 kW la o lungime a transportorului de 20 m.

4. Modelarea 3D a transportorului cu bandă de 800 mm

Datorită numărului mare de transportoare cu bandă de 800 mm din schema instalației de măcinare a sării de la Salina Ocna Dej și spațiului redus din subteran, care impune lungimi și înclinări diferite, s-a realizat modelarea 3D a transportorului cu bandă de 800 mm, ce este prezentat în figura 5. În figura 5.a este prezentată modelul 3D al construcției modulare a transportorului cu bandă de 800 mm, unde s-au notat: 1 – stație de acționare; 2 – tronson de traseu al transportorului cu $l = 6$ m; 3 – stație de întoarcere.

În figura 5.b este prezentat modelul 3D al stației de acționare, care se compune: 1 – cadru metalic; 2 – set de 3 role $\phi 89 \times 304$ mm, cu unghiul de 25° ; 3 – rolă $\phi 89 \times 950$ mm; 4 - motor electric de 22 kW/1460 rot/min; 5 – cuplaj elastic cu bolțuri cu frână electromecanică; 6 – reductor 2CHB 200, $i = 1/$; 7 – cuplaj cu lanț; 8 – tambur de acționare, cu diametrul de 400 mm.

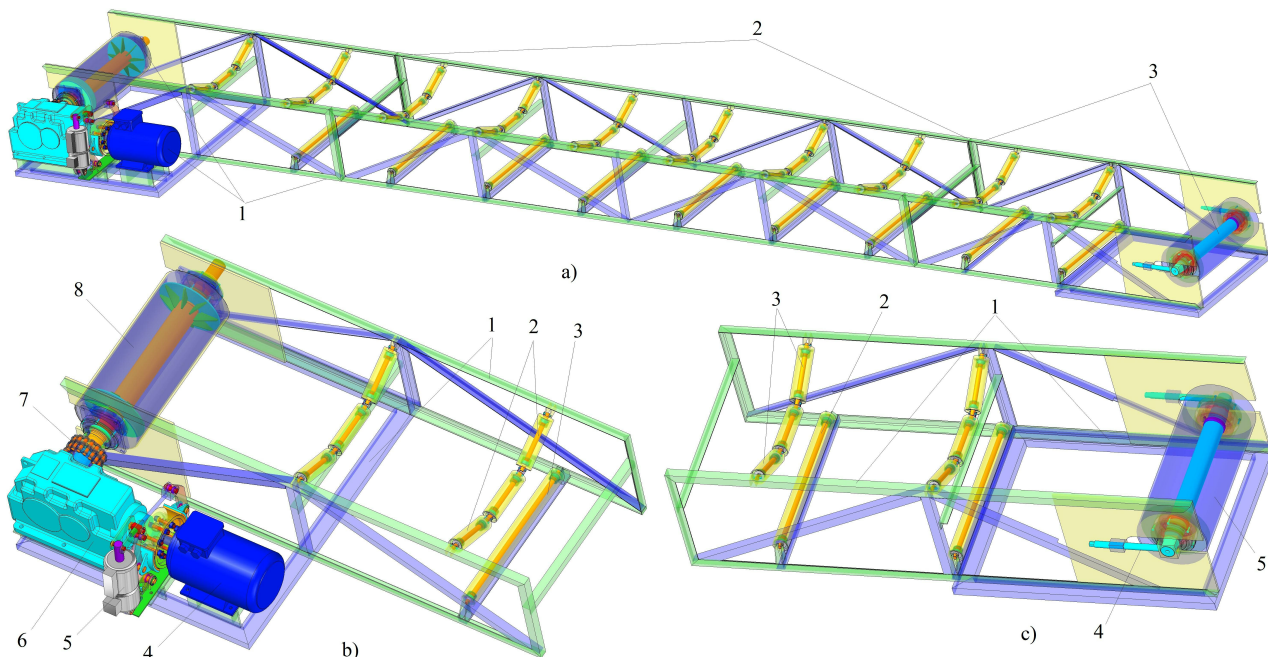


Fig. 5. Modelul 3D al construcției transportorului cu bandă de 800 mm și grup de acționare de 22 kW

În figura 5.c este prezentată stația de întoarcere, ce se compune din: 1 – cadru metalic; 2 – rolă $\phi 89 \times 950$ mm; 3 – set de 3 role $\phi 89 \times 304$ mm, cu unghiul de 25° ; 4 – mecanism cu șurub pentru întinderea benzii; 5 - tambur de întoarcere, cu diametrul de 400 mm.

Soluția constructivă a grupului de acționare de 22 kW este prezentată în figura 6, a tamburului de acționare în figura 7, iar al rolor $\phi 89 \times 304$ mm și $\phi 89 \times 950$ mm în figura 8.

5. Concluzii

Un rol important în componența instalației de măcinare a sării de la Salina Ocna Dej o au transportoarele cu bandă de 800 mm, pe lângă concasoare și ciururi.

Datorită numărului mare de transportoare cu bandă este importantă dimensionarea corectă a acestora pentru a estima puterea rețelei electrice de alimentare a instalației de măcinare, a debitului de transport și a încadrării în spațiul redus din subteranul salinei.

De asemenea, realizarea unei construcții modulare a transportorului cu bandă și modelarea 3D a componentelor acestuia va permite poziționarea precisă și corectă în fluxul transport și corelarea exactă cu celelalte utilaje (concasoare, ciururi etc.).

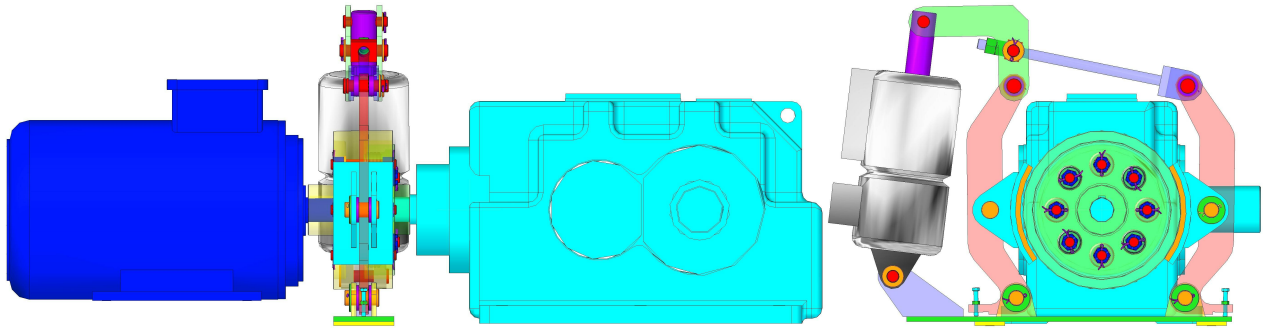


Fig. 6. Soluția constructivă a grupului de acționare pentru transportorul cu bandă de 800 mm

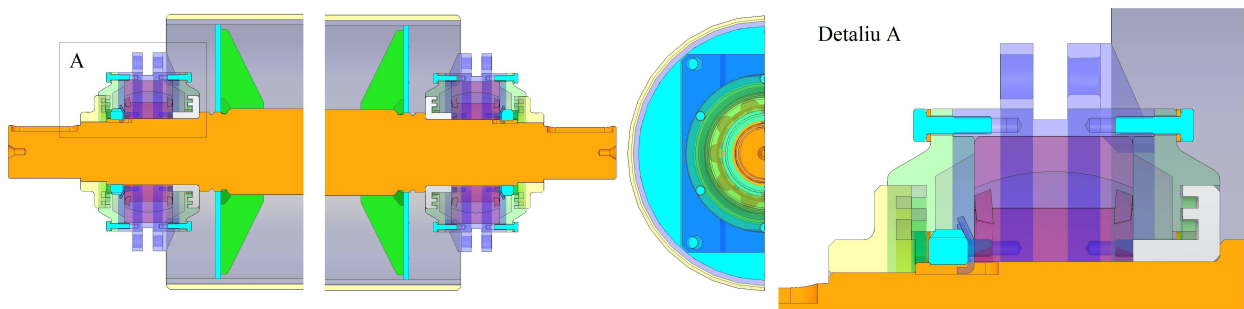


Fig. 7. Soluția constructivă a tamburului de acționare pentru transportorul cu bandă de 800 mm

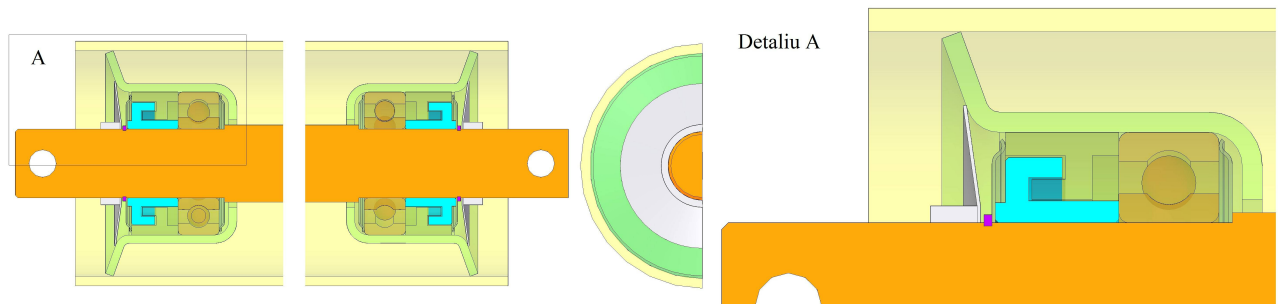


Fig. 8. Soluția constructivă a rozelor $\phi 89 \times 304 \text{ mm}$ și $\phi 89 \times 950 \text{ mm}$ pentru transportorul cu bandă de 800 mm

Bibliografie

1. Marian I. (1984), *Utilaje de încărcare și transport minier*, Editura Didactică și Pedagogică, București.
2. Muscă G., (2006), *Proiectarea asistată folosind Solid Edge*, Editura Junimea, Iași.
3. * * * , (1984), *STAS 7539-84, Transportoare cu bandă de cauciuc, Prescripții de calcul.*

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

Autori: Gabriel-Alexandru GRIGORAȘ¹ Ioan-Alexandru TIMIȘERI²
cordobin.daniel@gmail.com

Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Bogdan-Zeno COZMA³

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul IV

² Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul II

³ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi

Rezumat: Pentru reabilitarea susținerii din lemn a puțului de aeraj Carol de la Salina Slănic Prahova au fost propuse patru variante, de la consolidarea susținerii actuale până la înlocuirea acestora cu susținere de lemn sau betonare. Aceste lucrări miniere pot fi efectuate doar cu ajutorul unei instalații speciale, ce este amplasată pe gura puțului. Instalația de reabilitare proiectată poate fi utilizată cu mici adaptări 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.

Cuvinte cheie: puț de aeraj, susținere, instalație de reabilitare.

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 – troliu 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 cadrului metalic de susținere sunt montați pe un capăt scripetei pentru cablurile de susținere și deplasare a platformelor de lucru, reper 2.

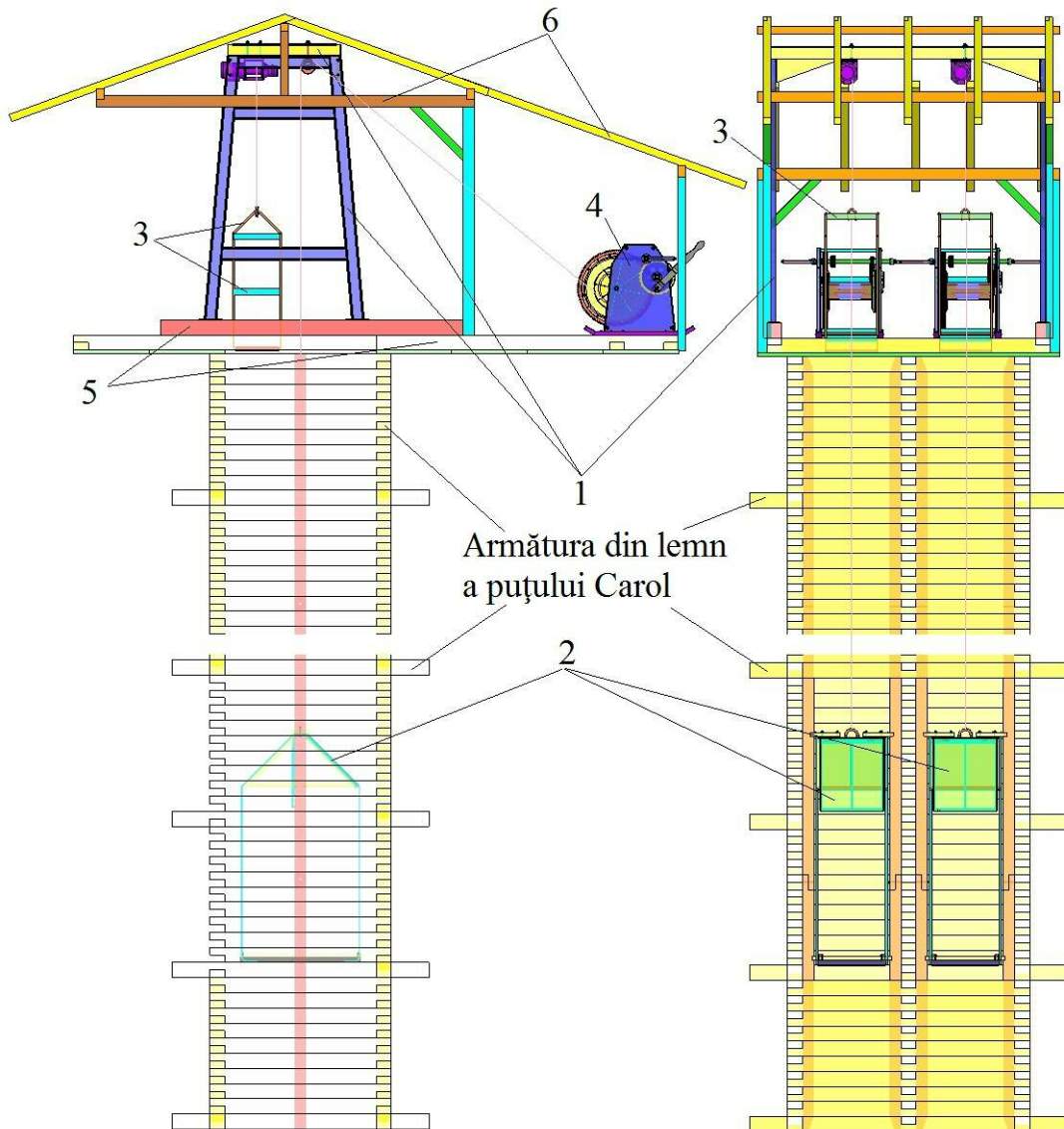


Fig. 1. Instalația de reabilitat puțul Carol de la Salina Slănic Prahova

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. Troliul 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 – troliu electric PRO-CP500; 4 – scripete 200; 5 – șurub M16x40; 6 – șaiabă Grower N16; 6 – piuliță M16.

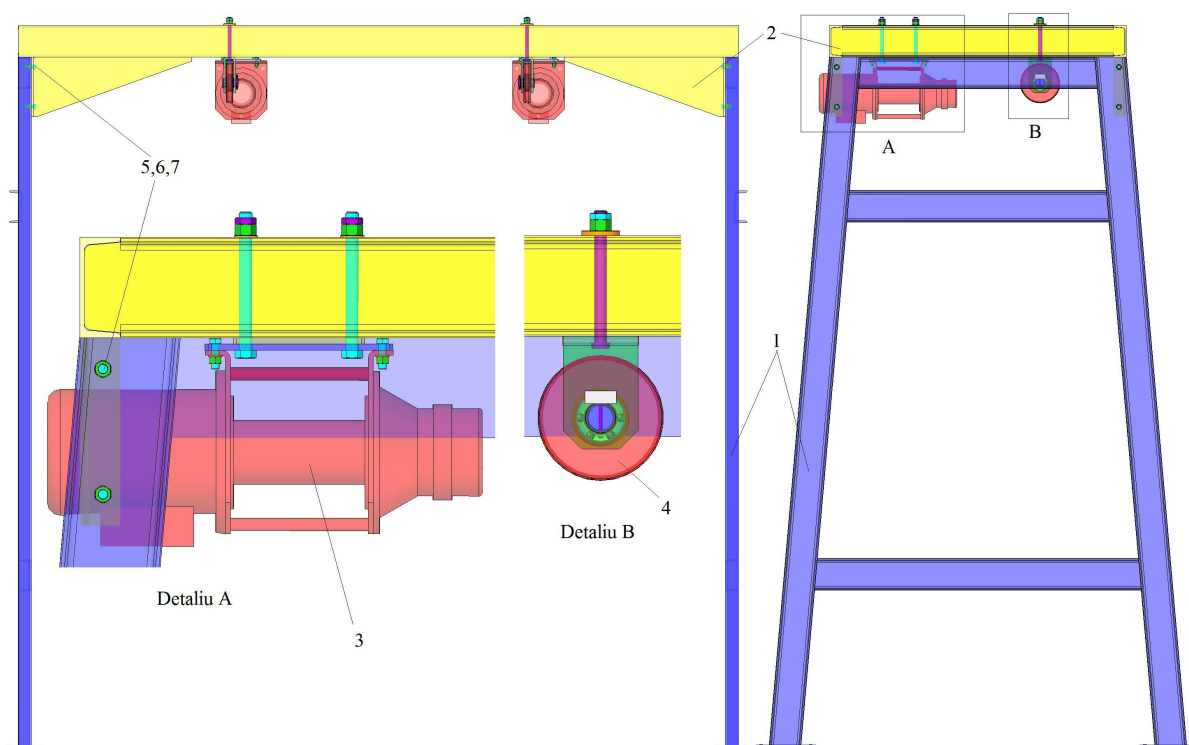


Fig. 2. Soluția constructivă a cadrului metalic de susținere

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 troliurile PRO-CP500, reper 3, pentru ridicarea și coborârea coșurilor de transport materiale și scripetei, 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 prevăzut 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 piciorului, 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 troliului.

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 3.a, 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.

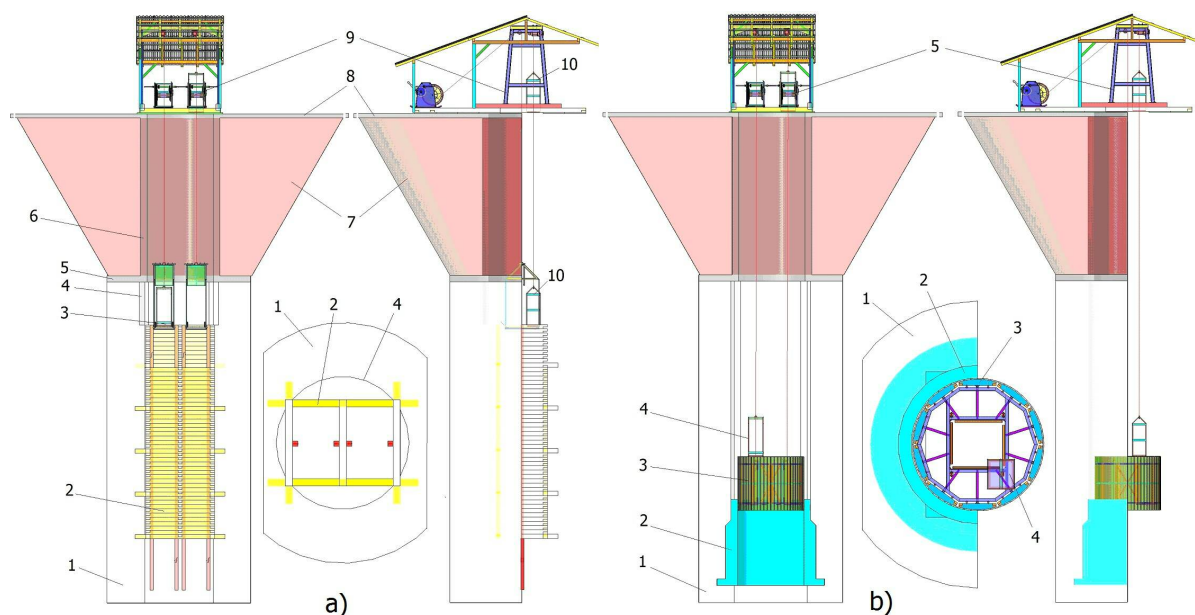


Fig. 3. Utilizarea instalației la reabilitarea puțului prin betonare, faza 1 și 2

În figura 3.b 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. 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 4.a este prezentat modul de utilizare a instalației de reabilitat puțului 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.

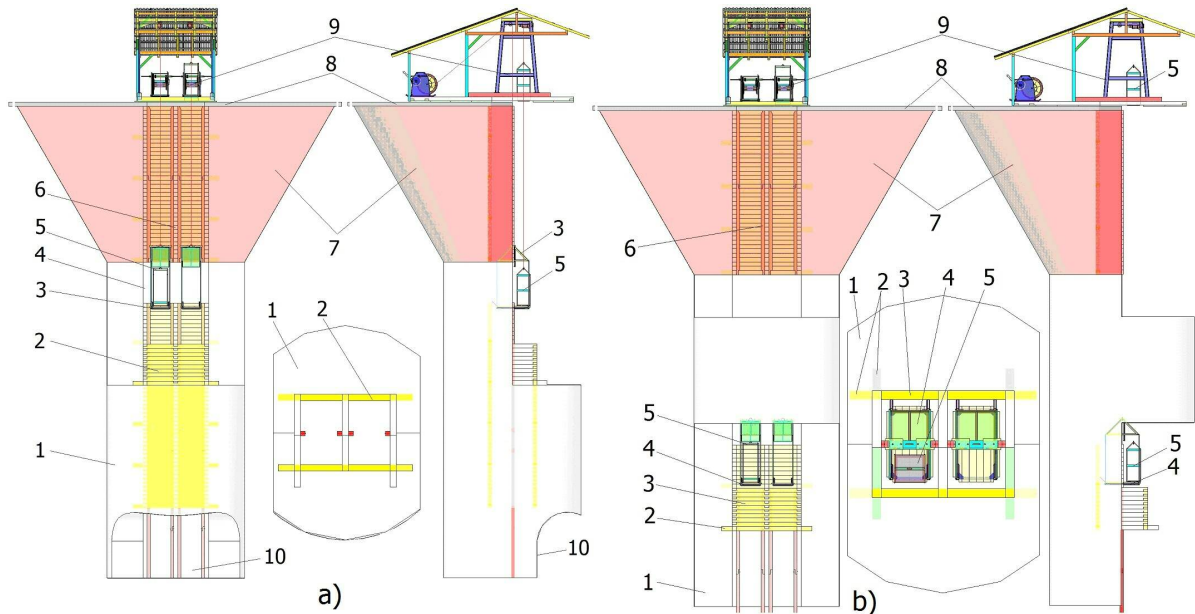


Fig. 4. Utilizarea instalației la reabilitarea puțului prin schimbarea armăturii din lemn prin excavare, varianta IV, faza 1 și 2

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 acestora 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 4.b 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 40 kN existente în dotarea salinei Slănic Prahova.

Deplasarea platformei de lucru se face cu ajutorul troliului manual de 40 kN. 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., (1979) *Rezistența materialelor*, Editura Tehnică, București.
2. Dalban, C., ș.a., (1983) *Construcții metalice*, Editura Didactică și Pedagogică, București.
3. Muscă G., (2006) *Proiectarea asistată folosind Solid Edge*, Editura Junimea, Iași,.
4. * * * - *Catalog produse firme*, PROLift, DamilaD, Sculesiechipamente.ro.
5. * * * (2013) *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 DISPOZITIVELOR DE LEGAT CABLU CU ÎMPĂNARE PE AMBELE PĂRȚI CU AJUTORUL SOFT-URILOR CAD

Autori: Tiberiu-Gheorghe RAICA¹ Francisc TIPOL²
adresa_mail@yahoo.com

Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Bogdan-Zeno COZMA³

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul IV

² Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul II

³ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi

Rezumat: Instalațiile de extracție au rolul de a transporta între subteran și suprafață substanța minerală utilă, materiale, utilaje și personal cu ajutorul vaselor de extracție. Dispozitivele de legat cablu au rolul de a prinde cablurile instalațiilor de extracție de vasele de extracție. În funcție de construcție dispozitivele de legat cablu pot fi: cu buclă și inimă; cu autostrângere cu inimă împănată pe una sau ambele fețe; cu falcă articulată; cu pene conice de fricțiune; cu pene și bride. În lucrare vor fi analizate dispozitivele de legat cablu metalic de secțiune rotundă cu autostrângere și împănare pe ambele fețe, care sunt standardizate prin STAS 12519-87. Acestea se folosesc pentru diametre ale cablului între 18 - 55 mm și mase de transport între 3,8 – 32 de tone

Cuvinte cheie:

1. INTRODUCERE

Dispozitivele de legare sunt dispozitive mecanice care fac legătura între cabluri și vasele de extracție. Dispozitivele de legare a cablului sunt construite în așa fel încât să permită cablului să se înfășoare în jurul unei inimi metalice, prevăzută cu un canal, sau să fie strâns între două pene metalice prevăzute de asemenea cu canale pentru cablu.

Din punct de vedere constructiv, dispozitivul se compune din două scuturi și două bacuri, în interiorul cărora inima în formă de pană poate glisa și presa cablul înfășurat pe ea.

Cablul este strâns între inimă și un bac, iar capătul cablului este prins cu două cleme ce se sprijină pe scuturi.

Atât inima cât și bacul sunt prevăzute cu canal pentru cablu. Raza acestuia variază în funcție de diametrul cablului.

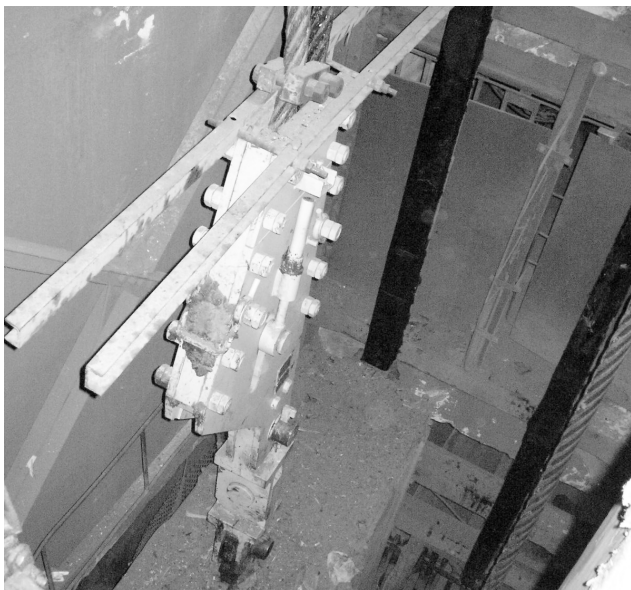


Fig.1. Dispozitivul de legat cablu

În partea inferioară, coaxial cu cablul, scuturile sunt prevăzute cu găuri pentru bolțul ce face legătura cu vasul de extracție.

Datorită sarcinii din cablu se produce împănarea inimei între cele două bacuri rezultând presiuni normale de strângere a cablului și prin urmare eforturi de frecare, care dacă unghiul inimei și coeficientul de frecare sunt judicios alese, vor menține cablul în dispozitiv până la atingerea valorii sarcinii de rupere a cablului.

În cazul dispozitivelor de legare se vorbește deseori de „siguranța împotriva alunecării cablului”. O definiție cifrică a siguranței este că siguranța la nealunecare a cablului este raportul între forțele de frecare maxime care pot lua naștere în dispozitiv pentru reținerea cablului și forța la care se rupe cablul.

2. CONSTRUCȚIA ȘI FUNCȚIONAREA DISPOZITIVULUI DE LEGAT CABLU

În figura 2 este prezentată soluția constructivă a dispozitivului de legat cablu (DLC) pentru vasele de extracție, fiind compus din: 1 – scut dreapta; 2 – scut stânga; 3 – bolț principal; 4 – inimă metalică; 5 – bac fix stânga; 6 – bac fix dreapta; 7 – ax inimă; 8 – șurub de împănare-despănare; 9 – piuliță cu tub de protecție; 10 – clemă de blocare; 11 – ghidaj mobil; 12 – clemă de fixare; 13 – cablu metallic; 14 – pană verticală; 15 – placa opritoare; 16 – plăcuțe pentru marcare; 17 – mâner; 18 – știfturi de centrare; 19 – șuruburi pentru asamblare.

Pentru fixarea cablului în dispozitiv se deplasează inima metalică 4 cu ajutorul șuruburilor 8, astfel ca să poată fi introdus capătul cablului printre inimă și bacul stâng 6. În continuare se îndoaie în buclă capătul cablului cu lungime de 1 – 1,3 m și se trece printre inimă și bacul din dreapta 5, astfel ca lungimea capătului cablului ce iese din dispozitiv să fie de cel puțin 500 mm.

După ce cablul este așezat în canalul inimii metalice se împănează aceasta între bacurile fixe 5 și 6 cu ajutorul șuruburilor 8, se fixează pe capătul cablului clemele de blocare 10, iar apoi dispozitivul se cuplează la tija vasului de extracție prin bolțul 3 și se ridică vasul de extracție cu 150 – 200 mm de pe suportul de blocare a acestuia cu ajutorul instalației de extracție. Se verifică modul de așezare a cablului și inimii metalice între scuturi și bacuri, după care se montează ghidajul mobil 11 și clemele de fixare 12.

Dispozitivele de legat cablu trebuie să asigure interschimbabilitatea elementelor componente, să nu producă deteriorarea cablului și să nu permită alu-necarea cablului.

Pentru aceasta, suprafețele bacurilor fixe și a inimii metalice, care vin în contact cu cablul metalic, sunt acoperite cu un strat de aliaj antifricțiune Y-Sn10 STAS 202-86, cu grosimea de 3,5 – 4 mm. De asemenea, bolțul principal și bușele acestuia din scuturi nu trebuie să prezinte în urma funcționării deformări plastice în zona de contact.

Elementele principale (scut dreapta, scut stânga, bolț principal, inimă metalică, bacuri fixe) trebuie dimensionate astfel încât la sarcina statică maximă să prezinte un coeficient de siguranță mai mare de 10.

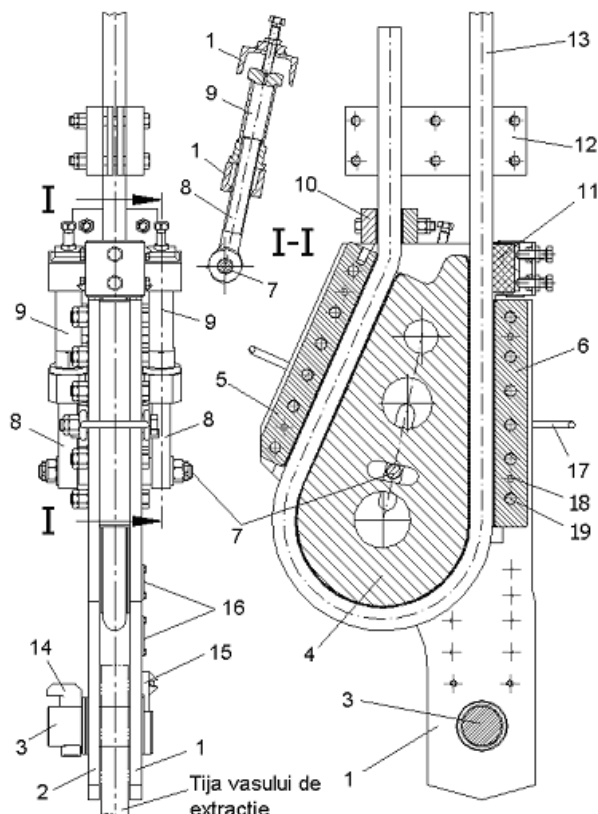


Fig.2. Construcția dispozitivului de legat cablu

3. ANALIZA NUMERICĂ A DISPOZITIVULUI D.L.C.

Datorită coeficientului de siguranță mare ce trebuie aplicat acestor dispozitive este necesară o determinare cât mai precisă a tensiunilor din elementele acestora.

Pentru a putea realiza o analiză cu element finit a dispozitivului de legat cablu metalic, a fost necesară o modelare geometrică 3D a acestuia. Modelarea elementelor dispozitivului s-au realizat cu ajutorul soft-ului Solid Edge, iar analiza cu elemente finite s-a făcut cu soft-ul COSMOSDesignSTAR.

Analiza s-a efectuat doar la bolțul principal, care este elementul cel mai sollicitat. În documentația de execuție a dispozitivelor, calcul de verificare a bolțului s-a realizat după Navier (încovoiere pură) pe un model de grindă simplu rezemată cu forță concentrată la mijlocul grinzii, iar lungimea acesteia fiind egală cu distanța dintre scuturi plus grosimea unui scut. Din condiția ca $d/l \geq 1/4$ bolțul este sollicitat la încovoiere simplă (Juravski) unde apare și tensiunea tangențială dată de forța tăietoare.

În figura 3 este prezentat modul de analiză cu elemente finite a dispozitivului DLC-16 (16 tone) pentru o lățime a tije vasului de extracție de 54 mm, o distanță între scuturi de 58 mm, o grosime a scutului de 22 mm și un diametru al bolțului de 80 mm. Se observă că tensiunea maximă ($\sigma = 86,26$ MPa) apare într-un punct din zona de forfecare, situat deasupra axei neutre. Aceasta se explică prin faptul că pentru calcul de dimensionare și verificare trebuia aplicată relația lui Juravski:

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (1)$$

Pentru condițiile de mai sus rezultă o tensiune de încovoiere $\sigma = 63,66$ MPa, în punctele extreme pe verticală, iar tensiunea de forfecare $\tau = 42,44$ MPa, în punctele extreme pe orizontală, rezultând că tensiunea echivalentă în punctele verticale de $\sigma_{echv} = 63,66$ MPa, iar pe orizontală $\sigma_{echo} = 84,88$ MPa.

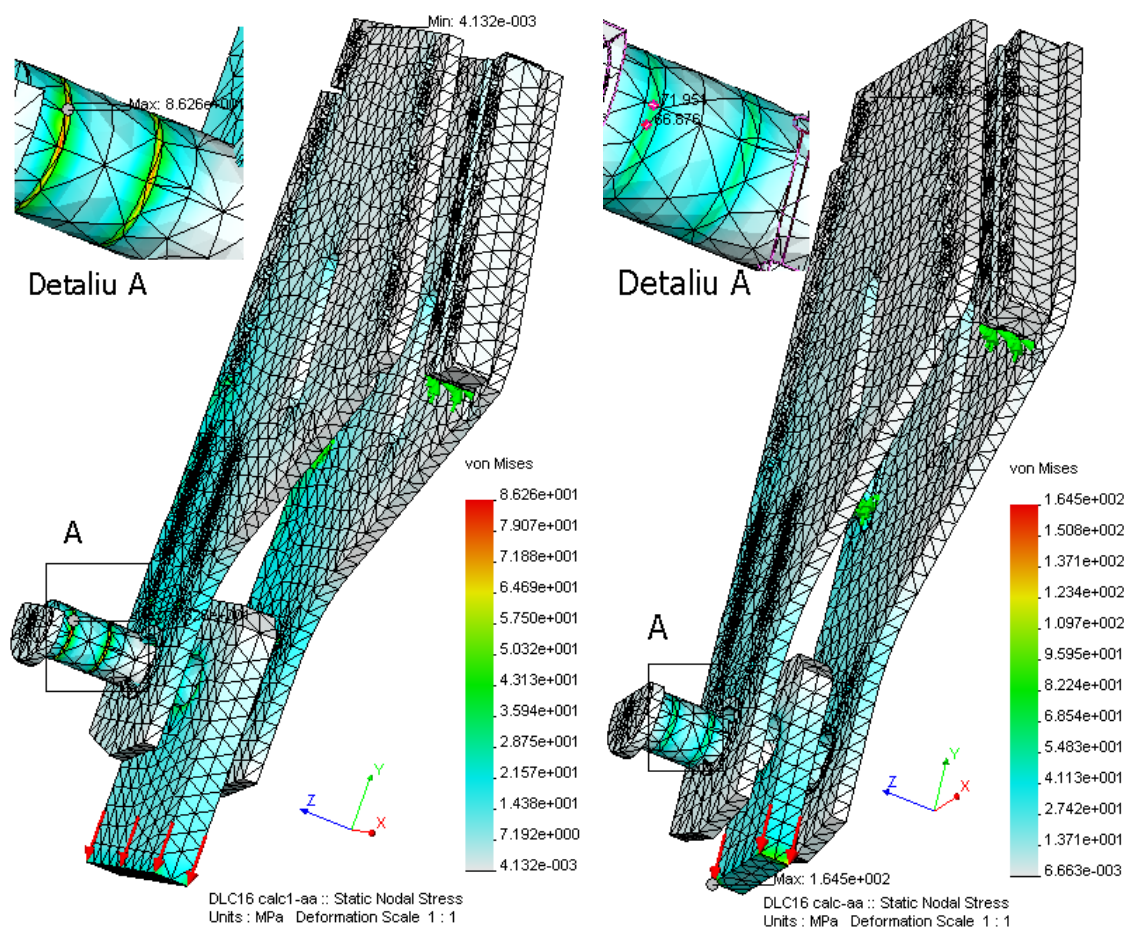


Fig. 3. Dispozitivul de legat cablu DLC-16 cu distanța între scuturi și tijă de 4 mm și 16 mm

În figura 3 este prezentat modul de analiză cu elemente finite a aceluiași dispozitiv cu lățimea tijei mai mică cu 10 mm, caz ce apare în exploatare, când se utilizează distanțiere pentru poziționarea centrală a tijei vasului de extracție. În acest caz se observă o diminuare a tensiunii în zona de forfecare, la valoarea de 71,95 MPa, în plan orizontal, aceasta se explică prin modul de discretizare a spațiului de trecere dintre scut și tijă.

În concluzie, se poate afirma că utilizarea soft-urilor CAD moderne asigură performanțe pentru ingineria mecanică interactivă, în cazul nostru a permis verificarea rapidă a bolțului și alegerea corespunzătoare a materialului. Pentru bolț se recomandă oțelul aliat 42MoCr11/STAS 791-88, care are rezistența la curgere $R_{p0,2} = 900$ MPa, rezultând un coeficient de siguranță de 10,43.

4. CONCLUZII

La dispozitivele de legat cablu cu inima împănată și strângere pe două fețe, pentru vasele de extracție ale instalațiilor de extracție miniere, siguranța la ne alunecare depinde numai de construcția dispozitivului și de coeficienții de frecare dintre cablu și piesele care participă la strângere.

Menținerea cablului în dispozitiv se datorează exclusiv forțelor de strângere care iau naștere prin împănare între inimă, cablu și bacurile (fălcile) dispozitivului. Orice măsuri suplimentare de siguranță care ar putea să se ia (montarea de cleme, șuruburi de presiune, etc.) nu influențează fenomenul de autostrângere și ca atare nu se iau în considerare în calcule.

Siguranța la ne alunecare este aceeași indiferent de forța care ia naștere în cablu. Echilibrul forțelor dacă există este același.

Siguranța la ne alunecare a cablului ca este raportul între forțele de frecare maxime care pot lua naștere în dispozitiv pentru reținerea cablului și forța la care se rupe cablul.

Din punct de vedere al capacității de strângere (siguranța la nealunecare a cablului) trebuie remarcat faptul că interesează atât forțele de frecare ce tind să rețină cablul pentru o sarcină oarecare dată, cât mai ales forțele de frecare maxime ce ar putea lua naștere în dispozitiv, mergând până la valorile maxime ale unghiurilor de frecare. În acest fel raportând valorile forțelor de frecare maxime la valoarea sarcini suspendate P , se poate stabili valoarea capacității de strângere a dispozitivului.

Dispozitivele de legare au o importanță deosebită în asigurarea transportului prin puțuri în condiții de deplină securitate.

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.

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

Autori: Vasile SĂCĂRCEA¹ Cristian ZOLTAN²
adresa_mail@yahoo.com

Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Bogdan-Zeno COZMA³

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul IV

² Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul II

³ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi

Rezumat: 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. Pornind de la soluția constructivă a coliviei actuale și caracteristicile tehnice ale acesteia, în lucrare se prezintă soluția constructivă a unei colivii cu două etaje, care dublează fluxul de transport al vizitatorilor și se încadrează în masa coliviei actuale.

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

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.

În figura 1 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.

Colivia de transport 1/1 de la Mina Unirea este o construcție metalică demontabilă realizată din diferite profile metalice laminate 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 tijei 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

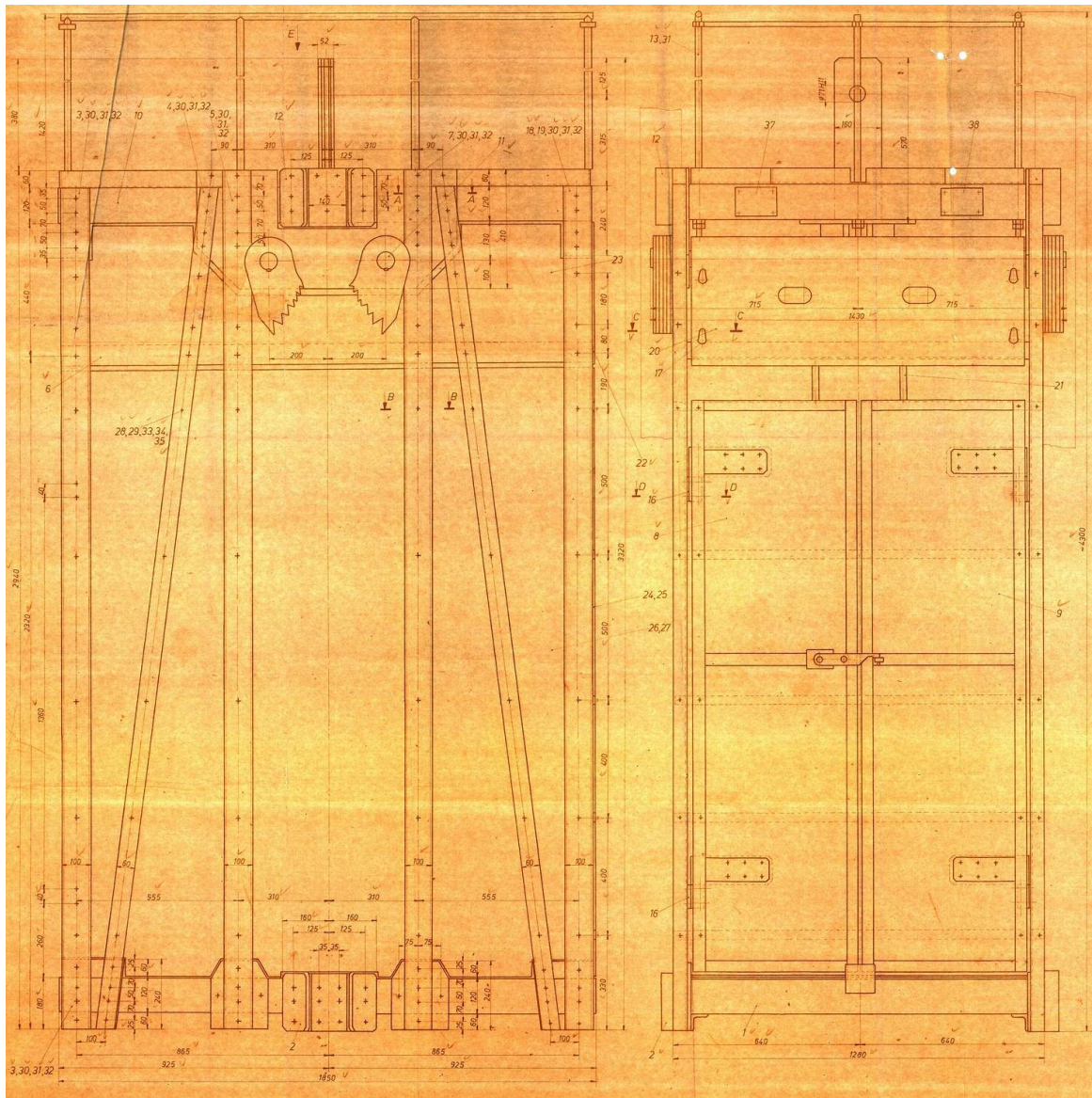


Fig. 1. Desenul de ansamblu al coliviei de la Mina Unirea

2. 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 2. 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 3 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.



Fig. 2. Construcția coliviei cu două etaje

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 exploatării.

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.

În figura 4.a 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 acțiunea mecanismului paracăzător când forța de tractare a tije 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.

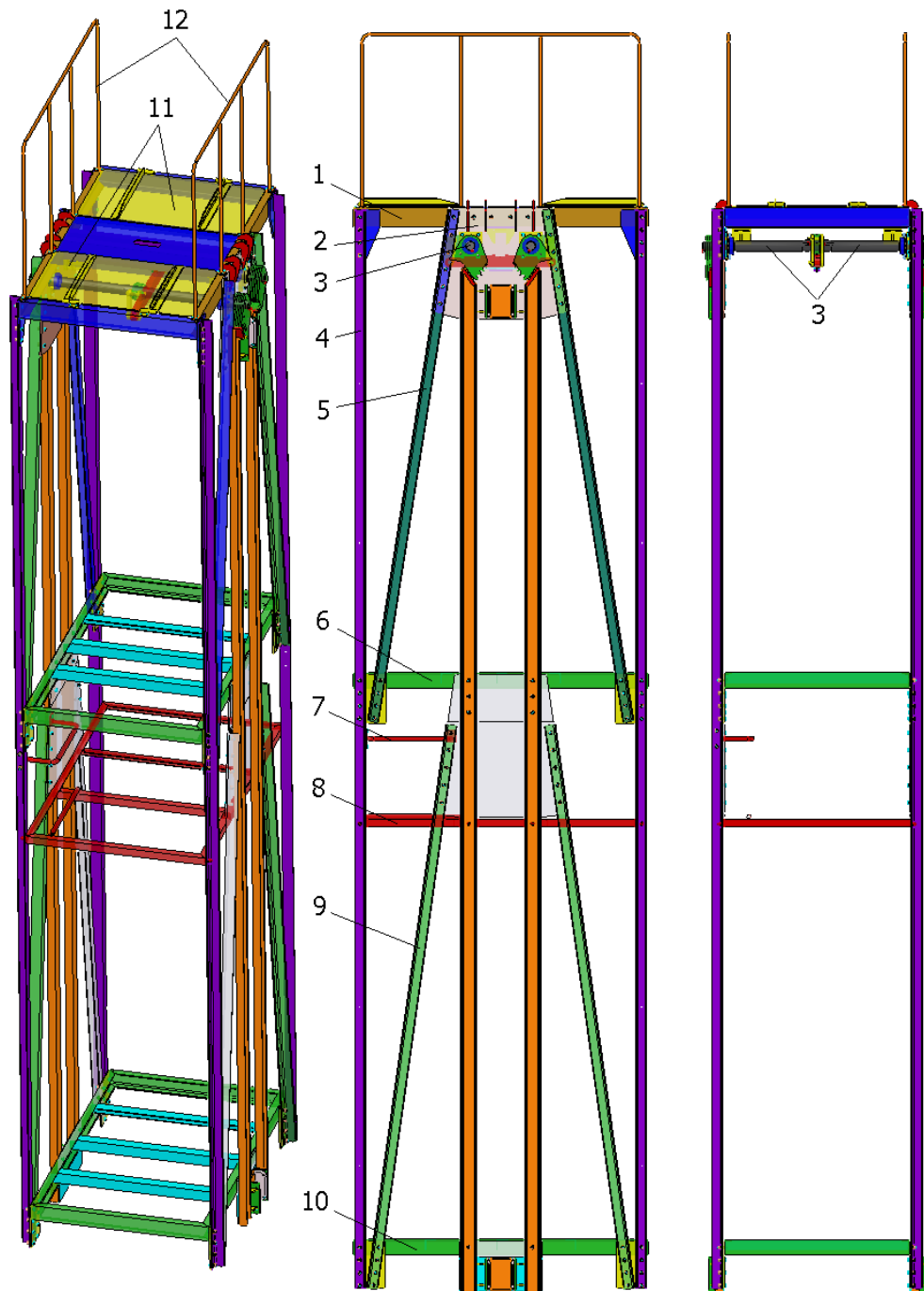


Fig. 3. Construcția cadrului metalic al coliviei cu două etaje

În figura 4.b este prezentată poziția mecanismului paracăzător când arcul s-a destins total, având o înălțime/săgeată interioară de 150 mm. În acest caz dinți ghearei pătrund în ghidajul de lemn pe o adâncime de 41 mm, realizând blocarea coliviei pe ghidajul de lemn. Adâncimea de pătrundere a dinților ghearei este limitată de opritorul de rotire a ghearei de pe lonjeronul central prin forma ghearei, ce are un pinten de oprire, în acest mod se evită posibilitatea de secționare a ghidajului de lemn și căderea coliviei în puț.

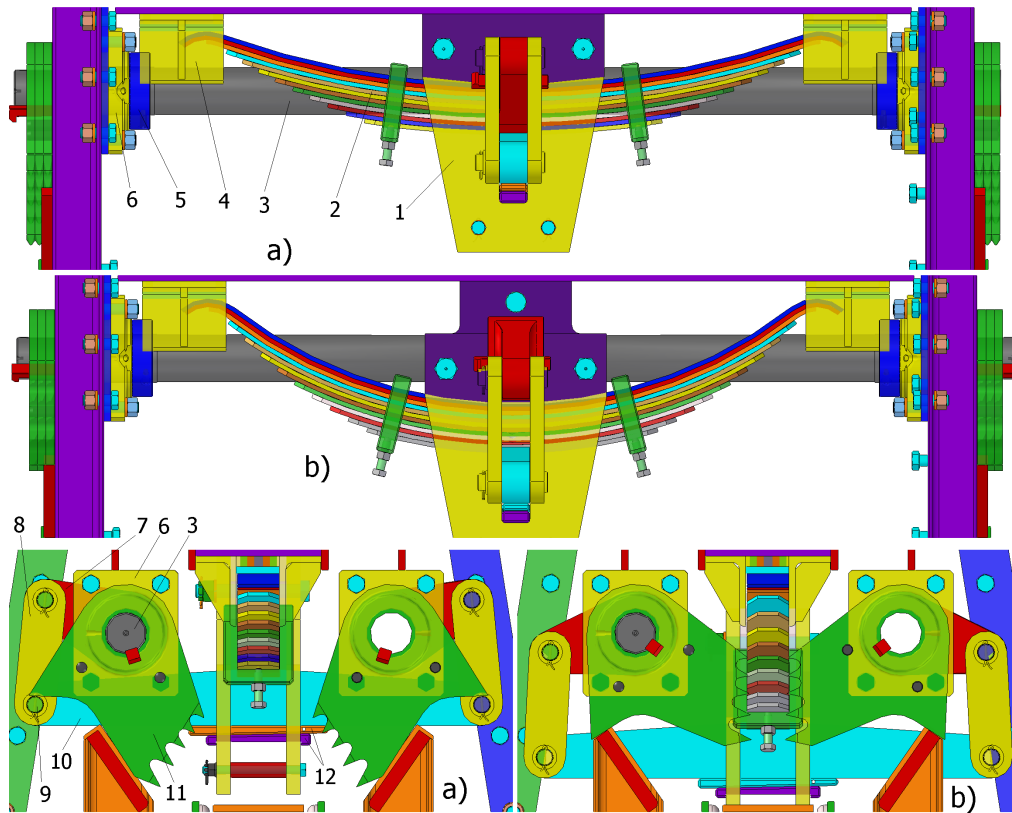


Fig. 4. Construcția mecanismului paracăzător

În figura 5 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 stânga; 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 cabine 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.

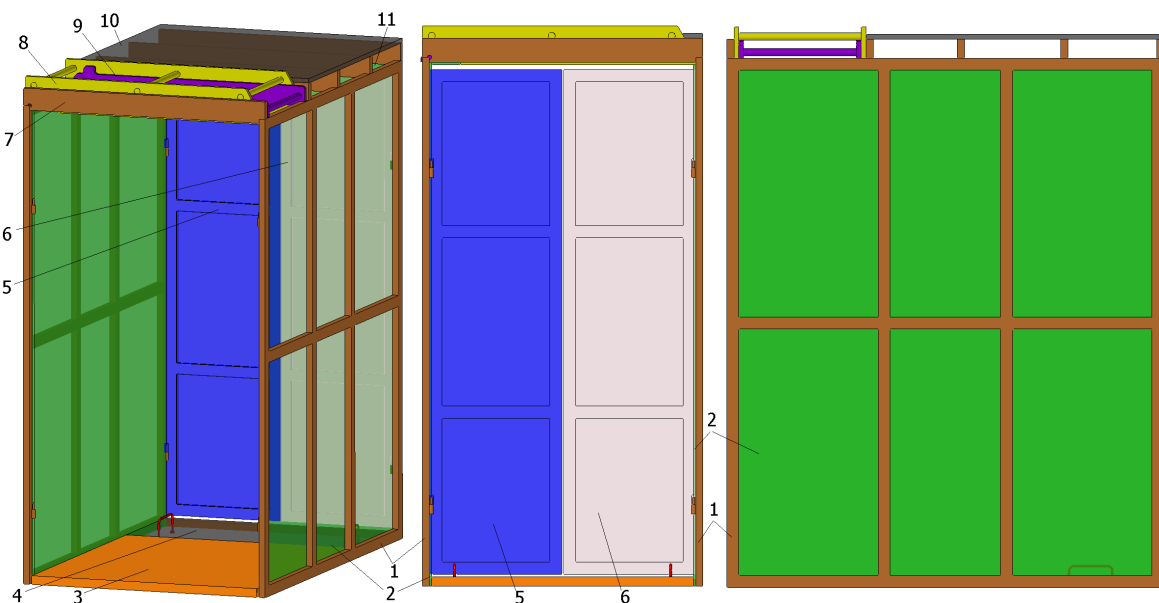


Fig. 5. Construcția cabinei superioare



Fig. 6. 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 6.

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 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 2 și a breviarului de calcul 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;
- 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.

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.

MODELAREA ȘI ANALIZA NUMERICĂ A DISPOZITIVULUI DE FRÂNARE CU DEPLASARE UNGHIULARĂ AL MAȘINII DE EXTRACȚIE

Autori: Marian-Cristian V. DUȚAN ¹, Alexandru C. BOGYE ²

Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Răzvan-Bogdan ITU ³

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul IV

² Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Conceperea fabricației asistată de calculator, anul I

³ Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

Rezumat

Lucrarea propune un studiu privind verificarea cu ajutorul analizei numerice pe baza solicitărilor determinate experimental a mecanismului de frânare al mașinii de extracție de la instalația de extracție Puț auxiliar 1 din cadrul exploatării miniere Livezeni. Lucrarea oferă un studiu în exploatare a diagnosticării mecanismului de frânare a mașinii de extracție.

Cuvinte cheie

Mașină de extracție, dispozitiv de frânare

1. Introducere

Desfășurarea, în condiții de siguranță, a continuității procesului de extracție impune necesitatea funcționării în condiții optime a instalațiilor de extracție ca verigi importante în fluxul de transport a substanței minerale utile și a sterilului, pentru transportul între subteran și suprafață al personalului materialelor și diferitelor utilaje miniere.

În lucrare se face un studiu și o analiză structurală a comportării structurii de rezistență a dispozitivului de frânare al mașinii de extracție în ceea ce privește tensiunile și deformațiile, în contextul manifestării în timpul funcționării instalațiilor de extracție.

Se pot evidenția elementele structurale componente cu solicitările și deformațiile mai pronunțate cu posibilități de indicare a unor soluții de îmbunătățire a proiectării și a îmbunătățirii celor existente.

2. Analiza componentelor dispozitivului de frânare

Elementele dispozitivului de frânare: tija filetată, pârghia triunghi, barele port saboți și saboții, au fost modelate geometric cu ajutorul soft-ului Solid Edge (fig. 1) și analizate prin metoda numerică a elementului finit cu ajutorul soft-ului COSMOS Designs STAR, după cum urmează:

În figura 2 este prezentat modul de discretizare, fixare și încărcare a pârgiei triunghi.

Analiza s-a realizat pentru cazul de avarie, când se aplică frâna de siguranță la oprirea bruscă a mașinii de extracție.

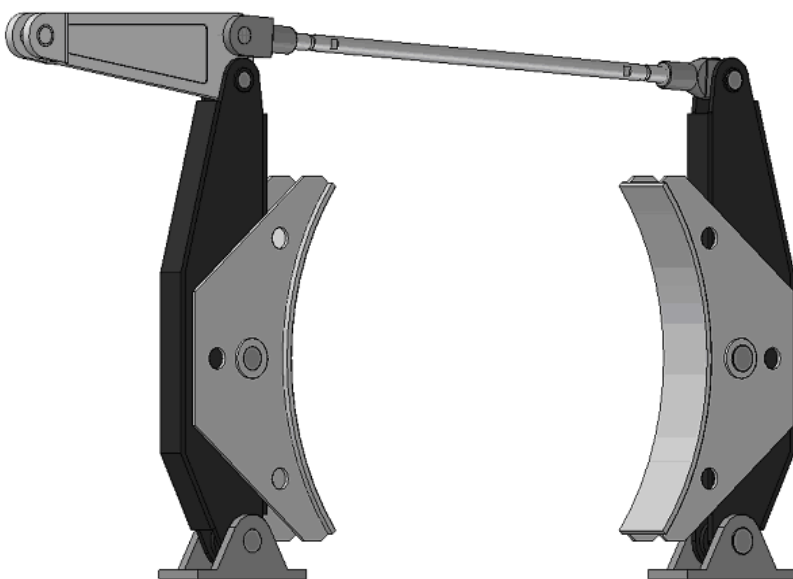


Fig. 1. Modelarea geometrică cu ajutorul soft-ului Solid Edge a componentelor dispozitivului de frânare

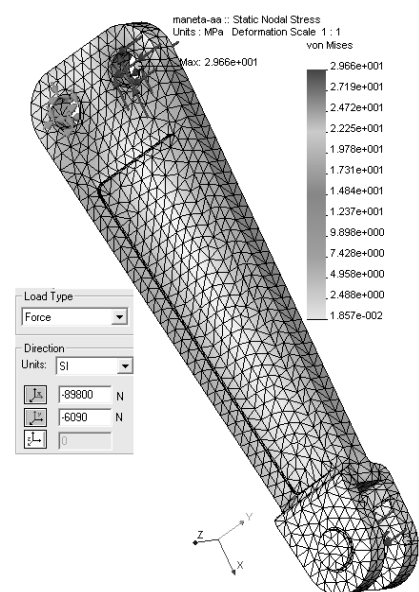


Fig. 2. Analiza numerică a pârgiei triunghi cu ajutorul soft-ului COSMOS Designs STAR

În figura 3 este prezentat modul de discretizare și încărcare a tijeii filetate (tirantului).

Analiza s-a realizat tot pentru cazul de avarie, când se aplică frâna de siguranță la oprirea bruscă a mașinii de extracție.

În figura 4 este prezentat modul de discretizare și încărcare a sabotului și a suportului portsabot.

Analiza s-a realizat de asemenea pentru cazul de avarie, când se aplică frâna de siguranță la oprirea bruscă a mașinii de extracție.

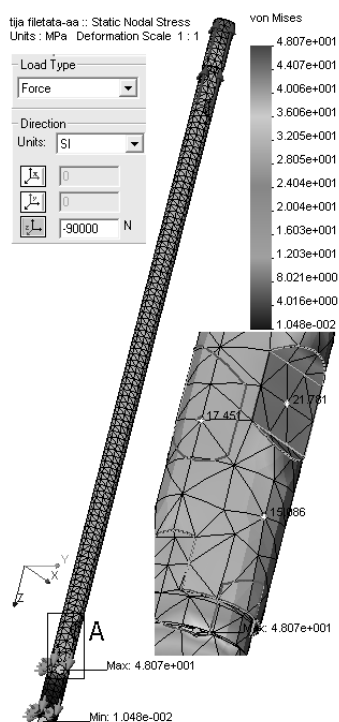


Fig. 3. Analiza numerică a tijeii cu ajutorul soft-ului COSMOS Designs STAR

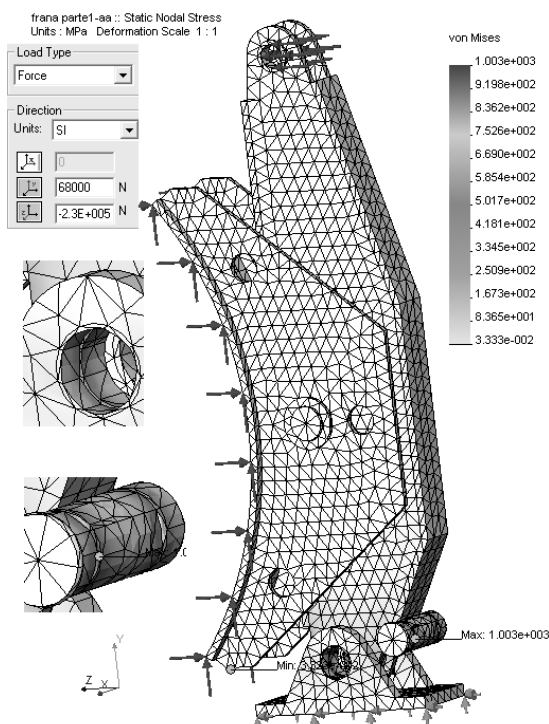


Fig. 4. Analiza numerică a sabotului și a portsabotului cu ajutorul soft-ului COSMOS Designs STAR

În această modelare, bolțurile sunt asamblate cu strângere, din această cauză el preia forțele transmise de la sabot la suportul portsabot, 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.

Concluzii

În analiza numerică s-au folosit valori reale ale solicitărilor din componente. Valorile tensiunilor nu depășesc valorile rezistențelor de rupere

Analiza s-a realizat pentru cazul de avarie, când se aplică frâna de siguranță la oprirea bruscă a mașinii de extracție.

Bibliografie

- [1] Alămoreanu E, Buzdugan Ghe., Iliescu N., Mincă I., Sandu M., Îndrumar de calcul în ingineria mecanică, Editura tehnică, București, 1996
- [2] Ivan M., Bănuț V., Vulpe A., Statica, stabilitatea și dinamica construcțiilor, Editura Didactică și Pedagogică, București 1982.
- [3] Lazăr I., Metoda elementelor de frontieră în inginerie, Presa Universitară Clujeană, Cluj – Napoca, 1997
- [4] Magyari A., Instalații mecanice miniere, Editura Tehnică, București, 1990
- [5] Magyari A., ACHIM M., Culegere de caracteristici tehnice pentru alegerea și proiectarea instalațiilor de extracție miniere, Litografia Institutului de Mine Petroșani, 1988.

CAP MONOAX PENTRU SCHIMBAREA ORIENTĂRII SCULEI LA MAȘINA DE FREZAT ORIZONTALĂ

Autori: Daniel ZICĂ ¹, Laurențiu-Cristian V. GILORTEANU ²

Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Răzvan-Bogdan ITU ³

^{1,2} Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul IV

³ Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

Rezumat

În lucrare se prezintă proiectarea unui cap monoax ce se montează pe o mașină de frezat orizontală (FO) în vederea lărgirii posibilităților tehnologice ale acesteia. Cu ajutorul acestui cap pentru schimbarea orientării sculei mașina se transformă într-o mașină de frezat universală, având posibilitatea să folosească pentru prelucrarea suprafețelor semifabricatelor și freze cilindro-frontale...

Cuvinte cheie

Freză orizontală, cap monoax

1. Introducere

Frezarea este un procedeu de așchiere de largă utilizare, cu performanțe deosebite privind productivitatea așchierii și gama de suprafețe ce pot fi prelucrate. Prin frezare se prelucreză suprafețe plane și profilate (suprafețe riglate), canale, danturi ale roților dințate cilindrice și conice, filete etc.

La frezare, mișcarea de avans are loc simultan cu mișcarea principală de așchiere și este realizată, de obicei, prin deplasarea continuă a mesei mașinii pe direcție longitudinală, transversală sau verticală. Modul în care sunt repartizate în structura mașinii-unelte a săniilor pentru executarea avansului rectiliniu pe celor trei direcții (longitudinal, transversal și vertical) și, uneori, a avansului circular, impune tipul de mașină de frezat.

Mașinile de frezat sunt destinate prelucrării următoarelor tipuri de suprafețe: plane și profilate, canale deschise și suprafețe complexe, cu diferite forme ale curbilor directoare și generatoare. Procesul de așchiere are loc prin compunerea mișcării principale (rotația sculei) cu una sau două mișcări de avans, executate de semifabricat și/sau de sculă.

Variantele de lucru cu două mișcări coordonate de avans se utilizează pentru generarea suprafețelor elicoidale sau pentru conturarea suprafețelor complexe, prin comandă după șablon sau prin comandă cu sisteme numerice. În afară de mișcările de generare (de lucru), sunt necesare și diferite mișcări auxiliare, de poziționare reciprocă sculă-semifabricat. Poziționarea se realizează prin mișcări de translație și de rotație ale elementelor sistemului tehnologic, utilizând lanțurile cinematice de avans mecanic rapid (pentru curse mai mari) și/sau avansul manual.

2. Montarea capului monoax pe mașina-unealtă

Capul monoax de proiectat se montează pe o mașină de frezat orizontală (FO) în vederea lărgirii posibilităților tehnologice ale acesteia.

Cu ajutorul acestui cap pentru schimbarea orientării sculei mașina se transformă într-o mașină de frezat universală, având posibilitatea să folosească pentru prelucrarea suprafețelor semifabricatelor și freze cilindro-frontale.

În cerințele de proiectare impuse în planul tematic, capul monoax nu modifică turația mașinii, ci doar direcția mișcării principale de așchiere.

Pentru a putea monta acest cap pe o mașină de frezat orizontală (fig. 1) este necesară demontarea suportului 9 a lagărului 8 și deplasarea brațului pentru rigidizare 3 înspre stânga pe ghidajele din partea superioară a corpului mașinii.

Capul monoax se montează pe corpul 2 al mașinii

de frezat (fig. 2) cu ajutorul unor șuruburi, iar orientarea acestuia se face cu ajutorul unor știfturi de centrare.

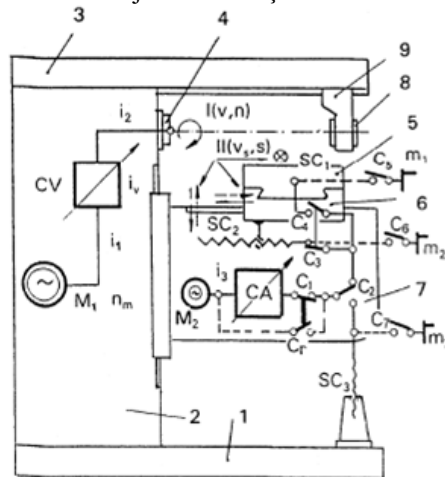


Fig. 1. Mașină de frezat orizontală (FO)

3. Schema de principiu a capului monoax

Pentru îndeplinirea condițiilor impuse prin tema de proiectare se propune un cap monoax cărui schemă cinematică este prezentată în figura 3. Mișcarea de așchiere a arborelui principal a mașinii de frezat este transmisă arborelui portsculă a capului monoax prin intermediul dornului cu con Morse 1, a arborelui pinion 2 și a unui angrenaj cu roți dințate conice cu dinți drepți. Deoarece în tema de proiectare s-a impus condiția ca turația mașinii să nu fie modificată, roțile dințate RC din componența angrenajului conic trebuie să fie identice.

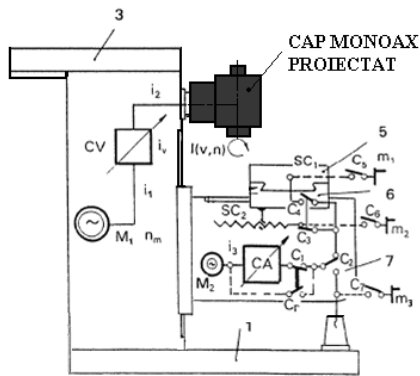


Fig. 2. Capul monoax montat pe corpul mașinii

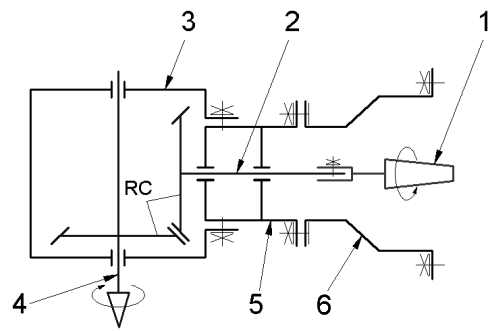


Fig. 3. Schema de principiu a capului monoax

Elementele de transmitere a mișcării și de modificare a traiectoriei acesteia sunt montate în trei carcuse cu ajutorul elementelor de centrare și șuruburilor. Atât arborele pinion 2 cât și arborele portsculă 4 sunt montați în carcusele 5, și respectiv 3, cu ajutorul unor rulmenți. Se folosesc rulmenți radial axiali cu role conice care permit și preluarea sarcinilor axiale rezultate din angrenarea roților dințate conice. Arborele portsculă 4 este tubular și este prevăzut și este prevăzut cu un con ISO 7:24, conform STAS 7381-81. În general, la mașinile de frezat se folosește acest tip de con deoarece, față de conul Morse sau metric, este mai robust. La acest con, transmiterea momentului de așchiere se face prin pene și nu pe suprafața conică a sculei ca în cazul conurilor Morse și metric.

4. Modelarea tridimensională a pieselor componente ale capului monoax

În figurile următoare sunt prezentate modelele tridimensionale ale pieselor componente ale capului monoax, astfel: arborele portsculă (fig. 4), ansamblul alcătuit din arborele pinion (roata dințată conică conducătoare și arborele pe care este montată formează corp comun) și roata dințată condusă (fig. 5), suport arbore pinion (fig. 6), corp montare cap monoax pe mașina de frezat (fig. 7), flanșele superioară (fig. 8) și inferioară (fig. 9), dornul port-freză (fig. 10), corpul principal al capului (fig. 11), bușe și diverse distanțiere (fig. 12).



Fig. 4

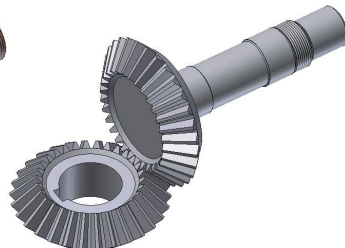


Fig. 5

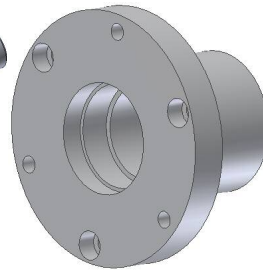


Fig. 6

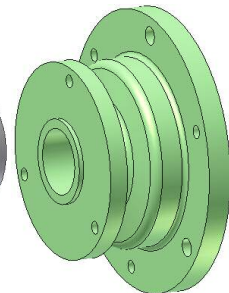


Fig. 7

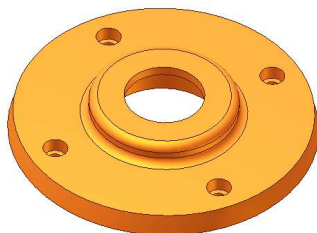


Fig. 8

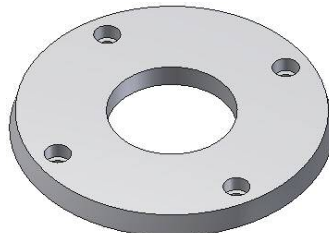


Fig. 9

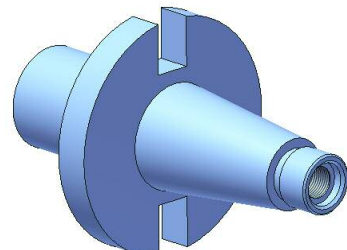


Fig. 10

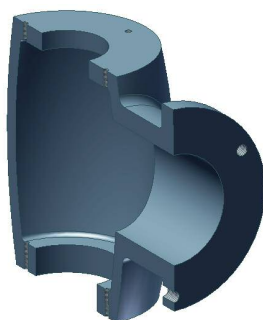


Fig. 11

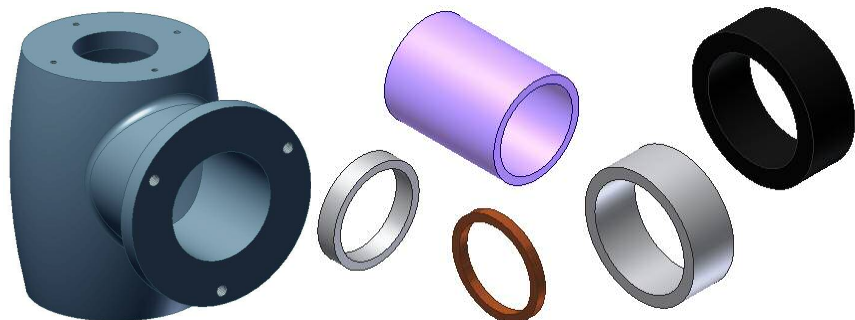


Fig. 12

Următoarele elemente componente sunt preluate din biblioteca de organe standardizate ale programului (Content Center). Este vorba despre rulmenții radial-axiali cu role conice (fig. 13), piulițele de blocare (fig. 14) și despre organele de fixare (șuruburi cu cap cilindric și locaș hexagonal, șaibe Grower și piulite hexagonale de diverse dimensiuni) (fig. 15).



Fig. 13

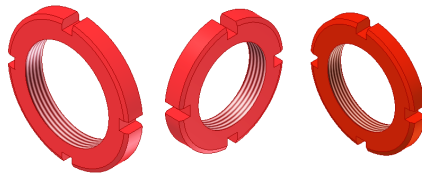


Fig. 14



Fig. 15

5. Realizarea ansamblului capului monoax

Asamblarea elementelor se realizează în mediul pentru asamblare pus la dispoziție de program. Acest mediu conține comenzi care permit inserarea pieselor componente în cadrul ansamblului și aplicarea constrângerilor 3D pentru stabilirea poziției relative a componentelor ansamblului, manipularea componentelor astfel încât să faciliteze operația de constrângere, editarea componentelor ansamblului etc.

În figurile următoare avem: subansamblul arborelui portsculă (fig. 16), subansamblul arborelui pinion (fig. 17) și subansamblul arborelui pinion montat în suportul acestuia (fig. 18).

În figura 19 se prezintă ansamblul capului monoax fără piesa de montare pe mașina-unealtă, iar în fig. 20, ansamblul cu piesa de montare pe mașina-unealtă și dornul port-freză.

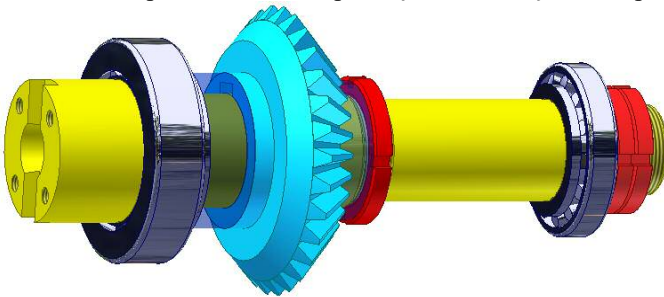


Fig. 16

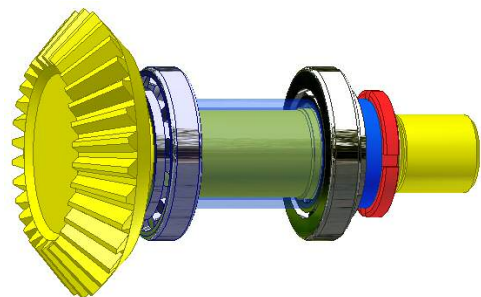


Fig. 17

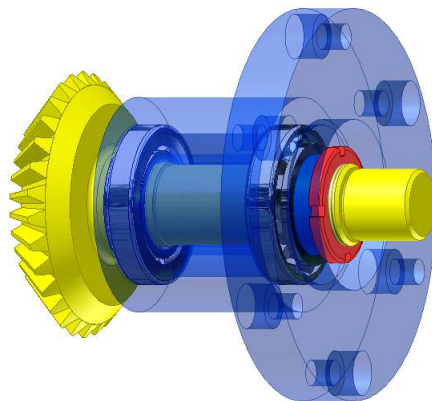


Fig. 18

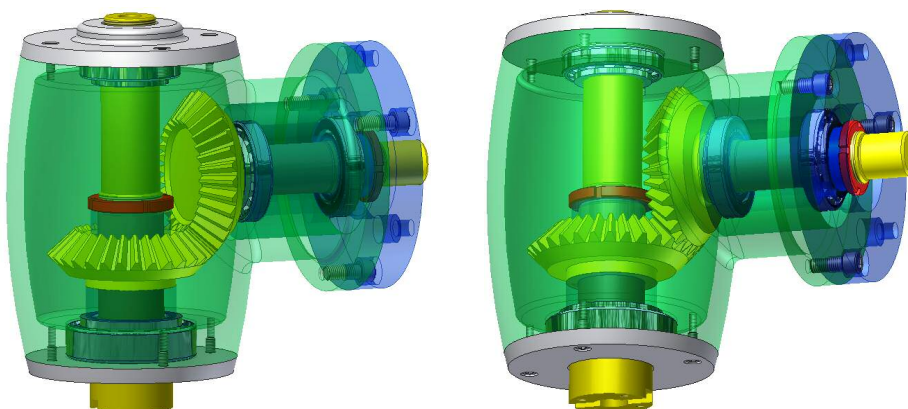


Fig. 19

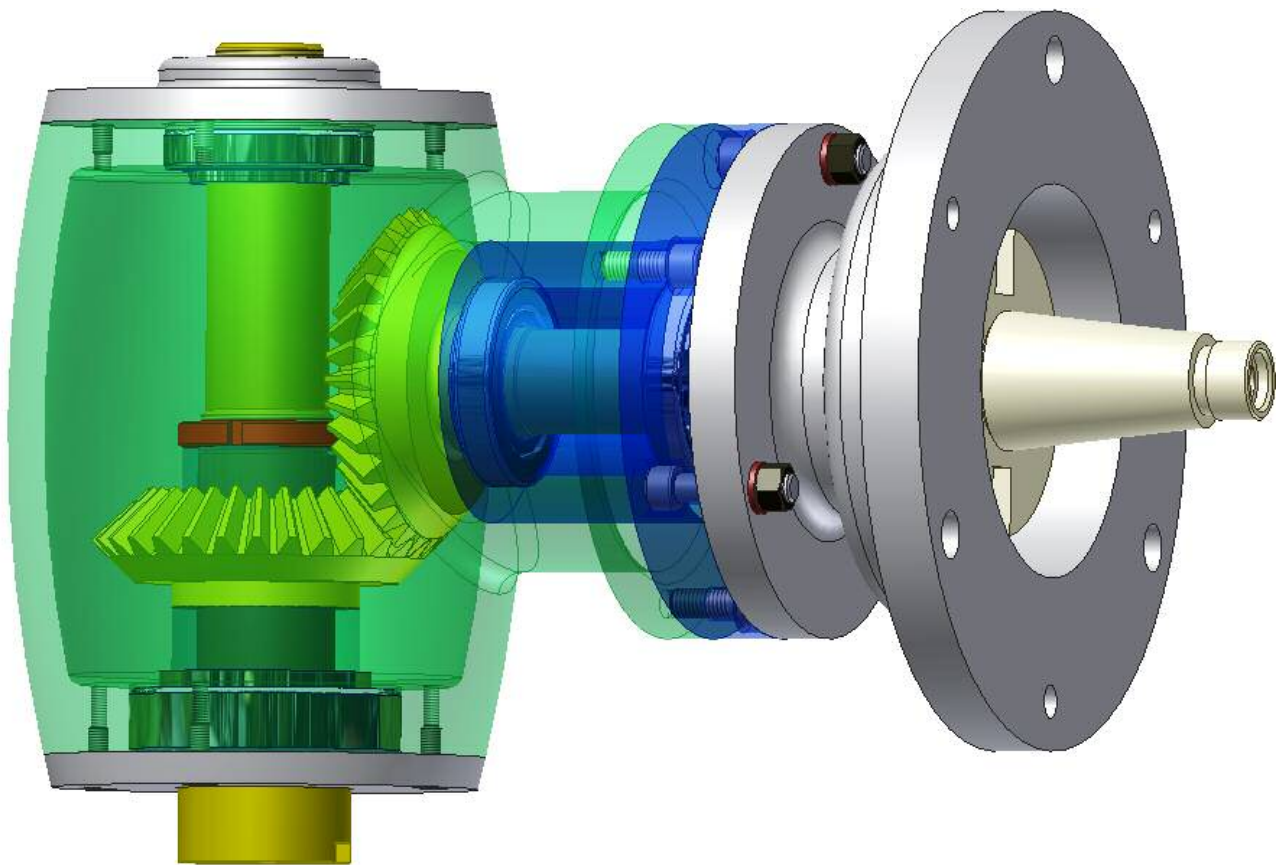


Fig. 20

Bibliografie

- [1] Vasii-Roșculeț, S., ș.a. - *Proiectarea dispozitivelor*, București, Editura didactică și pedagogică, București, 1982.
- [2] Vela, I., *Proiectarea dispozitivelor*, vol. I, Ed. Eftimie Murgu, Reșița, 1998
- [3] Tero, M. – *Proiectarea dispozitivelor – Curs pentru uzul studenților*. Universitatea Petru Maior, Târgu-Mureș, 1998.
- [4] Tero, M. – *Proiectarea dispozitivelor – Îndrumar de laborator*, Universitatea Petru Maior, Târgu-Mureș, 1997.
- [5] Picoș, C. s.a. – *Proiectarea tehnologiilor de prelucrare mecanică prin așchiere*, vol.1, Ed. Universitas, Chișinău, 1992.
- [6] Cioată, V. G., *Note de curs la Proiectarea dispozitivelor*, 2006, 2007, 2008
- [7] Cioată, V.G., Vasii, T. – *Mașini-unelte și prelucrări mecanice. Lucrări practice*, Ed. Bibliofor, Deva, 2002.
- [8] *** - AutoCAD Mechanical 2008 – User's manual
- [9] Cioată, V.G., Miklos. I. Z., *Proiectarea asistată de calculator cu Autodesk Inventor*, Ed. Mirton, Timișoara, 2009-05-12
- [10] Cioată, V. G., *Desen tehnic industrial*, Ed. Mirton, Timișoara, 2006

CONSIDERATII PRIVIND POSIBILITATEA DE LARGIRE A GAMEI DE REPERE EXECUTATE PRIN ROLUIRE PE VALTURI

Autori: Ioan-Călin L. MAILAT¹, Iulian-Alexandru I. CIURILĂ²,

Coordonatori: Șef lucr.dr.ing. Vilhelm ITU³

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul III

² Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul IV

^{3,4} Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

Rezumat

În lucrare se prezintă soluția constructivă a unui valț cu posibilități largite de prelucrare. Se pot rula atât table cât și profile laminate, obținându-se diferite forme ale pieselor cu precizii ridicate.

Cuvinte cheie

Repere, roluire, valțuri

1. Introducere

O serie de întreprinderi execută diverse construcții metalice folosind în componența acestora table sau alte laminate cu forme de revoluție, profilate sau nu, în secțiune axială. Execuția nemecanizată a acestora, fie că nu este posibilă, fie că presupune creșterea prețului de cost al produsului, ca urmare a utilizării forței de muncă cu calificare ridicată, creșterii duratei de fabricație, a volumului de muncă, etc. La aceste dezavantaje se mai adaugă în cele mai multe cazuri și precizia de execuție redusă a produsului.

În situația unei producții suficient de mari, se justifică utilizarea pentru astfel de lucrări, a unor utilaje de roluit cu posibilități multiple de prelucrare.

2. Descrierea utilajului și a posibilităților de lucru

În ceea ce privește execuția prin roluire a tablelor, există mai multe posibilități, atât în ceea ce privește îndoirea capetelor, cât și operația de roluire în sine (fig.1 și 2). În fig. 2 cu 1 s-a notat semifabricatul, 2,3 și 4 fiind cilindrii care execută mișcarile indicate prin săgeți.

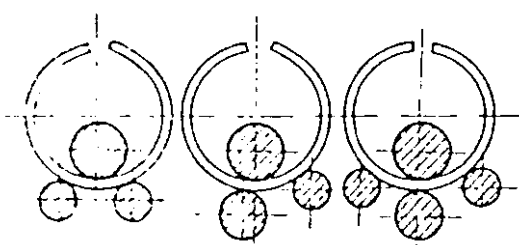


Fig. 1. Îndoirea

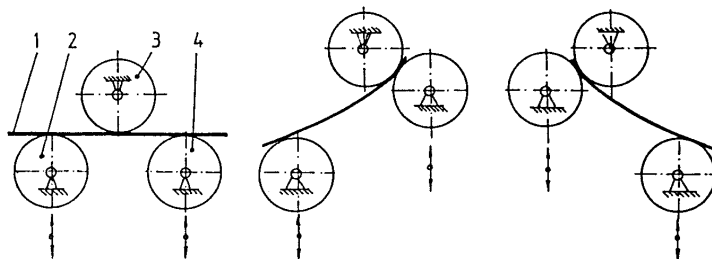


Fig. 2. Roluirea

În figura 3 este prezentată soluția constructivă utilizată care permite o evacuare comodă a piesei tubulare obținută după rulare, soluție care beneficiază de acțiunea hidrolică a cilindrului superior.

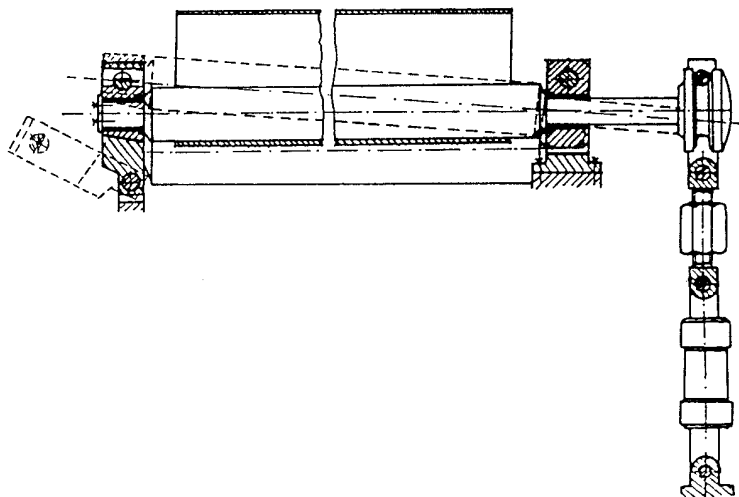


Fig. 3. Soluția constructivă propusă

Pentru a se putea prelucra o serie de profile de lățimi relativ mici, în afara spațiului de lucru pot fi montate role cu profil corespunzător. Anumite combinații de role permit roluirea diverselor profile laminare, fasonări, lărgiri, etc.

S-au folosit următoarele notații: 1 și 3 - role profilate asamblate prin penele 2 și 4, 5 și 6 fiind cilindrii superiori și respectiv inferiori.

Se observă că mișcarea motoare cât și poziționările pe verticală sunt posibile numai pentru cilindrii inferiori.

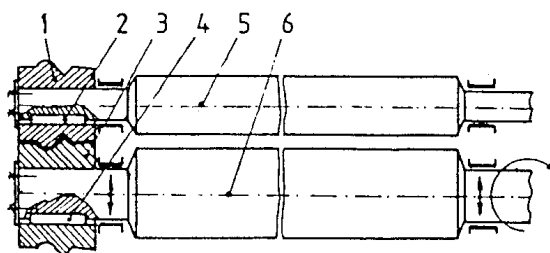


Fig. 4. Role cu profil

Schema cinematică de ansamblu a utilajului este prezentată în fig. 5.

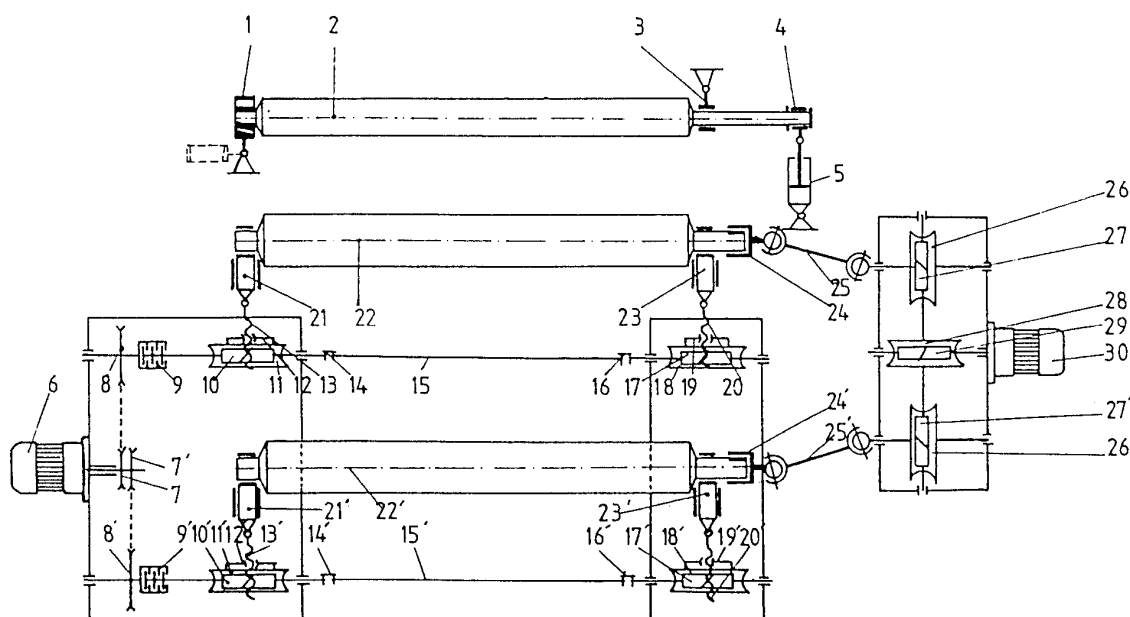


Fig. 5. Schema cinematică a utilajului

Se remarcă acționarea printr-un lanț cinematic separat a cilindrilor inferiori 22, 22', în vederea asigurării rotației acestora.

Poziționarea în direcție verticală a aceluiași cilindri se realizează prin intermediul lanțului cinematic alcătuit din motorul electric 6, transmisia cu roțile de lanț 7, 8, cuplajului 9, angrenajului melcat 10, 11 și surubului piuliță 12, 13 care asigură deplasarea pe ghidaj a lagărului 21.

La celălalt capăt, de la melcul 10 mișcarea se transmite în continuare prin intermediul cuplajelor 14, 16 și a arborelui intermediar 15 până la o altă construcție ce asigură deplasarea lagărului 23. Pentru cilindrul 22' lanțul cinematic este asemănător cu cel al cilindrului 22.

Concluzii

Având în vedere gama lărgită de prelucrări ce se pot executa cu utilajul proiectat cât și faptul că produsele pot fi obținute cu precizie foarte ridicată în condițiile unui reglaj corespunzător, este recomandabilă utilizarea acestui valț pentru producții relativ mari de repere care presupun roluirea.

Prelucrările cu role profilate în afara spațiului de lucru fac posibilă rularea diferitelor profile laminare cu cheltuieli minime.

Bibliografie

- [1] Botez, E., ș.a. - *Proiectarea mașinilor-unelte*, EDP, Buc., 1980
- [2] Gafițanu, M., ș.a. - *Organe de mașini*, E.T., Buc., 1981
- [3] Miloiu, Gh., ș.a. - *Transmisii mecanice moderne*, E.T., Buc., 1971

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

Autori: Silviu – Cristian MOȚ¹, George-Dumitru G. STROE²,

Coordonatori: Șef lucr.dr.ing. Vilhelm ITU³

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul IV

² Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul I

³ Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

Rezumat

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

Cuvinte cheie:

Soft, susțineri metalice, elemente de strângere

1. Introducere

Aparatele 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.

2. 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.

3. Condiții tehnice a elementelor de strângere SG 23

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 grupeii 6 STAS 2700/4 - 89.

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

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. 2). Îndoirea brățării în formă de "U" se execută în matriță pentru distanța între axe de 178 mm (fig. 3).

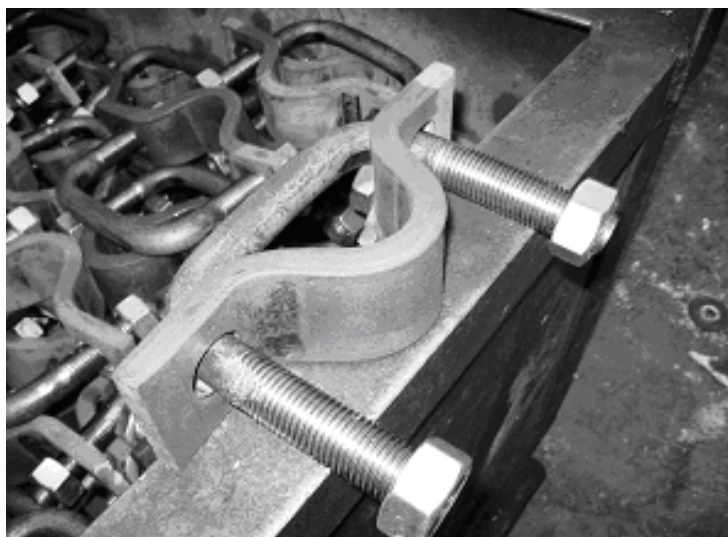


Fig. 1. Element de strângere executat la UPSRUUM Petroșani



Fig. 2. Mașina de roluit



Fig. 3 Matrița de îndoire în presă

Clema se îndoiaie 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 (Fig. 4) 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).

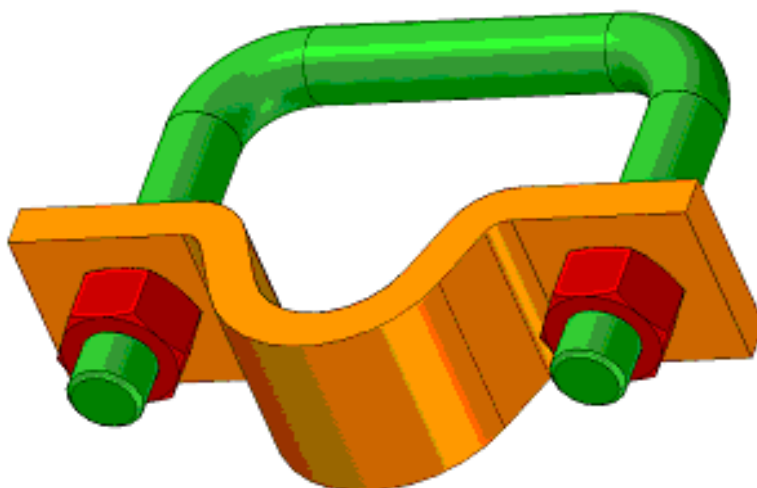


Fig. 4. Element de strângere modelat în Solid Edge

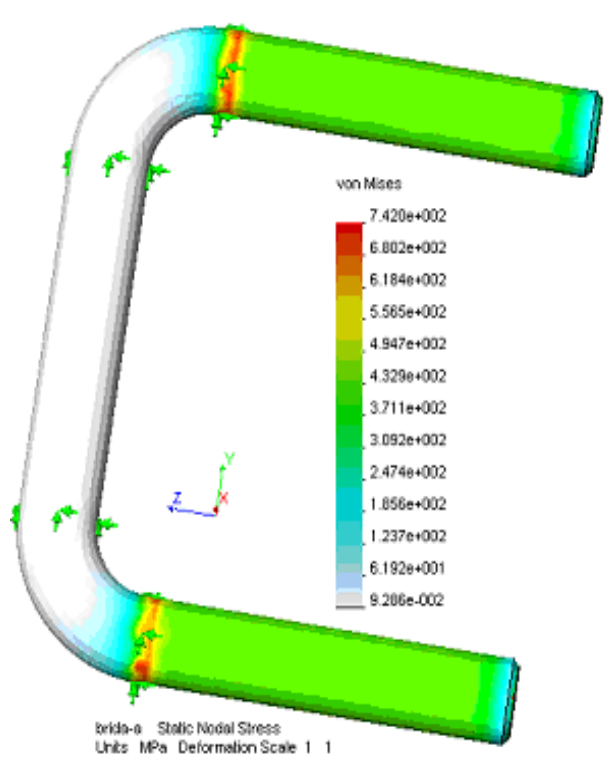


Fig. 5. Tensiuni în bridă la 80 kN

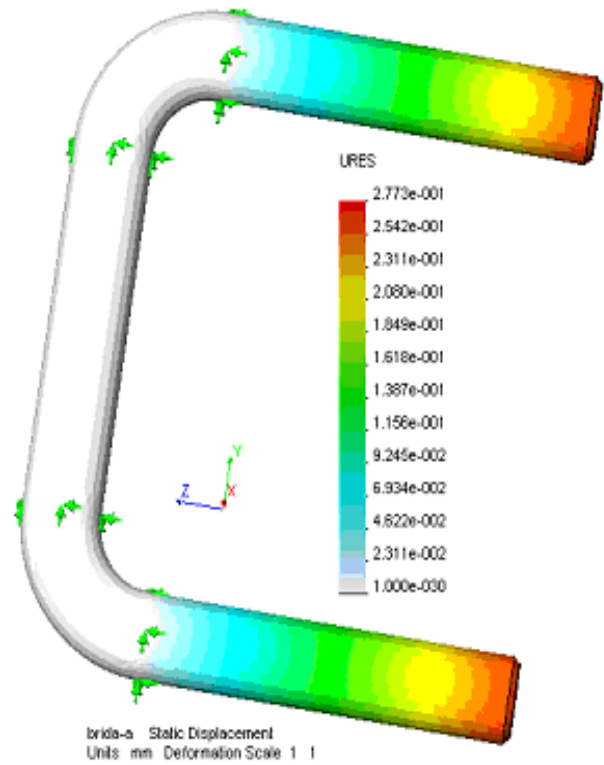


Fig. 6. Deplasări în bridă la 80 kN

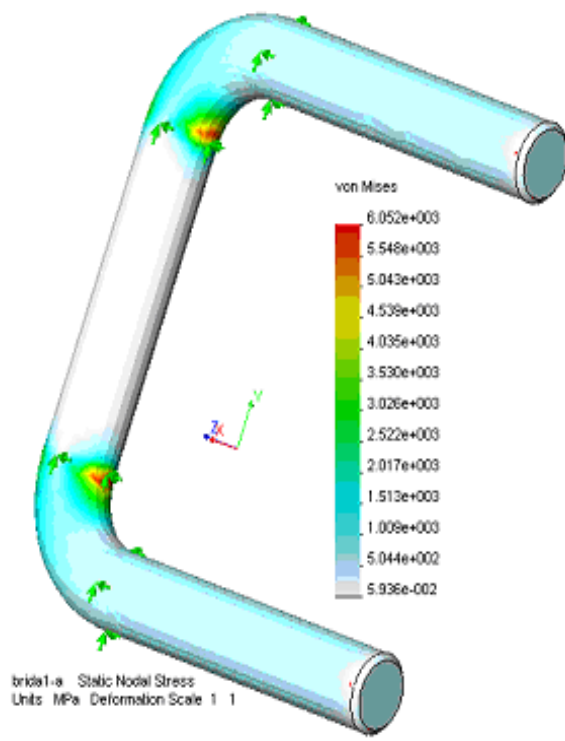


Fig. 7. Tensiuni în bridă la 250 kN

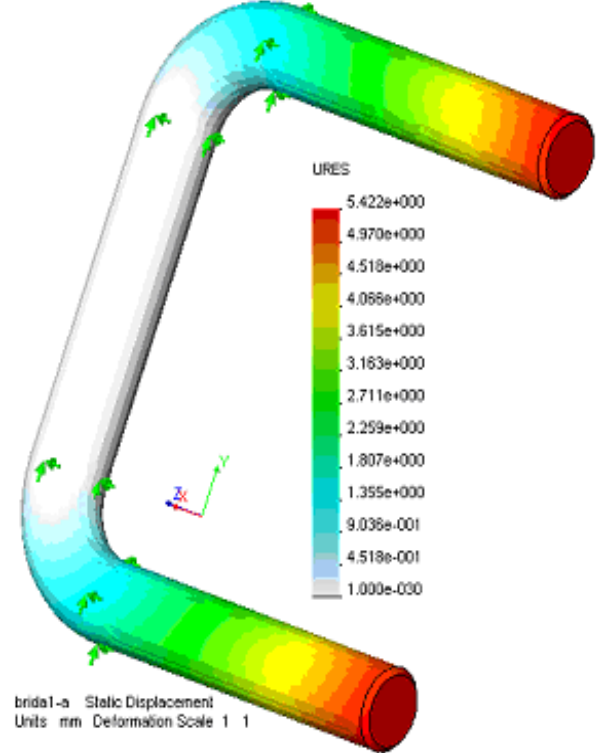


Fig. 8. Deplasări în bridă la 250 kN

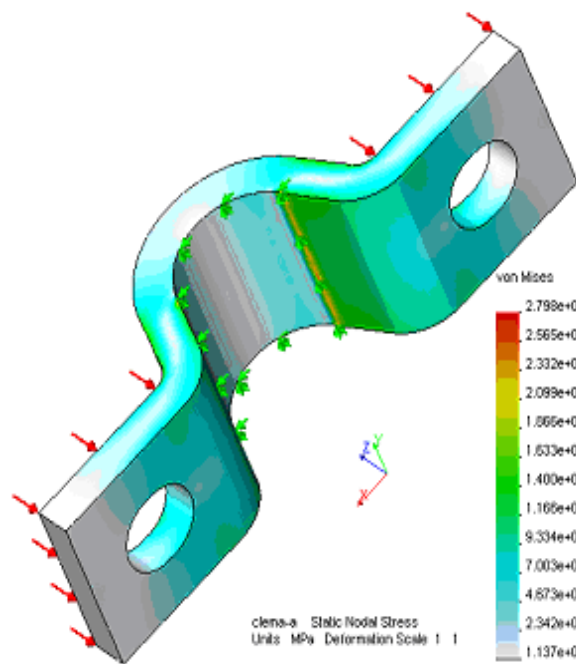


Fig. 9. Tensiuni în lemă la 80 kN

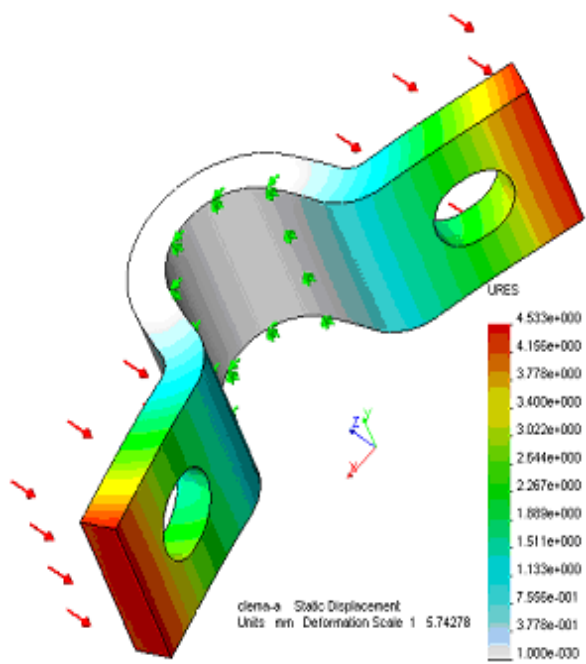


Fig. 10. Deplasări în clemă la 80 kN

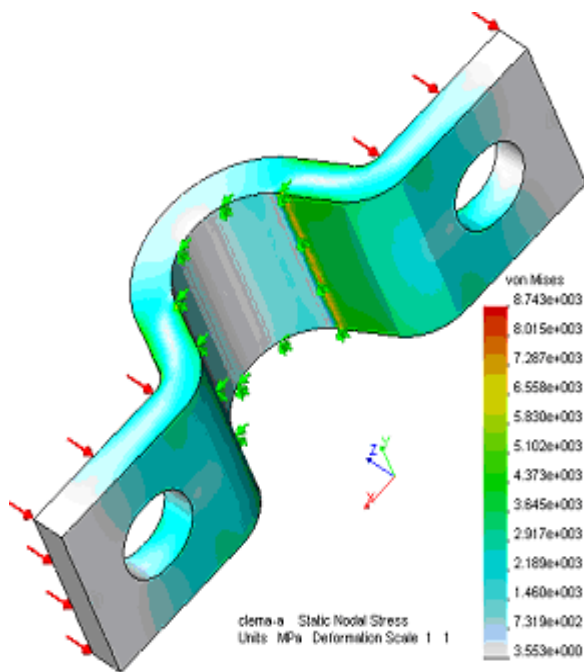


Fig. 11. Tensiuni în lemă la 250 kN

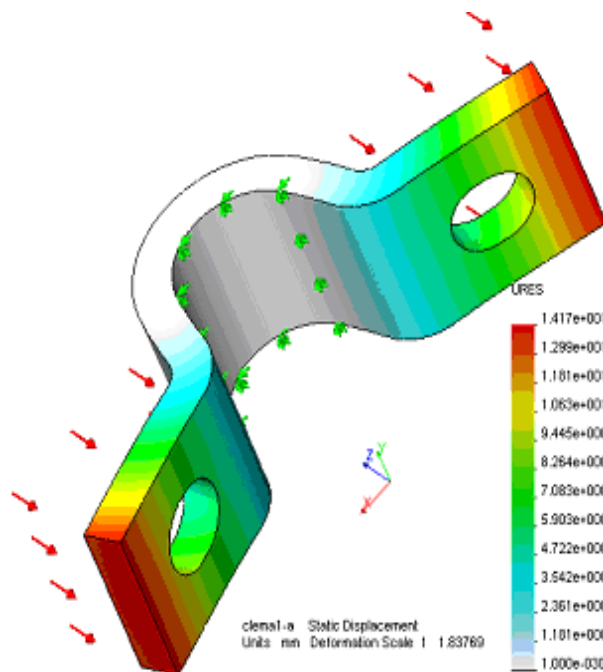


Fig. 12. Deplasări în clemă la 250 kN

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.

DEFORMAȚIILE ELASTICE ALE SEMIFABRICATELOR PROVOCATE DE ACȚIUNEA FORȚELOR RADIALE DE STRÂNGERE DATE DE MANDRINA UNIVERSALĂ

Autori: Cristian V. NEGREA ¹, Marius L. LUPU ²,
negrea_cristian2009@yahoo.com

Coordonatori: Șef lucr.dr.ing. Vilhelm ITU ³

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul IV

² Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul I

³ Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

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.

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.

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 trei 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, semifabricat, forță de strângere

1. 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.

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.

2. Deformația inelului cu perete subțire încazul centrării și fixării acestuia într-o mandrină cu trei bacuri

Se consideră că un inel din oțel este prins pentru prelucrare într-o mandrină universală cu trei bacuri, adică se află sub acțiunea a trei forțe radiale S (fig. 2), formând între ele unghiuri de 120° .

În cazul centrării și fixării unui inel din oțel într-o mandrină cu trei fălci (fig. 2), inelul închis reprezintă un sistem static nedeterminat, întrucât pentru determinarea eforturilor care apar în secțiunile inelului, ca urmare a aplicării forțelor S de strângere, trebuie studiate deformațiile elastice în ansamblul inelului.

Pentru a transforma sistemul dat, într-un sistem static determinat, trebuie realizată o secțiune prin axa de simetrie a inelului (planul I-I, fig. 3).

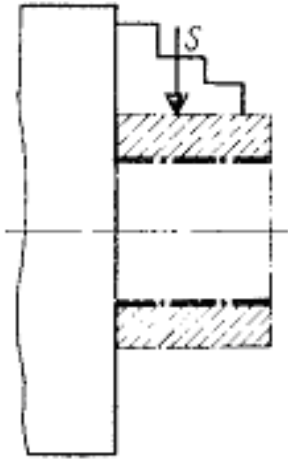


Fig. 1. Abateri de la forma geometrică a suprafețelor generate

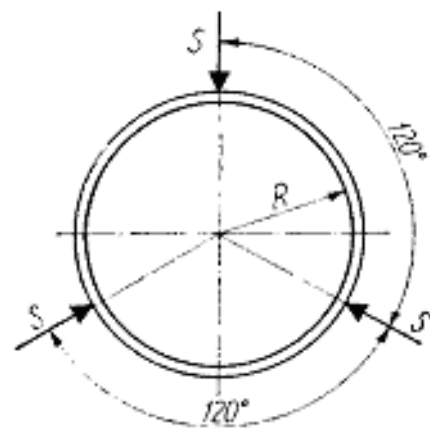
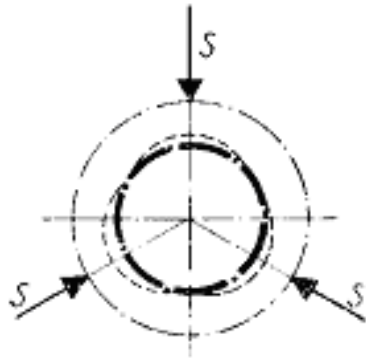


Fig. 2. Inel din oțel este prins într-o mandrină universală cu trei bacuri

Simetria inelului și a sarcinii față de axa verticală care trece prin secțiunea I-I, duc la concluzia că forța tăietoare $T = 0$. În mod analog, simetria față de axele care trec prin direcțiile celorlalte două forțe S , permite să se afirme că eforturile, în secțiunea I-I ($\varphi = 0$), sunt identice cu eforturile din secțiunile $\varphi = 120^\circ$. Această concluzie dă posibilitatea determinării forței normale P din condițiile de echilibru ale unei porțiuni de inel limitată între $\varphi = 0^\circ$ și $\varphi = 120^\circ$ (fig. 4).

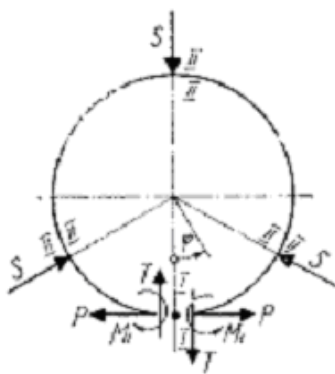


Fig. 3. Sistemul static determinat

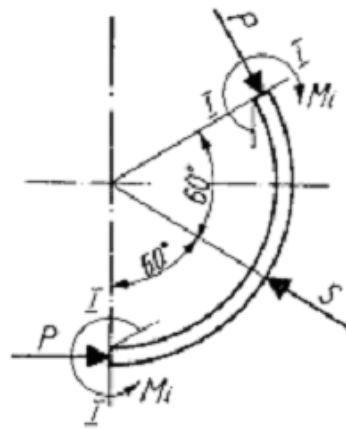


Fig. 4. Porțiune simetrică de inel

Problema se va rezolva considerând cazul general al mandrinei cu mai multe bacuri.

Se consideră că un inel din oțel este prins pentru prelucrare într-o mandrină universală cu n bacuri, adică se află sub acțiunea a n forțe radiale F (fig. 5), formând între ele unghiuri de 2α , cu n numărul de forțe (fig.6). 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.

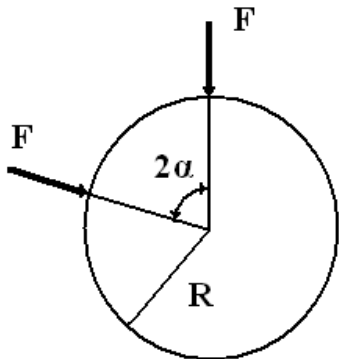


Fig. 5. Inel din oțel este prins într-o mandrină universală cu n bacuri

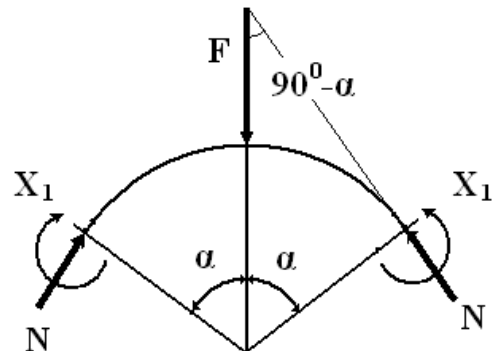


Fig. 6. Porțiune simetrică din inel

Proiectând pe verticală (fig. 7) rezultă:

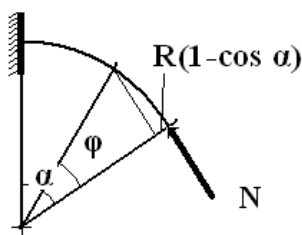


Fig. 7. Porțiunea din inel acționat de forța N

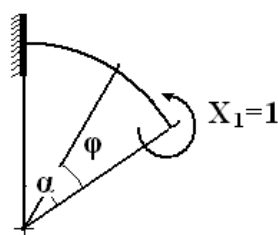


Fig. 8. Porțiunea din inel acționat de forța X₁

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

$$M_F(\varphi) = N(R - R \cos \varphi) = \frac{FR}{2 \sin \alpha} (1 - \cos \varphi); \text{ (fig. 7)} \quad \bar{M}(\varphi) = 1; \text{ (fig. 8)}$$

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

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

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

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

atunci:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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 9, 11, și 13 sunt date tensiunile unei bușe elastice de $\Phi 70 \times 3,5 \times 50$ modelate în Solid Edge și analizat cu elemente finite a modului de solicitare, cu soft-ul COSMOS DesignSTAR.

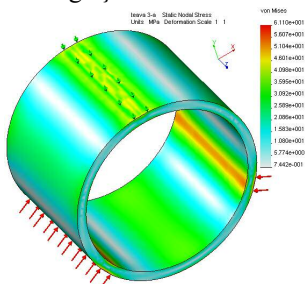


Fig. 9. Tensiuni în bușă prinsă în trei bacuri

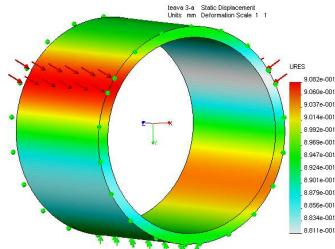


Fig. 10. Deplasări în bușă în trei bacuri

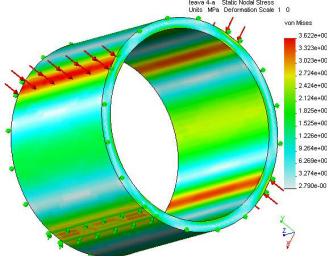


Fig. 11. Tensiuni în bușă prinsă în patru bacuri

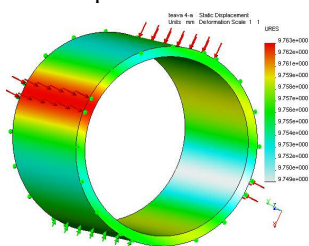


Fig. 12. Deplasări în bușă în patru bacuri

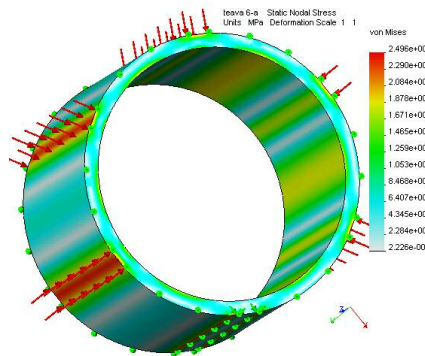


Fig. 13. Tensiuni în bușă prinsă în șase bacuri

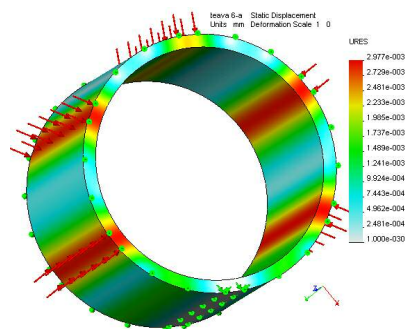


Fig. 14. Deplasări în bușă în șase bacuri

În figurile 10, 12, și 14 sunt date deformațiile bușei elastice de $\Phi 70 \times 3,5 \times 50$ modelate în Solid Edge și analizat cu elemente finite a modului de solicitare, cu soft-ul COSMOS DesignSTAR.

Forța aplicată pe fiecare față, în toate cazurile, este de 1000 N.

Tensiunile scad.

Deformațiile sunt mai mari la 4 bacuri de cat la 3 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.

Mărimea 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., Brăgaru, 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 Alabastră, Cluj-Napoca, 20

ARBORE PORT-SCULĂ AL CAPULUI DE FREZAT UNGHIULAR PENTRU MAȘINĂ DE FREZAT PORTALĂ

Autori: Aurelian Mihai I. DONCA¹, Bogdan Constantin V. PĂUNESCU²
doncamihai@yahoo.com

Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Răzvan-Bogdan ITU³

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul IV

² Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Conceperea fabricației asistată de calculator, anul I

³ Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

Rezumat

În lucrare se prezintă proiectarea unui cap monoax ce se montează pe o mașină de frezat orizontală (FO) în vederea lărgirii posibilităților tehnologice ale acesteia. Cu ajutorul acestui cap pentru schimbarea orientării sculei mașina se transformă într-o mașină de frezat universală, având posibilitatea să folosească pentru prelucrarea suprafețelor semifabricatelor și freze cilindro-frontale.

Cuvinte cheie

Freză orizontală, cap monoax

1. Introducere

Frezarea este procedeul de prelucrare prin așchiere cu o sculă așchietoare numită freză, pe o mașină-unealtă numită mașină de frezat.

Mișcarea principală este mișcarea de rotație a sculei, iar avansul este o mișcare rectilie executată fie de piesă fie de scula așchietoare.

Frezele sunt scule așchietoare rotative, cu mai mulți dinți dispuși regulat în jurul unei axe. Dinții frezelor au tăișul principal pe suprafața de revoluție a sculei (cilindrică sau conică), iar tăișul secundar pe suprafața frontală, deci invers ca la sculele de găurire.

La frezare se utilizează diferite dispozitive, fie pentru prinderea frezelor și antrenarea lor în mișcare de rotație (dornuri portfreze, mandrine, reducții conice etc.), fie pentru prinderea semifabricatului (prisme, bride, menghine, capete divizoare etc).

Mașinile de frezat sunt mașini-unelte de mare productivitate datorită regimurilor de așchiere intensive care se pot utiliza și, ca răspândire, ocupă locul doi, după strunguri.

După cum am menționat, dinții frezelor participă periodic și pentru un timp limitat la procesul de așchiere, dislocând așchii cu secțiune variabilă ceea ce face ca solicitarea tennică a sculelor să fie niai mică. Acest lucru sporește durabilitatea sculelor și creează premisele utilizării unor regimuri de așchiere intensive. În același timp, variația continuă a măriiinii forței de așchiere determină vibrații pronunțate ale mașinii-unelte, ceea ce conduce la supradimensionarea subsansamblurilor acesteia și la luarea unor măsuri de uniformizare a turației sculei și de diminuare a vibrațiilor, deci complică structura mașinii-unelte.

Clasificarea mașinilor de frezat se face după mai multe criterii. Criteriul cel mai important de clasificare este cel după construcție după care distingem:

2. Mașini de frezat

Mașini de frezat de banc. Se utilizează în mecanica fină, pentru prelucrarea pieselor de dimensiui mici. După construcție, pot fi cu arbori portfreze orizontal (fig.1) și vertical (fig.2).

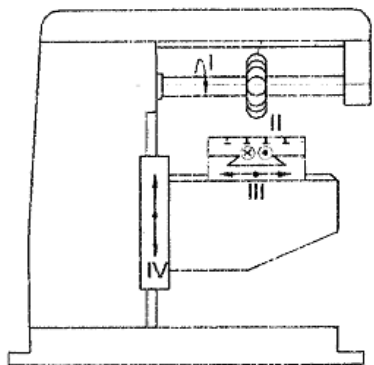


Fig.1. Mașina de frezat orizontală de banc

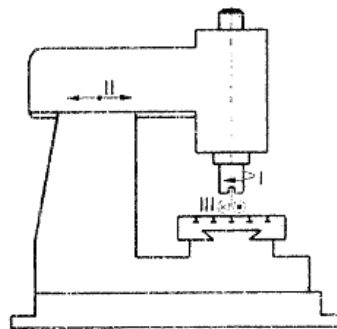


Fig. 2. Mașina de frezat verticală de banc

Mașini de frezat cu consolă. Sunt cele mai răspândite mașini. de frezat și au drept caracteristică definitorie a denumirii lor, consola care susține masa de lucru.

Constructiv, aceste mașini pot fi orizontale (fig. 3), verticale (fig. 4), sau universale (fig. 5). Mașinile de frezat orizontale și verticale sunt denumite astfel după poziția arborelui portfreza, iar cele universale. după mișcarea de reglare suplimentară pe care o are de obicei masa, posibilitățile de prelucrare devenind astfel universale.

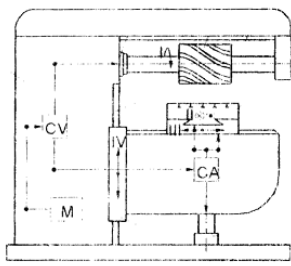


Fig. 3. Mașina de frezat orizontală cu consolă

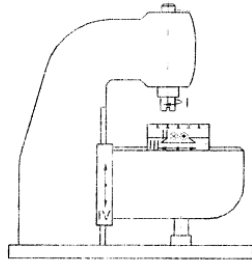
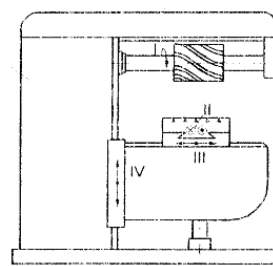
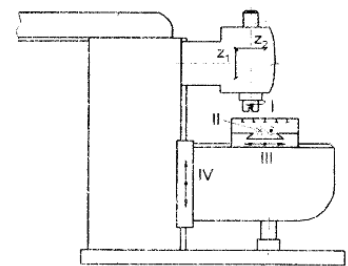


Fig. 4. Mașina de frezat verticală cu consolă



a)



b)

Fig. 5. Mașina de frezat universală

Mașina de frezat orizontală cu consolă este una din cele mai răspândite mașini de frezat. Mașina de frezat verticală cu consolă se aseamănă cu mașina de frezat orizontală atât constructiv, cât și funcțional deosebindu-se de aceasta numai prin poziția arborelui principal care este vertical. Mașina de frezat universală poate lucra atât ca mașină de frezat orizontală (fig. 5.a), cât și ca mașină de frezat verticală (fig. 5.b).

Mașini de frezat plan (fără consolă). După poziția arborelui principal, mașinile de frezat plan pot fi orizontale (fig. 6) și verticale (fig. 7).

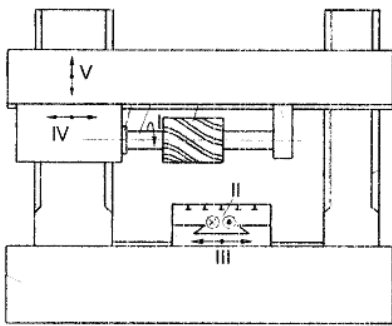


Fig. 6. Mașina de frezat plan orizontală cu masa deplasabilă în două direcții

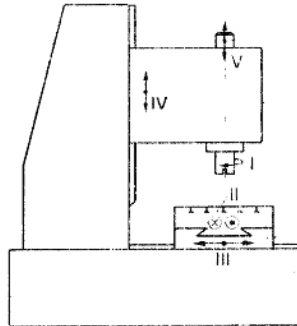


Fig. 7. Mașina de frezat plan verticală

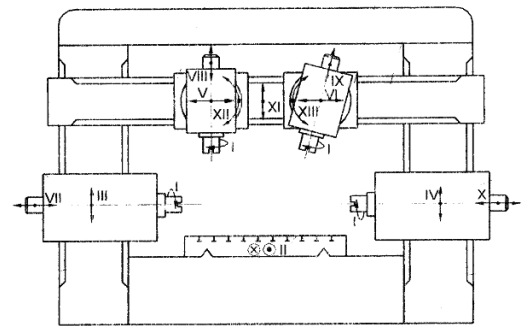
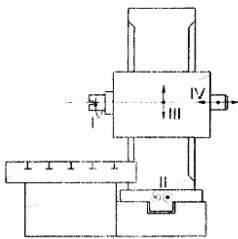
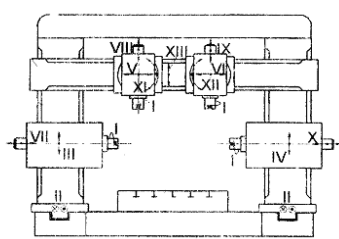


Fig. 8. Mașina de frezat longitudinal cu masă mobilă

Mașini de frezat longitudinal. Din punct de vedere constructiv, mașinile de frezat longitudinal pot fi cu masă mobilă (fig. 8) și cu masă fixă (fig. 9).



a)



b)

Fig. 9. Mașini de frezat longitudinal cu masă fixă a)-cu un montanț, b)-cu doi montanți

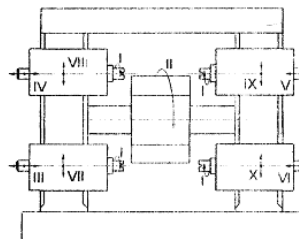


Fig. 10. Mașina de frezat circular cu tambur

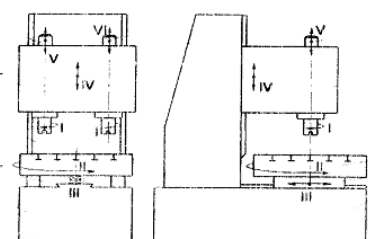


Fig. 11. Mașina defrezat circular cu un montanț

Mașini de frezat circular. După forma organului de lucru pentru fixarea pieselor, mașinile de frezat circular pot fi cu tambur (fig. 10) și cu masă rotativă (fig. 11 și fig. 12).

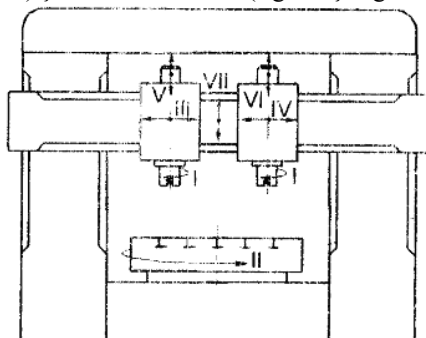


Fig. 12. Mașina de frezat circular cu doi montanți

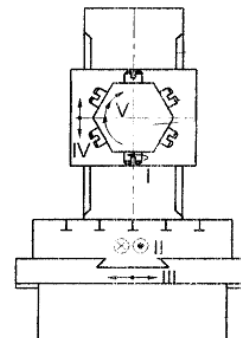


Fig. 13. Mașina de frezat cu cap revolver

Mașina de frezat cu cap revolver. Este o mașină-unealtă cu comandă numerică, destinată prelucrării pieselor mai complicate (fig. 13).

Mașini de frezat specializate. Mașinile de frezat specializate sunt mașini-unelte cu productivități ridicate, utilizate în producția de serie mare și de masă.

3. Arborele port-sculă

La motoarele Diesel, fiind produse de mare complexitate tehnică, se impune rezolvarea unor probleme tehnice dificile ca de exemplu:

- prelucrarea complexă a plăcilor de bază, având dimensiuni de ordinul zecilor de metrii, cu o precizie de ordinul sutimilor de milimetrii;

- prelucrarea complexă a cămășilor de cilindrii;

- prelucrarea conturului camerelor de injecție, admisie și de evacuare.

Dispozitivul cap de frezat unghiular este un ansamblu cu ajutorul căruia se realizează prelucrarea suprafețelor înclinate de contact, dintre capacele lagărului principal și placa de bază, în cazul motorului L 35 MC.

Prelucrarea suprafețelor oblice de contact pentru prelucrarea lagărului principal în placa de bază, se execută cu ajutorul unei freze-raboteză cu cap universal de frezat și utilizând freze standard ca scule așchietoare.

Particularitățile condițiilor concrete de prelucrare, impun forma constructivă a dispozitivului cap de frezat unghiular astfel încât mișcarea principală (de așchiere) să fie transmisă de la arborele principal al mașinii-unelte la scula așchietoare, în plane diferite prin intermediul unor roți dințate. Pentru a realiza o funcționare mai silențioasă a angrenajelor, dar și pentru alte motive, se poate prelucra dantura roților dințate astfel încât acestea să dobândească o formă în arc de cerc (curbă).

Dotările tehnologice însă nu permit deocamdată realizarea unui astfel de danturi. S-a optat în aceste condiții, pentru o formă dreaptă a danturii roților dințate conice.

În construcția de mașini se folosesc ca și semifabricate materiale turnate, laminate, forjate liber sau în matrițe.

Semifabricatele laminate se utilizează de regulă pentru obținerea unor piese cu diferențe mici între trepte (tronsoane). Adaosurile de prelucrare pot avea, în cazul acestor semifabricate, mărimi apreciabile.

Semifabricatele matrițate se obțin în general la dimensiuni precise, cu adaosuri mici de prelucrare și se folosesc în cazul pieselor de dimensiuni mici pentru care construcția și exploatarea matrițelor este economică.

Ținând cont de avantajele și dezavantajele fiecărui procedeu de obținere a semifabricatelor, precum și de natura materialului utilizat și de condițiile concrete existente la întreprinderea producătoare, s-a ales un semifabricat forjat.

4. Descrierea constructivă

Piesa de prelucrat este un arbore port-sculă și face parte din ansamblul cap de frezat unghiular.

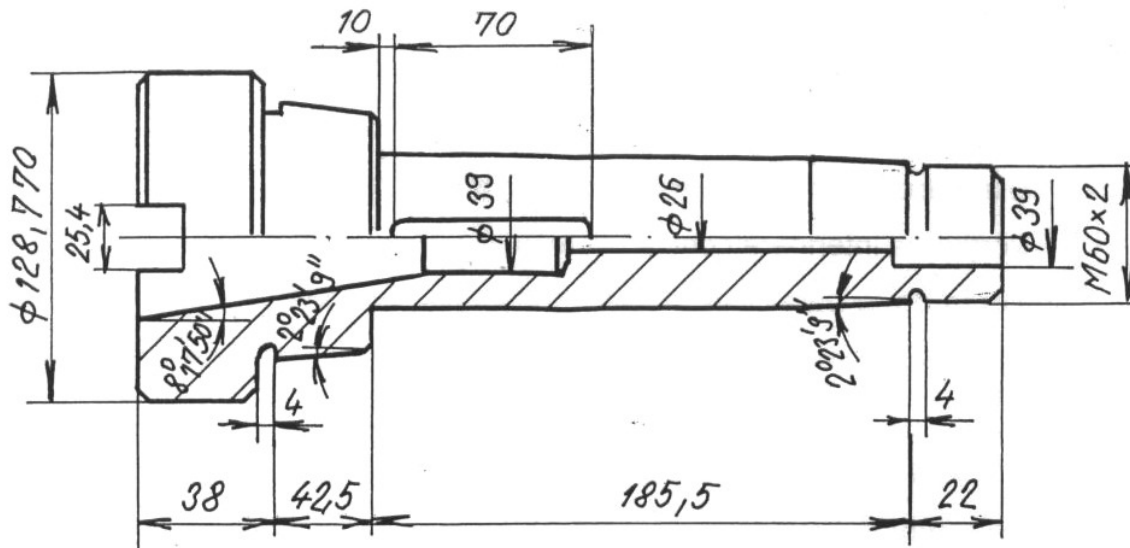


Fig.4.1. Arbore port-sculă

Arborele post-sculă se execută în clasa de precizie mijlocie conform STAS 2300-88 și se caracterizează prin următoarele condiții tehnice de calitate:

a) precizie dimensională: - lungimea; $L = 288 \text{ mm}$ - diametrul exterior maxim; $\phi = 128 \text{ mm}$

b) precizie geometrică:

Baza de cotare o constituie axa de simetrie a piesei. Față de aceasta se stabilesc următoarele:

- diametrul exterior maxim al arborelui $\phi = 128,570^{+0,018} \text{ mm}$;

- diametrul exterior minim al arborelui $\phi = 68^{-0,019} \text{ mm}$;

- porțiunea exterioară a tronsoanelor de formă conică va fi înclinată cu un unghi de $2^{\circ}23'9''$;

- filetul din extremitatea arborelui va fi M 60:2;
- lungimea tronsoanelor arborelui va fi următoarea:
 - pentru $\phi = 128,570 \text{ mm} \Rightarrow L = 38 \text{ mm}$;
 - pentru $\phi = 68 \text{ mm} \Rightarrow L = 150 \text{ mm}$;
 - pentru $\phi = 65,083 \text{ mm} \Rightarrow L = 35,5 \text{ mm}$;
- lungimea porțiunii filetate M 60:2 va fi: $L = 16 \text{ mm}$;

Toate suprafețele cilindrice exterioare nu vor avea abateri radiale mai mari de 0,01 mm față de baza de cotare a piesei.

- diametrul interior minim al arborelui $\phi = 26 \text{ mm}$;
 - diametrul interior maxim al arborelui $\phi = 39,6 \text{ mm}$;
 - porțiunea interioară conică va avea o înclinare de $8^{\circ}17'50''$;
- Abaterea de la paralelism nu va depăși 0,04 mm față de axa de simetrie a piesei, în cazul suprafețelor laterale ale canalului frezat la extremitatea arborelui.

c) calitatea suprafeței prelucrate:

- rugozitatea generală a piesei $R_a = 6,3 \mu\text{m}$;
- suprafețele laterale ale canalelor de pană frezate pe arbore, dar și unele din suprafețele exterioare vor avea o calitate superioară $R_a = 1,6 \mu\text{m}$ așa cum se arată pe desenul în execuție

Materialul din care se execută arborele este un oțel slab aliat: 13CrNi30, care conține 0,13% carbon, 3% nichel iar crom mai puțin decât nichel.

Acest material conform STAS 791-80 are următoarele caracteristici mecanice și tehnologice:

Tabelul 1

Marca	Rezistența mecanică R_m [MPa]	Limita de curgere $R_p 0,2$ [MPa]	Alungirea A[%]	Duritatea HB sau HRC	Forța specifică de așchiere [MPa]
13CrNi30	780÷1080	540	11	217 HB în stare recoaptă 58÷62 HRC după călire și revenire	

Bibliografie

- [1] Vasii-Roșculeț, S., ș.a. - *Proiectarea dispozitivelor*, București, Editura didactică și pedagogică, București, 1982.
- [2] Vela, I., *Proiectarea dispozitivelor*, vol. I, Ed. Eftimie Murgu, Reșița, 1998
- [3] Tero, M. – *Proiectarea dispozitivelor – Curs pentru uzul studenților*. Universitatea Petru Maior, Târgu-Mureș, 1998.
- [4] Tero, M. – *Proiectarea dispozitivelor – Îndrumar de laborator*, Universitatea Petru Maior, Târgu-Mureș, 1997.
- [5] Picoș, C. s.a. – *Proiectarea tehnologiilor de prelucrare mecanică prin așchiere*, vol.1, Ed. Universitas, Chișinău, 1992.
- [6] Cioată, V. G., *Note de curs la Proiectarea dispozitivelor*, 2006, 2007, 2008
- [7] Cioată, V.G., Vasii, T. – *Mașini-unelte și prelucrări mecanice. Lucrări practice*, Ed. Bibliofor, Deva, 2002.
- [8] *** - AutoCAD Mechanical 2008 – User's manual
- [9] Cioată, V.G., Miklos. I. Z., *Proiectarea asistată de calculator cu Autodesk Inventor*, Ed. Mirton, Timișoara, 2009-05-12
- [10] Cioată, V. G., *Desen tehnic industrial*, Ed. Mirton, Timișoara, 2006

STUDIUL CONSTRUCTIV ȘI TEHNOLOGIC AL UNUI STAND PENTRU ÎNCERCAREA LA AMBUTISARE DUPĂ METODA ERICHSEN

Autori: Andrei Ionuț I. MORUȘ ¹, Eugen-Cristian V. LUNGULETE ²,
morus.andrei@yahoo.ro

Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Vilhelm ITU ³

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul IV

² Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Conceperea fabricației asistată de calculator, anul I

³ Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

Rezumat

În lucrare se prezintă proiectarea unui stand pentru încercarea la ambutisare după metoda Erichsen, metodă larg răspândită datorită simplității, a costului redus, a evaluării rapide a rezultatelor și a timpului scurt de încercare..

Cuvinte cheie:

Stand, ambutisare, Erichsen

1. Introducere

Ambutisarea este procesul de deformare plastică, la rece sau la cald, prin care semifabricatul de formă plată se transformă în produse cave, cu sau fără modificarea intenționată a grosimii pereților.

Încercarea constă din ambutisarea (deformarea în matriță) a unei epruvete, strânsă într-o matriță printr-un inel de strângere, cu ajutorul unui poanson cu capătul sferic, până la apariția unei fisuri pătrunse.

Natura solicitării în timpul încercării este întinderea biaxială.

Încercarea servește la stabilirea capacității de deformare prin ambutisare (deformare în matriță) a tablelor și a benzilor metalice din oțel, metale neferoase sau aliajele acestora, având grosimi de 0,5 - 2 mm și lățimi mai mari de 90 mm.

2. Standul propus a fi utilizat la încercare

Aparatul de încercat constă dintr-o presă manuală sau o mașină de încercat electrohidraulică prevăzută cu o matriță, un inel de strângere, un poanson având la capăt o calotă sau o bilă sferică fixată rigid, un dispozitiv pentru măsurarea adâncimii de ambutisare, un dispozitiv pentru realizarea forței de strângere și, eventual, un dispozitiv de măsurare a forței sau presiunii maxime din timpul încercării.

Precizia-de citire a dispozitivului de măsurare a adâncinii de ambutisare trebuie să fie de 0,1 mm.

Construcția aparatului trebuie să asigure posibilitatea determinării precise a momentului apariției fisurii în epruveta.

Poansonul, matrița și inelul de strângere trebuie să fie suficiente de rigide, pentru a nu suferi deformări, care să influențeze asupra rezultatelor încercării.

În timpul încercării, poansonul trebuie să nu se rotească în jurul axei sale.

Pe întreaga cursă a poansonului, abaterea de la axa matriței la centrul părții sferice a poansonului trebuie să nu depășească 0,1 mm.

În poziția inițială, poansonul trebuie să atingă suprafața epruvetei, iar dispozitivul de măsurare a adâncinii să indice zero.

Simbolurile și denumirile sunt ilustrate în figura 1 și sunt prezentate respectiv în tabelul 1.

Suprafața de lucru a poansonului care vine în contact cu epruveta în timpul încercării trebuie să aibe o formă sferică și să fie lustruită, cu rugozitatea $Ra\ 4\ \mu m$.

Suprafețele de contact ale inelului de strângere și ale matriței cu epruveta trebuie să fie plane, paralele între ele și perpendiculare pe axa penetratorului.

Duritatea suprafețelor de lucru ale matriței, inelului de strângere și poansonului trebuie să fie de cel puțin 750 HB (respectiv minim 61 HRC). Epruvetele au secțiunea de formă dreptunghiulară, pătrată sau rotundă, având lățimea respectiv diametrul de cel puțin 90 mm.

Grosimea epruvetelor se măsoară cu precizia de

0,01-mm.

Epruvetele pentru încercări trebuie să nu prezinte bavuri sau deformări.

Înainte de încercare nu se admite îndreptarea la cald sau la rece sau tratarea termică

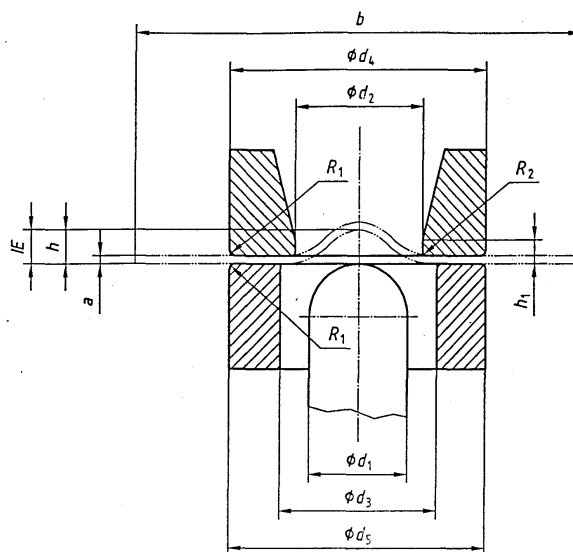


Fig. 1. Reprezentarea schematică pentru determinarea indicelui Erichse la ambutisare

Tabelul 1. Simboluri și denumiri. Dimensiuni în, mm

Simbolul	Denumirea	Piese de încercare și dimensiunile uneltelor și indicii Erichsen de ambutisare			
		Încercare standard	Încercări cu table de grosime mai mare sau mai mică		
a	Grosimea piesei	$0,1 \leq a \leq 2$	$2 < a \leq 3$	$0,1 \leq a \leq 2$	$0,1 \leq a \leq 1$
b	Lățimea sau diametrul piesei de încercare	≥ 90	≥ 90	$55 \leq b < 90$	$30 \leq b \leq 65$
d ₁	Diametrul capătului sferic al poansonului	$20 \pm 0,05$	$20 \pm 0,05$	$15 \pm 0,02$	$8 \pm 0,02$
d ₂	Diametrul de alezaj al matriței	$27 \pm 0,05$	$40 \pm 0,05$	$21 \pm 0,02$	$11 \pm 0,02$
d ₃	Diametrul de alezare al suportului piesei brute	$33 \pm 0,1$	$33 \pm 0,1$	$18 \pm 0,1$	$10 \pm 0,1$
d ₄	Diametrul exterior al matriței	$55 \pm 0,1$	$70 \pm 0,1$	$55 \pm 0,1$	$55 \pm 0,1$
d ₅	Diametrul exterior al suportului piesei brute	$55 \pm 0,1$	$70 \pm 0,1$	$55 \pm 0,1$	$55 \pm 0,1$
R ₁	Raza colțului exterior al matriței, raza colțului exterior al suportului piesei brute	$0,75 \pm 0,1$	$1,0 \pm 0,1$	$0,75 \pm 0,1$	$0,75 \pm 0,1$
R ₂	Raza colțului interior al matriței	$0,75 \pm 0,05$	$2,0 \pm 0,05$	$0,75 \pm 0,05$	$0,75 \pm 0,05$
h ₁	Înălțimea părții rotunjite interioare a matriței	$3,0 \pm 0,1$	$6,0 \pm 0,1$	$3,0 \pm 0,1$	$3,0 \pm 0,1$
h	Adâncimea adânciturii în timpul încercării	-	-	-	-
IE*	Indicele Erichsen de ambutisare	IE	IE ₄₀	IE ₂₁	IE ₁₁

* Indicele Erichsen de ambutisare corespunzător este desemnat pentru încercarea standard. În cazul materialelor mai groase și în cazul speciimenelor mai înguste ale materialelor mai subțiri, se adaugă d₂ la indice.

Înainte de încercare, ambele fețe ale epruvetei și suprafața activă a poansonului se ung cu o unsoare grafitată, cu caracteristicile conform § 6.7, pentru evitarea gripajului.

Epruveta se introduce între inelul de strângere și matrița și se strânge cu o forță de circa 10 kN. În lipsa unui dispozitiv de realizare a forței de strângere prescrisă, epruveta se va strânge puternic, asigurându-se menținerea în tot timpul încercării.

Distanța între centrele amprentelor și marginile epruvetei trebuie să fie de cel puțin 45 mm, iar distanța între centrele a două amprente învecinate de minim 90 mm.

Operația de ambutisare trebuie să se efectueze lent, în mod continuu (fără șocuri), cu o viteză între 5 ... 20 mm/min (0,08 ... -0,3 mm/s). Când sfârșitul încercării se va reduce viteza către limita inferioară, pentru a se putea determina cu precizie momentul apariției fisurii.

În momentul fisurării epruvetei, se observă de regulă o scădere bruscă a forței de presare (la aparatele prevăzute cu indicarea forței sau presiunii) și se poate auzi un sunet metalic ascuțit. Momentul scăderii bruște a forței de presare poate servi drept indicație pentru terminarea încercării.

Încercarea se consideră terminată în momentul formării unei fisuri pătrunse, pe o lungime de circa 5 mm (vizibilă în zăre).

Adâncimea de ambutisare, exprimată în milimetri, se citește direct pe aparat și reprezintă indicele Erichsen (IE). Pentru stabilirea indicelui Erichsen al materialului încercat se ia media aritmetică a minim trei încercări, pe epruvete din aceeași bucată de material, dacă în standardul de produs nu sunt alte prescripții.

Precizia de citire a dispozitivului de măsurare a adâncimii de ambutisare trebuie să fie de 0,1 mm. Construcția aparatului trebuie să asigure posibilitatea determinării precise a momentului apariției fisurii în epruvetă.

Poansonul, matrița și inelul de strângere trebuie să fie suficient de rigide pentru a nu suferi deformări care să influențeze rezultatele încercării. În timpul încercării poansonul nu trebuie să se rotească în jurul axei sale. Pe întreaga cursă a poansonului, abaterea de la axa matriței la centrul părții sferice a poansonului nu trebuie să depășească 0,1 mm

În poziția inițială, poansonul trebuie să atingă suprafața epruvetei iar dispozitivul de măsurare a adâncimii să indice zero. Suprafața de lucru a poansonului care vine în contact cu epruveta în timpul încercării trebuie să aibe o formă sferică și să fie lustruită.

Suprafețele de contact ale inelului de strângere și ale matriței cu epruveta trebuie să fie plane, paralele între ele și perpendiculare pe axa penetratorului. Duritatea suprafețelor de lucru ale matriței, inelului de strângere și poansonului trebuie să fie de cel puțin 750 HV (respectiv minim 61 HRC).

Înainte de încercare ambele fețe ale epruvetei și suprafața activă a poansonului se ung cu o unsoare grafitată pentru evitarea gripajului.

Epruveta se introduce între inelul de strângere și matrița și se strânge cu o forță de circa 10 kN. În lipsa unui dispozitiv de realizare a forței de strângere prescrisă, epruveta se va strânge puternic, asigurându-se menținerea pe tot timpul încercării.

Distanța dintre centrele amprentelor și marginile epruvetei trebuie să fie de cel puțin 45 de mm, iar distanța dintre centrele a două amprente învecinate de minim 90 de mm. Operația de ambutisare trebuie să se efectueze lent, în mod continuu (fără șocuri), cu o viteză între 5 ... 20 mm/min.

Controlul unui proces de deformare plastică de acest tip este dificil, datorită unor aspecte caracteristice, cum ar fi: o suprafață de contact a poansonului cu semifabricatul relativ mică; tensiunile care apar în material trebuie să fie superioare celor care îl aduc în stare plastică, dar trebuie să fie mai mici decât cele critice; starea de întindere biaxială

este cea mai puțin favorabilă proceselor de deformare plastică.

Spre sfârșitul încercării se va reduce viteza către limita inferioară, pentru a se putea determina cu precizie momentul apariției fisurii. În momentul fisurării epruvetei, se observă de regulă o scădere bruscă a forței de presare și se poate auzi un sunet metalic ascuțit. Momentul scăderii bruște a forței de presare poate servi drept indicație pentru terminarea încercării. Încercarea se consideră terminată în momentul formării unei fisuri pătrunse, pe o lungime de circa 5 mm. Se va măsura forța maximă de ambutisare la care a apărut fisura în materialul semifabricat. Se va observa atent suprafața fisurată a piesei măsurându-se lungimea fisurii. Se va citi la instrumentul de măsura cursa poansonului pînă în momentul apariției fisurii. Cu ajutorul datelor care rezultă din măsurarea grosimii pereților epruvetei ambutisate, se poate trasa histograma de variație a abaterii față de grosimea inițială a epruvetei.

În figura 2 este prezentat standul pentru încercarea la ambutisare Erichsen propus a fi realizat, iar în figura 3 o secțiune prin acesta.

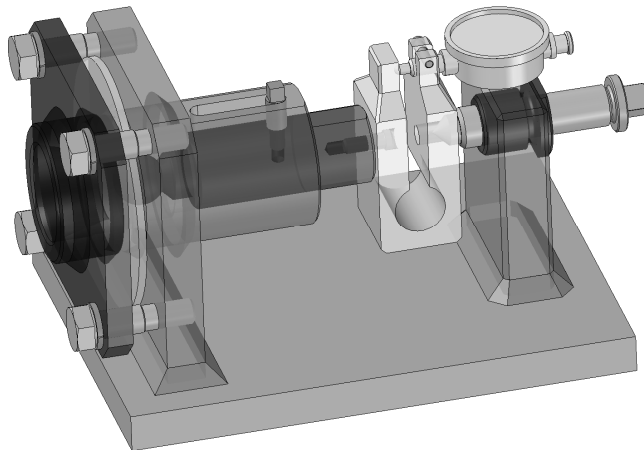


Fig. 2. Vedere generală a standului propus pentru încercarea la ambutisare Erichsen

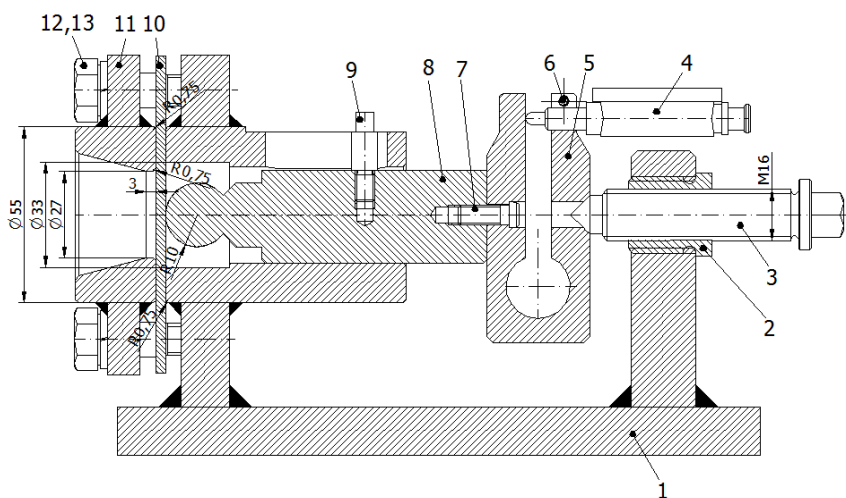


Fig. 3. Secțiune prin standul pentru încercarea la ambutisare Erichsen propus

1. - corp dispozitiv; 2. - bucsă filetată M24-M16; 3 - șurub de presare M16; 4 - ceas comparator; 5 - dinamometru; 6 - șurub M3x16; 7 - șurub M6; 8 - dorn de ambutisare; 9 - știft de ghidare; 10 - epruvetă din tablă; 11 - flanșă de prindere; 12 - șurub M10X40; 13 – șaibă Grower N10

Concluzii

Pentru deformarea plastică prezintă o mare importanță atât caracteristicile inițiale ale materialelor cât și modificarea acestora în timpul procesului de prelucrare, ținând seama de condițiile specifice ale acestuia.

În lucrare s-a prezentat proiectarea unui stand pentru încercarea la ambutisare după metoda Erichsen, metodă larg răspândită datorită simplității, a costului redus, a evaluării rapide a rezultatelor și a timpului scurt de încercare.

Bibliografie

- [1] Tero, M. - Proiectarea dispozitivelor – Curs pentru uzul studenților. Universitatea "Petru Maior" Târgu-Mureș, 1998.
[2] Roșculeț, S. V. ș.a. - Proiectarea dispozitivelor. București, Editura didactică și pedagogică, 1982.
[3] Tache, V. ș.a. - Construcția și exploatarea dispozitivelor. București, Editura didactică și pedagogică, 1982.

DETERMINAREA FORȚEI DE DECUPLARE A UNEI BROAȘTE ÎNZESTRATĂ CU UN MECANISM DE LIBERĂ DESCHIDERE CU CLICHET ROTATIV

Autori: Dănuț Ilie P. MATEI ¹, Dumitru-Valentin D. RĂUȚ ²,
danutz67@gmail.com

Coordonatori: Șef lucr.dr.ing. Răzvan-Bogdan ITU ³

^{1,2} *Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul I*

³ *Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.*

Rezumat

Multe dintre aparatele electrice de conectare sunt prevăzute cu mecanisme-broască, care servesc pentru menținerea acumulatorului de energie în stare armată. Lucrarea prezintă un exemplu de calcul pentru determinarea forței de decuplare a unei broaște înzestrată cu un mecanism de liberă deschidere cu clichet rotativ.

Cuvinte cheie

Broaște, mecanism, clichet, forță

1. Introducere

Aparatele electrice de conectare cu contacte, împreună cu dispozitivul lor de acționare, sunt considerate ca făcând parte din grupa mecanismelor, deoarece energia de acționare este utilizată exclusiv pentru deplasarea sistemului de contacte mobile și în principiu nu se debitează lucru mecanic în exterior. Poate fi însă considerat mașină dispozitivul de acționare al aparatului de conectare, în care energia exterioară de acționare este transformată în lucru mecanic și cedată în exterior mecanismului aparatului de conectare.

Părțile constructive ale aparatelor electrice de conectare se împart în două grupe:

- surse sau acumulate de energie;
- mecanisme.

Din prima grupă se consideră ca făcând parte motoarele electrice de antrenare, declanșatoarele, resoartele de acționare, resoartele contactelor. Din grupa a doua, fac parte transmisiile, broaștele, dispozitivele de amortizare și de frânare, zăvoarele; grupa cea mai numeroasă de mecanisme o constituie pârghiile articulate.

Ținând seama de cele arătate mai sus, putem preciza sfera lucrării de față.

2. Mecanismele broaștelor

Aparatele electrice de conectare sunt prevăzute cu mecanisme-broască, care servesc pentru menținerea acumulatorului de energie în stare armată. Acumulatorul de energie, cel mai frecvent cu arcuri, constituie un element al dispozitivului de acționare, servind la deschiderea sau închiderea aparatului electric de conectare.

În aparatele electrice de conectare se deosebesc două tipuri principale de broaște:

- broaște înzestrate cu mecanism de liberă deschidere;
- broaște simple (fără mecanism de liberă deschidere).

Mecanismul de liberă deschidere al broaștei acumulatorului de energie este acea parte care permite deschiderea sau închiderea liberă a aparatului de conectare sub influența energiei cedată de acumulator, indiferent de direcția și de valoarea altor forțe ce acționează asupra broaștei. Utilizarea mecanismului de liberă deschidere permite separarea cinematică a axului dispozitivului de acționare față de axul aparatului de conectare, la deschiderea sau închiderea lui. În procesul de deschidere (închidere) a contactului aparatului de conectare nu iau parte elementele dispozitivului de acționare. La închidere (deschidere) se descarcă acumulatorul de energie, iar operatorul care ar închide aparatul manual prin maneta de acționare este protejat contra șocurilor care ar fi transmise în cazul lipsei unui mecanism de liberă deschidere prin axul dispozitivului de acționare.

În continuare se vor descrie câteva soluții tipice de broaște, înzestrate cu mecanisme de liberă deschidere.

Dintre construcțiile existente de mecanisme de liberă deschidere se pot deosebi următoarele:

- mecanisme de liberă deschidere rotative cu clichet;
- mecanisme de liberă deschidere cu articulații simple;
- mecanisme de liberă deschidere cu articulații cu clichet;
- mecanisme de liberă deschidere cu articulații rotative;
- mecanisme de liberă deschidere de alte tipuri.

Mecanismele de liberă deschidere cu articulații lucrează pe principiul imobilizării și eliberării uneia dintre articulațiile unui sistem de pentagon cinematic. La închiderea aparatului de conectare, imobilizarea unei articulații a pentagonului îl transformă într-un patruleter, lucrând ca o transmisie normală. Pentru deschiderea aparatului de conectare se anulează imobilizarea menționată a uneia dintre articulațiile pentagonului, folosind un sistem de decuplare simplu sau cu transmisie, care transformă sistemul patruleterului cinematic într-un sistem cu cinci laturi. Acesta din urmă dispune de două grade de libertate și permite o deschidere liberă a aparatului de conectare.

În fig. 1 este prezentat un exemplu al acestui tip de mecanism, folosit la un dispozitiv de acționare electromagnetic.

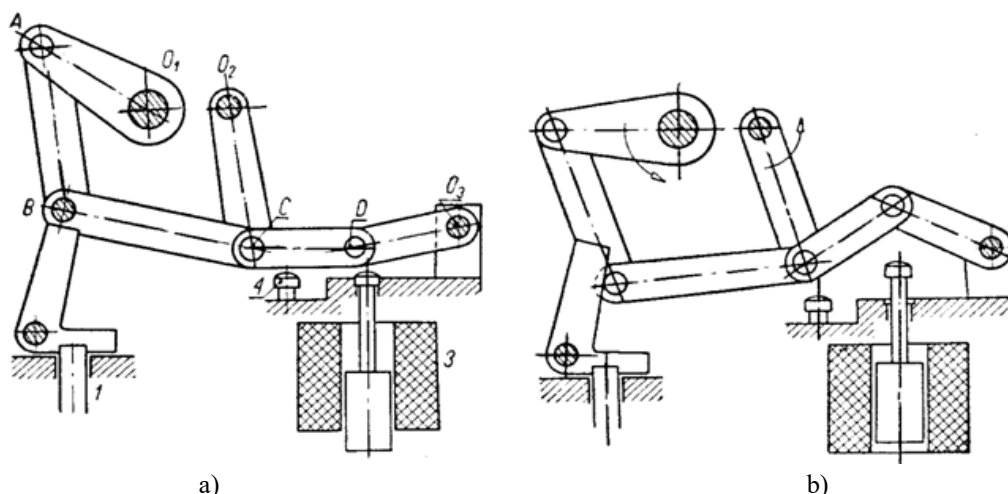


Fig. 1. Mecanism de liberă deschidere cu articulație pentru dispozitivul de acționare cu electromagnet
a) poziția mecanismului în poziția închis a întreruptorului acționat;
b) poziția mecanismului în poziția deschis a întreruptorului;
1 - împingător legat rigid cu armătură mobilă a electromagnetului de închidere; 2 - pârghia de susținere; 3 - electromagnet de deschidere; 4 - șurub de reglare; O_1 - axul aparatului de conectare acționat

O variantă a mecanismului obișnuit, cu articulații, de liberă deschidere este mecanismul cu articulații rotative. Acest mecanism este apropiat, din punct de vedere constructiv, de mecanismul cu clichet, rotativ, însă constituie un ansamblu separat, închis în mod obișnuit într-o cutie montată pe axul de acționare. În acest mecanism, deschiderea liberă este asigurată de un sistem de articulații cu mai multe elemente. Un astfel de sistem se poate realiza prin legarea în serie a unor patrulete, lucrând ca transmisii normale, reducând forța în direcția de la pârghia fixată pe axul aparatului de conectare spre pârghia de decuplare. Imobilizarea sistemului se efectuează conducând ultima grupă diadă a coniturului dincolo de poziția de punct mort. În fig. 2 se reprezintă un exemplu al mecanismului de liberă deschidere descris.

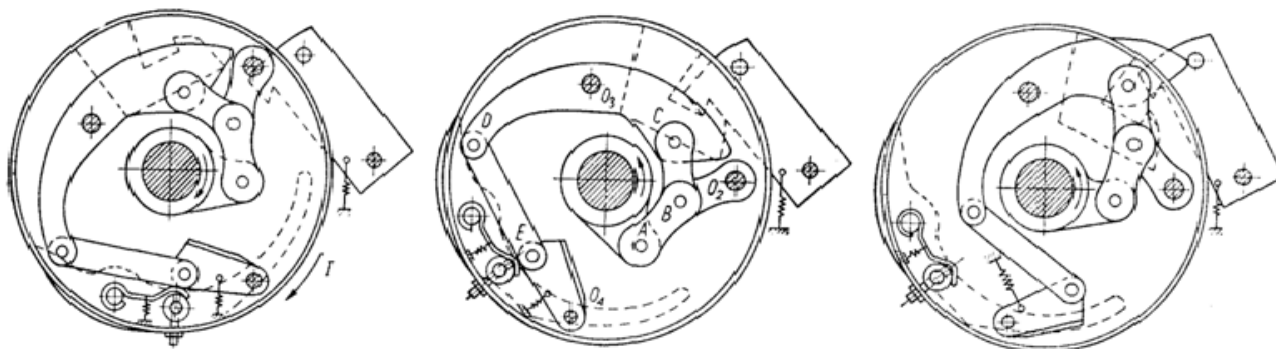


Fig. 2. Mecanism de liberă deschidere cu articulații rotative
a) mecanismul armat; b) poziția închis a aparatului de conectare; c) poziția închis a aparatului de conectare, mecanismul nearmat; I acționarea la închidere la disc.

În mecanismul de liberă deschidere cu clichet, rotativ, operațiile de menținere a aparatului de conectare în pozițiile de repaus, cum și operația de deschidere a lui, voită sau automată, se realizează folosind un sistem de pârghii rotative, cu clichet.

La mecanismele cu articulații și clichet, independența axului de acționare și a celui acționat, precum și legătura rigidă între ele se obține în mod similar ca și la mecanismul cu articulații simple, transformând pentagonul cinematic al mecanismului într-un patrulete, la închidere și prin operația inversă la deschiderea aparatului de conectare.

La un mecanism articulat simplu, se utilizează în acest scop proprietatea de blocare a poziției punctului mort a unei grupe diade suplimentare de decuplare. În mecanismul cu articulații și clichet, din contră, imobilizarea și eliberarea uneia dintre articulațiile pentagonului se realizează printr-un clichet (obișnuit, rotativ sau de sprijin).

În fig. 3 este prezentat un exemplu pentru un mecanism articulat cu clichet, ceva mai complicat. În acest mecanism, momentul de acționare de la axul O_2 este transmis axului aparatului de conectare O_1 printr-un sistem de trei transmisii (fig. 3, d):

- de la axul O_2 , prin transmisia cu culisă O_2DO_3 , la axul O_3 ;
- de la articulația D , prin grupa diada DBC , la articulația C imobilizată prin clichetul rotativ Z ;
- de la articulațiile B , prin grupa diada BAO_1 la axul antrenat al întreruptorului O_1 .

Pe aceeași cale este transmis de la axul O_1 momentul rezistent, care intervine la închiderea întreruptorului, fiind echilibrat prin momentul de acționare, aplicat axului O_2 . Utilizarea unui astfel de sistem de transmisie triplă a permis o

reducere a momentului de acționare în raport cu momentul rezistent.

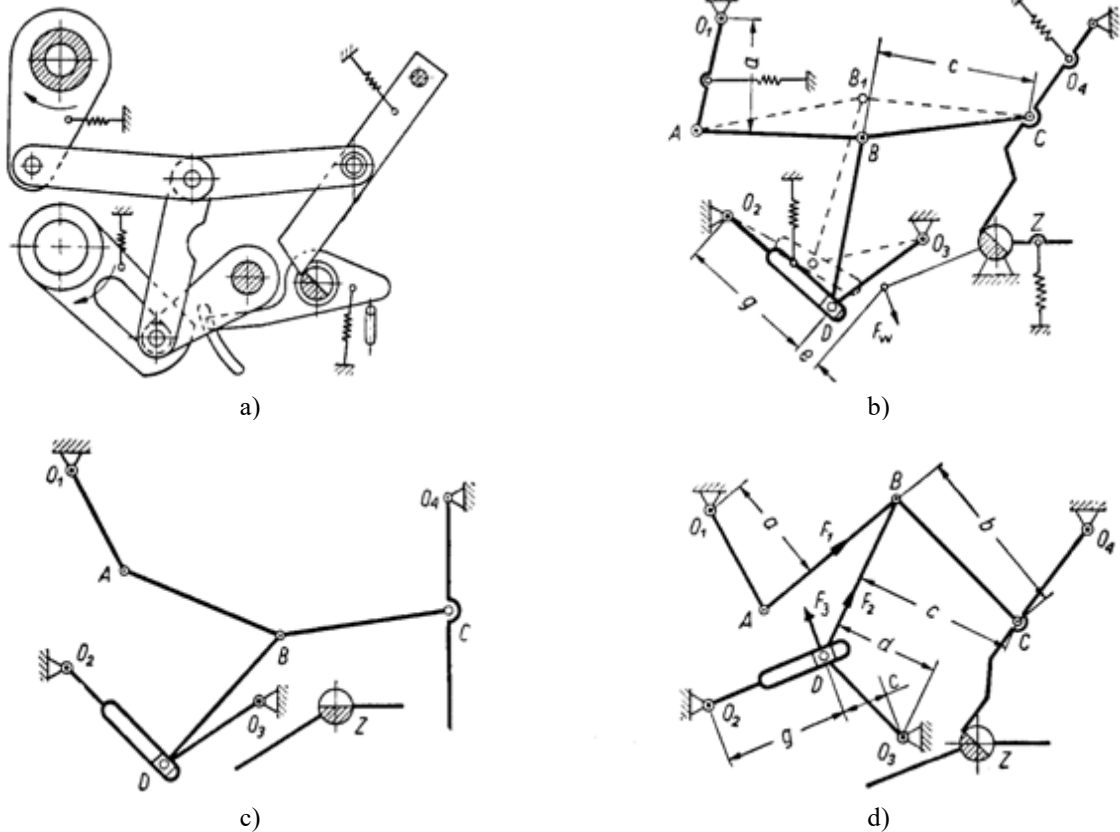


Fig. 3. Mecanism de liberă deschidere cu articulații și clichet

- a) mecanismul în poziția închis a aparatului de conectare; b) schema cinematică a mecanismului în poziția închis a aparatului de conectare; c) schema cinematică a mecanismului, aparatul de conectare deschis, mecanismul nearmat; d) schema cinematică a mecanismului, aparatul de conectare deschis, mecanismul armat

În mecanismul de liberă deschidere cu clichet, rotativ, operațiile de menținere a aparatului de conectare în pozițiile de repaus, cum și operația de deschidere a lui, voită sau automată, se realizează folosind un sistem de pârghii rotative, cu clichet.

Un exemplu de mecanism de liberă deschidere cu clichet, rotativ, mai simplu, îl constituie mecanismul folosit pentru aparate de conectare de înaltă tensiune, și reprezentate în trei poziții de funcționare în fig. 4. Acest mecanism este înzestrat cu două clichete, un braț principal de înclichetare 4 și un braț intermediar de înclichetare 5, legate articulat cu discul 1, care este calat cu pene pe axul principal 2 al întreruptorului automat. Armarea mecanismului de liberă deschidere și închiderea întreruptorului automat se efectuează folosind un inel de antrenare, legat rigid cu bucșa de antrenare a întreruptorului automat.

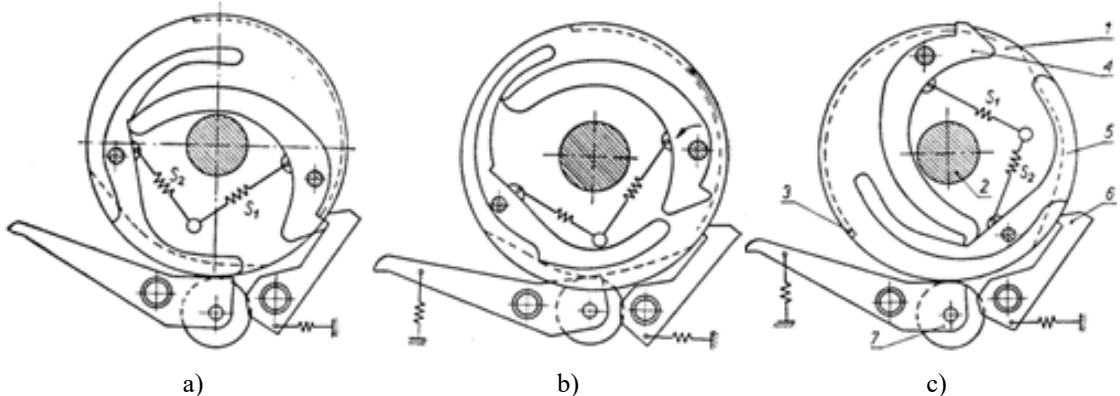


Fig. 4. Mecanism de liberă deschidere cu clichet, rotativ:

- a - poziția închis a aparatului de conectare; b - poziția la începutul procesului de deschidere a aparatului de conectare; c - poziția deschis a aparatului de conectare (cuplajul armat); 1 - discul mecanismului de cuplare legat rigid de axul principal al întreruptorului; 2 - axul principal al întreruptorului 3 - inel de antrenare, legat rigid de bucșa de acționare; 4 - braț principal de înclichetare; 5 - braț intermediar de înclichetare; 6 - cârlig de înclichetare; 7 - braț de decuplare.

Rotirea pârghiei de declanșare 7 are drept urmare rotirea și desclichetarea brațului intermediar de înclichetare, iar apoi a celui principal. Axul principal eliberat al întreruptorului automat începe să se rotească sub influența arcului, care

se deschide în sensul opus mișcării acelor ceasornicului, pâna la poziția deschis a aparatului de conectare.

3. Determinarea forței de decuplare

Utilizarea a două brațe cu clichet în mecanismul de liberă deschidere cu clichet, rotativ, menționat, permite o reducere însemnată a forței necesare pentru declansarea lui.

Pentru ilustrarea acestei afirmații se va exprima forța de deschidere în funcție de forța de acționare, care în poziția închis a aparatului de conectare, este egală cu suma forțelor de deschidere aplicate mecanismului de liberă deschidere.

La închiderea încetă a aparatului de conectare, momentul de acționare M_n echilibrează momentul rezistent M_h (fig. 5, a).

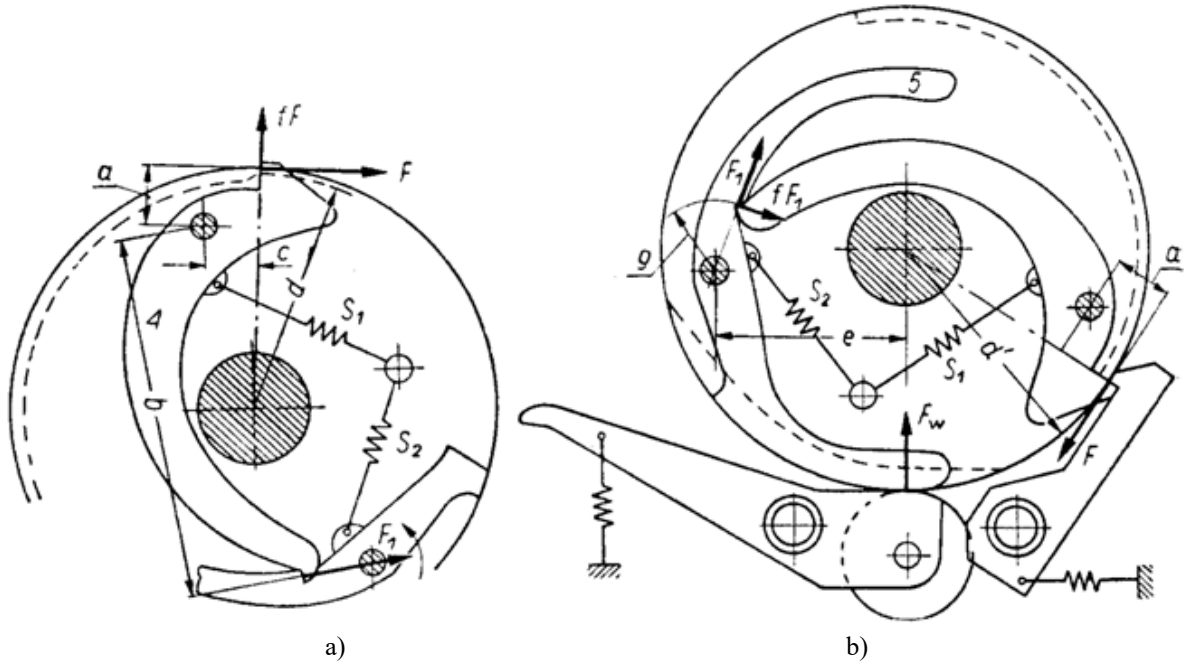


Fig. 5. Exemplu de determinare a forței de decuplare pentru un mecanism de liberă deschidere cu clichet rotativ:

a - forțele ce acționează asupra brațului principal cu clichet la închiderea încetă a aparatului de conectare; b - forțele ce acționează asupra brațelor de decuplare în poziția închisă a aparatului de conectare.

$$M_n = M_h = Fd \quad (1)$$

de unde rezultă

$$F = \frac{M_h}{d} \quad (2)$$

Forța F este transmisă prin brțul principal cu clichet pe brațul intermediar.

Pentru determinarea acestei forțe transmise F_1 , se scrie ecuația momentelor forțelor acționând asupra brațului 4, în raport cu punctul lui de rotație:

$$Fa - fFc - M_{S1} - F_1b = 0 \quad (3)$$

rezultă că:

$$F_1 = F \frac{a}{b} - fF \frac{c}{b} - \frac{M_{S1}}{b} \quad (4)$$

unde: fF este forța de frecare, produsă de forța F asupra brațului 4;

M_{S1} - momentul forței arcului S_1 .

Din ecuația momentelor forțelor ce acționează asupra brațului intermediar cu clichet 5 se obține expresia căutăată pentru forța de decuplare F_w (aplicată ca în fig. 5, b),

$$F_w e - fF_1 g - M_{S2} = 0 \quad (5)$$

adică:

$$F_w = fF_1 \frac{g}{e} + \frac{M_{S2}}{e} \quad (6)$$

Substituind expresia pentru F_1 din relația (4) în relația (6) se obține:

$$F_w = \frac{fg}{be} (Fa - fFc - M_{S1}) + \frac{M_{S2}}{e} \quad (7)$$

Din relația dedusă se observă cum se poate obține, datorită construcției rationale a brațelor cu clichet, o reducere multiplă a forței de decuplare a mecanismului în raport cu forța de acționare.

Concluzii

Construcția compactă a acestui mecanism de liberă deschidere s-a obținut datorită utilizării unor cuple cinematice superioare, care au permis, totodată, micșorarea numărului de elemente ale mecanismului, ceea ce are drept urmare, între altele, scurtarea timpului propriu al mecanismului de decuplare.

Utilizarea cuplelor cinematice superioare, transmitând forța prin suprafețe de lucru relativ mici, limitează domeniul de utilizare pentru acest tip ușor de mecanism numai la transmiterea unor forțe nu prea mari, ținând seama de uzura rapidă a suprafeței clichetelor când intervin presiuni mari.

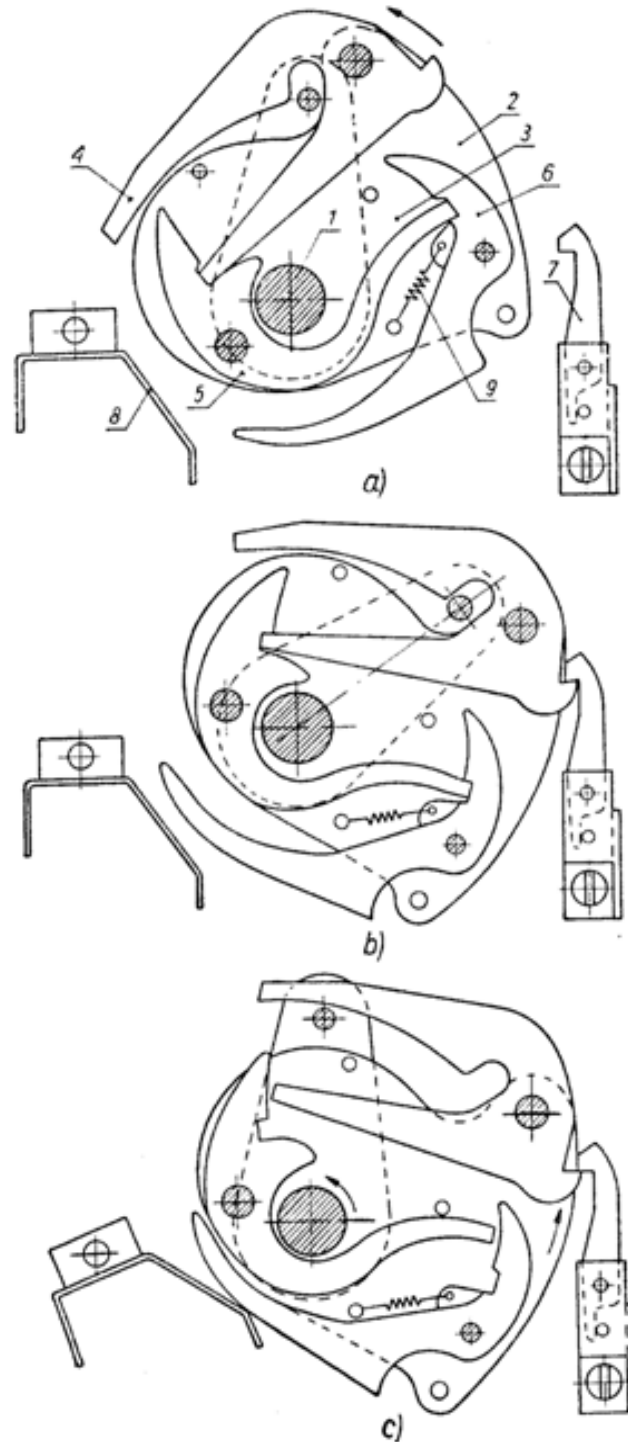


Fig. 6. Mecanism de liberă deschidere cu trei clichete, rotative, pentru un întreruptor de joasă tensiune
a - poziția armată a mecanismului; b - poziția închis a aparatului de conectare; c - poziția mecanismului în faza inițială de deschidere a aparatului de conectare (săgeata indică sensul rotației manetei aparatului de conectare la armare).
1 - ax antrenat; 2 - pereții mecanismului de care este fixat brațul de acționare; 3 - brațul cu dispozitivul de antrenare; 4 - tirant principal de înclichetare; 5 - braț intermediar de înclichetare; 6 - braț de decuplare; 7 - clichet de susținere; 8 - declanșator de șoc; 9 - arcul pârghiei cu clichet de decuplare.

În afară de exemplul unei soluții constructive cu două clichete, prezentat mai înainte, se poate da un exemplu de soluție constructivă pentru un mecanism de liberă deschidere cu trei clichete, rotative, folosit în întreruptoare automate de joasă tensiune (fig. 6).

Spre deosebire de dispozitivul de antrenare inelar, folosit în mecanismul de liberă deschidere descris, în acest caz momentul de acțiune se aplică pereților me-canismului de liberă deschidere 2.

Principiul de funcționare al mecanismului rezultă din figură.

În continuare, se dau în fig. 7 o serie de soluții de sisteme de blocare, folosite în construcția braștelor. Sistemele reprezentate sunt folosite în întreruptoarele automate de înaltă tensiune și în întreruptoarele universale de joasă tensiune.

Sistemele bazate pe came semicirculare (fig. 7,f) cum și sistemele reprezentate în fig. 7, a, c sunt expuse unor presiuni foarte mari, ducând la o uzură rapidă a suprafețelor de lucru și, în consecință, la o funcționare nesigură. De aceea, în general, este indicată folosirea lagărelor cu rulmenți cu bile sau cu role. Dacă însă, ținând seama de valorile însemnate ale forței de acțiune, dimensiunile acestor lagare ar devenii prea mari rezultând o încetinire inadmisibilă a procesului de decuplare a braștei, se vor folosi sisteme cu pârgșii articulate.

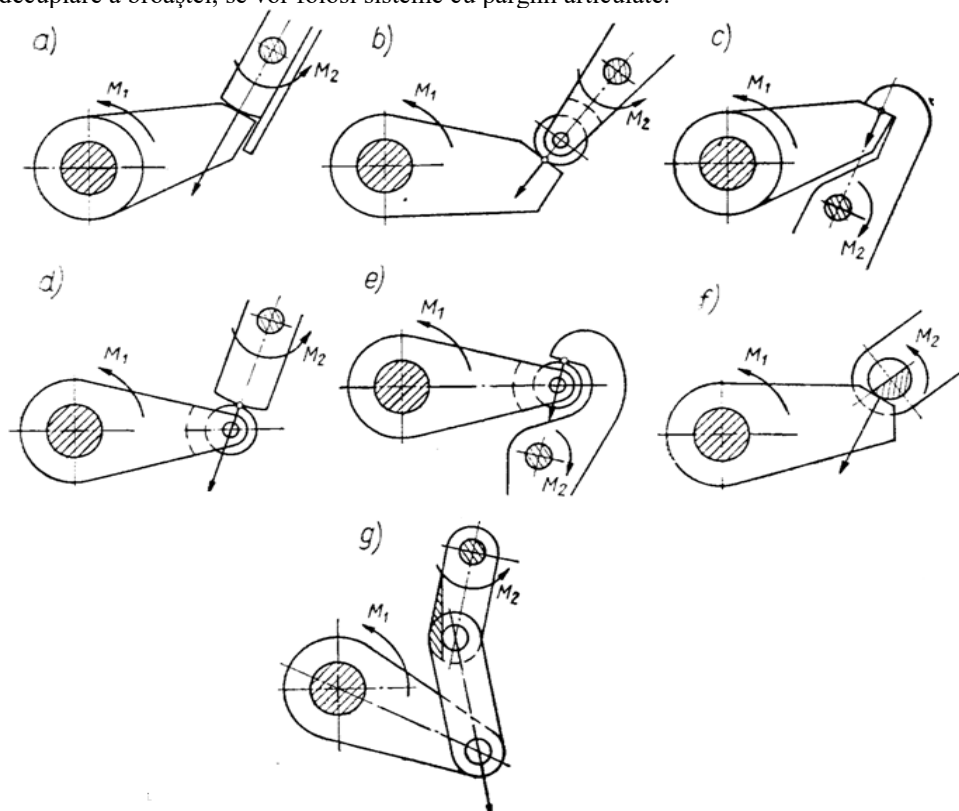


Fig.71. Sisteme de blocare, folosite în construcția braștelor aparatelor electrice de conectare de înaltă tensiune și ale întreruptoarelor armate de joasă tensiune:

M_1 - momentul produs de forța de acțiune; M_2 - momentul produs de forța de decuplare.

Bibliografie:

- [1] Maksymiuk,J., *Mecanisme ale aparatelor electrice de conectare* (Traducere din limba polonă, Editura Tehnica,Bucuresti 1970. 2.
- [2] Zamfir,V.,Albastroiu,P., *Mecanisme si organe de mașini. Partea I Mecanisme*, Lit. Institutului de Mine din Petrosani, 1975.