

PROIECTAREA STRUCTURII METALICE PORTANTE DE MACARA INCARCATOR MONTATA IN CONSOLA PE ȘASIU DE CAMION¹

DESIGN OF PORTATIVE METAL STRUCTURE OF BRACKET INSTALLED LOADER CRANES OF TRUCK CHASSIS

Laurențiu SÂRBU

Prof.univ.dr.ing., Facultatea de Utilaj Tehnologic - Universitatea Tehnică de Construcții
București, Romania
e-mail: laurentiusarbu_utcb@yahoo.com

Rezumat: Articolul, pe baza unui model general de calcul, permite determinarea solicitărilor provenite din încovoierea șasiului, la funcționarea macaralei în stare calată, a solicitării la torsiune dată de reacțiunile din calaje, și de elementele de proiectare a cutiei de torsiune, are în vedere obținerea unei construcții cu masă minimă, în condițiile unei rigidități impuse. Pentru exemplificare au fost avute în vedere caracteristicile unei macarale montate în consola pe un autocamion tip ROMAN 19215 DF.

Cuvinte cheie: structură portantă macara; încovoiere șasiu în consolă macara; solicitare la torsiune șasiu

Abstract: The paper based on a general model calculation allows for the determination of the stress resulted from the bracket bending when the crane is anchored, the torsion stress resulted from the anchor reactions and design elements of the torsion box, considering the necessity of a minimum mass conditioned by the rigidity of the construction. As an example were taken the characteristics of a crane bracket-mounted on a ROMAN 19215 DF type truck.

Keywords: portative metal structure crane; stress from the bracket bending crane; torsion stress chassis

1. INTRODUCERE

Lucrarea evidențiază elementele necesare proiectării unui șasiu de macara (din seria 120-240 kNm), care include cutia de torsiune fixată la turnul de macaralei, ce conține picioarele de calare (la partea din spate), și care, se fixează direct pe lonjeroanele unui camion tip ROMAN 19215 DF. Condițiile de lucru ale macaralei, arată că, diagrama de sarcină a macaralei cu braț telescopic în consolă, este determinată direct de solicitările care acționează asupra centrului de torsiune. S-a pornit de la un anumit tip de echipament deja proiectat (macara telescopică, montată la un turn, cuplat la cutia de torsiune, fixată la randul ei, de cadrul camionului). Se urmărește dimensionarea cutiei de torsiune a macaralei, împreună cu turnul și picioarele de calare, montată pe cadrul camionului, astfel încât, masa construcției să fie cât mai mică posibil. Pentru a respecta diagrama de lucru a macaralei, în condițiile menționate, este necesar ca structura metalică a casetei de torsiune să fie balastată cu beton. Folosind această metodă, cantitatea de metal utilizată poate fi redusă semnificativ. Cutia de torsiune preia sarcina dezvoltată de macara, turn și picioarele de calare și o transmite

¹ Comunicare prezentată la cel de-al XXI-lea Simpozion National de Utilaje pentru Constructii (SINUC), București, 10-11 decembrie 2015

la șasiul de camion ca moment de încovoiere. Cadrul de torsiune este format din doua profile U întărite cu o placă alcătuită din traverse sudate. Cutia de torsiune este fixată pe șasiu prin intermediul unor plăcuțe cu șuruburi. Pe caseta de torsiune este montată și o benă de transport materiale.

Este de dorit, ca masa de metal folosit pentru construcția cutiei de torsiune, împreună cu celelalte componente ale șasiului să fie minimă, astfel încât, caracteristicile de lucru ale macaralei să fie păstrate. În figura 1 este prezentată schema structurii de bază a macaralei. Pentru calculul casetei de torsiune, aceasta a fost încărcată cu momentele maxime de încovoiere și de torsiune. Rama metalică a casetei de torsiune se confecționează din oțel laminat OL 52. 3k, STAS 500-80.

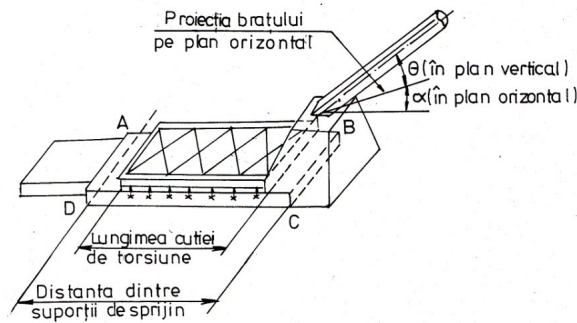


Fig. 1

Înainte de a trece la calculul structurii portante a șasiului de macara montată pe consola din spate a camionului echipat cu benă, sunt date unele elemente necesare de calculul a cadrului propriu-zis de camion[1]

NOTĂ: Autocamioanele R 19215 DF se execută în două variante. O variantă are ampatamentul 3850 mm+1350 mm, iar a doua variantă ampatamentul de 4500 mm+ 1350 mm. Ambele variante sunt prevazute cu un cadru, prezentat în fig.2,b, asemănător cu cel al autocamionului R12215 DF, însă de dimensiuni corespunzătoare. Cadrul este format din două lonjeroane și șase traverse. Pe fiecare longeron sunt fixați doi suportți pentru arcul din față, corniere de întărire și un suport pentru motor. Ampatamentele indicate mai sus, se realizează pentru montarea axului portant al arcurilor din spate, la distanțele necesare față de puntea din față.

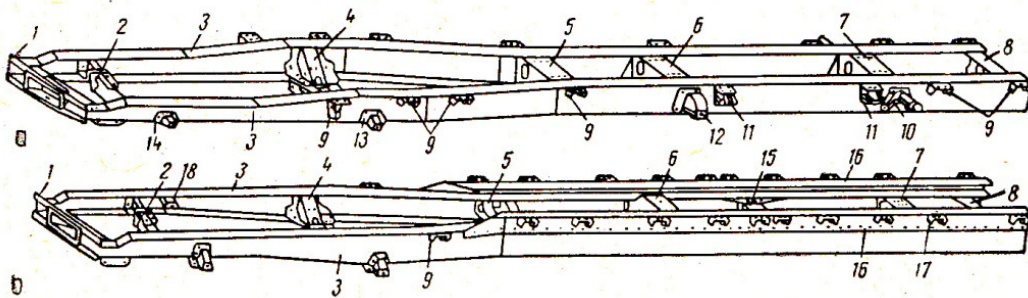


Fig.2. Cadrul autocamioanelor ROMAN [1]: a - pentru autocamion R8135F, b - pentru autocamioane R12215 DF și R 19215 DF. Notății: 1- traversă față cu consolă; 2,4,5,6,7,15- traverse intermediare; 3- lonjeron; 6-traversă finală; 9 –cornier de întărire; 10 și 12 –suport arc spate; 11- suport arc suplimentar (contraarc); 13 și 14 – suport arc față; 16- piesă de consolidare lonjeron; 17- colier de fixare; 18-suport motor.

2. ELEMENTE PENTRU CALCULUL CADRULUI DE CAMION [2,4].

Regimurile caracteristice de solicitare pentru cadrul camionului sunt: solicitările statice determinate de acțiunea maselor suspendate; solicitări dinamice la deplasarea mașinii pe drumuri de calitate bună cu viteză mare; și solicitări dinamice la deplasarea mașini pe drumuri cu denivelări cu viteză redusă.

a. Verificarea cadrului la încovoiere statică produsă de încărcarea utilă [2]

În general se consideră că lonjeroanele sunt solicitate identic de greutatea organelor mașinii și de sarcina utilă. Din această cauză se verifică numai un lonjeron, la jumătate din sarcina utilă.

Pentru încărcarea longeronului de camion se consideră sarcina utilă dată în daN. Pe schema de calcul a longeronului, se reprezintă cele patru reacțiuni, datorate suspensiei față și spate, precum și forțele concentrate și cele uniform distribuite, date de greutatea agregatelor și subansamblurilor, care acționează în centrul lor de greutate. În cazul agregatelor cu mai multe puncte de sprijin, greutatea se repartizează pe puncte de sprijin.

Calculul cadrului la încovoiere se face cu metoda clasică din rezistența materialelor. Din calculele efectuate se trasează diagrama momentelor încovoietoare din lonjeron, precum și variația forței tăietoare și a modului de rezistență la încovoiere.

În cazul verificării cadrului la încovoiere, sub acțiunea solicitărilor statice verticale, eforturile unitare admise sunt de 5-7 ori mai reduse decât limita de curgere a materialului.

b. Verificarea cadrului la deplasarea mașinii pe un drum de calitate bună

În acest caz, automobilul se consideră că se deplasează cu viteză mare, iar la trecerea peste neregularitățile drumului apar sarcini dinamice verticale importante, datorită forțelor de inerție ale maselor nesuspendate.

Lonjeronul se verifică la încovoiere sub acțiunea sarcinilor dinamice verticale. În calcul, sarcinile dinamice verticale G_d se determină pe baza sarcinilor statice și a coeficientului dinamic c_d corespunzător ($G_d = c_d \cdot G_s$).

În cazul în care, sarcinile nu sunt aplicate în centrele de încovoiere ale sarcinilor transversale ale lonjeroanelor, apare și o torsiune a elementelor cadrului. Datorită acestui fapt trebuie să se determine eforturile suplimentare de răsucire. În calculele practice, solicitarea în afara centrelor de încovoiere ale secțiunilor se are în vedere prin afectarea efortului admisibil care se stabilește.

c. Verificarea cadrului la deplasarea mașinii pe drumuri cu denivelări

În acest caz, automobilul se deplasează cu viteză redusă, iar cadrul este supus unor torsionări unghiulare mari.

Cadrul, compus din două lonjeroane legate între ele prin traverse, supus torsiunii, este un sistem de bare rectilinii cu pereți subțiri plan, static nedeterminat. Gradul de nedeterminare m depinde de numărul traverselor n , fiind dat de relația:

$$m = 2n - 2 \quad (1)$$

Factorii de forță care acționează la elementele sistemului static nedeterminat, se află cu ajutorul metodei energiei potențiale, folosind teorema lui Maxwell-Mohr. Pentru aceasta, sistemul static nedeterminat, se transformă în sistem de bază static determinat prin eliminarea legăturilor de prisos și a introducerii articulațiilor (v. fig.3). Acțiunea legăturilor eliminate se înlocuiește prin aplicarea în articulații a două momente, un moment de

încovoiere în plan vertical și un moment de torsiune, care reprezintă în realitate mărimile static nedeterminate.

Mărimile valorilor static nedeterminate se obțin din ecuațiile canonice:

$$\begin{aligned} \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \dots + \delta_{1n}X_n + \delta_{10} &= 0; \\ \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \dots + \delta_{2n}X_n + \delta_{20} &= 0; \\ \dots\dots\dots \\ \delta_{n1}X_1 + \delta_{n2}X_2 + \dots + \delta_{nn}X_n + \delta_{n0} &= 0, \end{aligned} \quad (2)$$

în care $\delta_{11}, \delta_{12}, \delta_{13} \dots$ sunt deformațiile create de momentul unitar aplicat în locul de acționare a necunoscutei. Primul indice arată locul deformației, iar al doilea, înseamnă necunoscuta care provoacă deformația; δ_{i0} – deformația pe direcția X_i produsă de sarcinile exterioare aplicate sistemului, când nu există X_i .

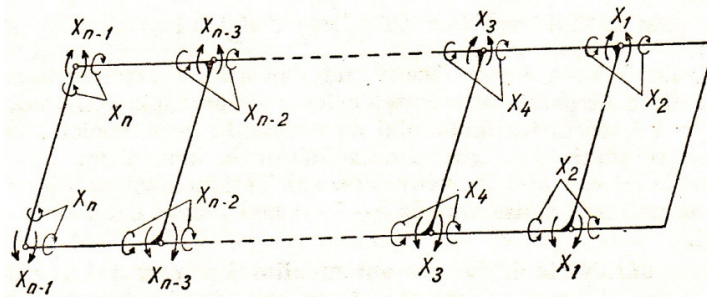


Fig.3. Sistemul de bază static determinat și mărimile static nedeterminate, la torsiunea cadrului[2].

Coefficienți δ_{ik} se determină cu ajutorul relației:

$$\delta_{ik} = \sum \int \frac{M_i M_k}{EI} dx + \sum \int \frac{T_i T_k}{GI_t} dx, \quad (3)$$

în care M_i și T_i sunt momentul de încovoiere și momentul de torsiune al sistemului static determinat, de la momentul unitar aplicat în locul de acțiune al necunoscutei X_i ; M_k și T_k – idem, dar pentru necunoscuta X_k , ($i=1, \dots, n, k=0, \dots, n$).

Momentele încovoietoare și de torsiune definitive într-o secțiune oarecare se determină cu ajutorul relațiilor:

$$M = M_0 + X_1 M_1 + X_2 M_2 + \dots + X_n M_n \quad (4)$$

$$T = T_0 + X_1 T_1 + X_2 T_2 + \dots + X_n T_n \quad (5)$$

Se construiesc apoi diagramele momentelor reale de încovoiere și de torsiune din elementele sistemului static nedeterminat.

Unghiul de torsiune al cadrului, pe lungimea bazei automobilului, se determină cu relația:

$$\varphi = \sum \int \frac{M_c M_d}{EI} dx + \sum \int \frac{T_i T_c}{GI_t} dx, \quad (6)$$

în care M_c și T_c sunt momentele propriu-zise de încovoiere și torsiune, care apar în elementele sistemului, la încărcarea lui cu un moment egal cu unitatea;

Proiectarea structurii metalice portante de macara încărcător montată în consolă pe șasiu de camion

M_d și T_d – momentele propriu-zise de încovoiere și de torsiune, care apar în elementele sistemului la încărcarea lui cu momentul exterior. Rigiditatea de torsiune a cadrului este dată de relația: $K = \frac{M_T}{\varphi}$.

Trebuie arătat că, volumul de calcul necesar pentru rezolvarea sistemului de ecuații canonice crește mult odată cu creșterea numărului de ecuații. Metoda calculului aproximativ al cadrului la torsiune se bazează pe faptul că, lonjeroanele au o rigiditate mult mai redusă la torsiune decât la încovoiere. Neglijând încovoierea lonjeroanelor, unghiurile de torsiune al tuturor traverselor vor fi egale, și se pot calcula cu relația:

$$\varphi = \frac{l}{L} \alpha, \quad (7)$$

în care: l este lungimea traversei; L - ampatamentul autovehiculului; α - unghiul de răsucire al cadrului pe lungimea cadrului autovehiculului.

Determinarea tensiunilor tangențiale, în cazul traverselor cu profil închis la torsiunea cadrului, se face cu relația:

$$\tau = \frac{A}{L^2} \cdot \frac{G}{L} \alpha, \quad (8)$$

în care L^2 este lungimea liniei de mijloc a secțiunii; A - suprafața dublă a conturului limitat de linia de mijloc a secțiunii; G - modulul de elasticitate transversal.

În cazul traverselor cu profil deschis, tensiunile tangențiale sunt date de relația:

$$\tau = \frac{12\delta}{K^2} \cdot \frac{G}{L} \alpha, \quad (9)$$

în care δ este grosimea profilului, $k = l \sqrt{\frac{GI_t}{EI_\omega}}$ - caracteristica de încovoiere - răsucire, I_ω - momentul de inerție sectorial.

3.MODELUL DE CALCUL AL MACARALEI MONTATE PE CONSOLA SPATE LA CADRU CAMIONULUI [4,5].

În figura 4 este prezentat modelul fizic al cadrului metalic de macara, cu sarcina maximă la cârlig, ancorat la cadrul de camion.

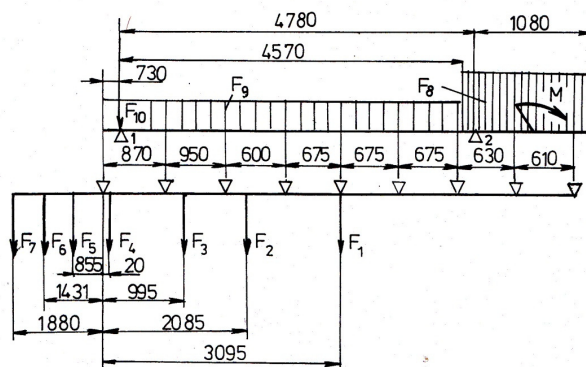


Fig.4

Pe figură sunt date încărcările de calcul reprezentate de forțele verticale și momentul efectiv de lucru, având următoarele semnificații și valori: F_1 – încărcarea dată de șasiul de

camion, $F_1 = 35\,000\text{ N}$; F_2 – încărcare rezervor de ulei, $F_2 = 7000\text{ N}$; F_3 – prize de putere cu pompe hidraulice $F_3 = 1800\text{ N}$; F_4 – suport bloc scripete braț, $F_4 = 700\text{ N}$ și $F_5 = 1460\text{ N}$; F_6 – motor plus puntea din față, $F_6 = 41000\text{ N}$; F_7 – șofer plus ajutor, $F_7 = 1800\text{ N}$; F_8 – încărcare maximă de operare, braț, turn, unelte de lucru, picioare de calare spate și cutie de torsiune, $F_8 = 262500\text{ N}$; F_9 – picioare de sprijin față, $F_9 = 15\,000\text{ N}$; F_{10} – benă de transport, $F_{10} = 5070\text{ N}$; F_{11} – greutate transportată în benă, $F_{11} = 50000\text{ N}$; M – momentul de încovoiere la baza turnului dat de sarcină și echipament, $M = 290000\text{ Nm}$.

În modelul de calcul menționat, șasiul camionului este considerat suspendat de caseta de torsiune a macaralei, fiind susținut în mai multe puncte de fixare, cu plăcuțe și șuruburi (v. fig. 5). Aceste puncte corespund zonelor comune de fixare între șasiu și centrul de torsiune. Ambele au o deplasare verticală în timpul operației de lucru cu macaraua. Pentru sistemul de bază, prezentat în fig. 4, distanțele între punctele de fixare au valorile: $l_1 = 870\text{ mm}$; $l_2 = 950\text{ mm}$; $l_3 = 600\text{ mm}$; $l_4 = 675\text{ mm}$; $l_5 = 675\text{ mm}$; $l_6 = 675\text{ mm}$; $l_7 = 650\text{ mm}$; $l_8 = 610\text{ mm}$; $a = 1880\text{ mm}$; $b = 1431\text{ mm}$; $c = 855\text{ mm}$; $d = 20\text{ mm}$; $e = 850\text{ mm}$; $f = 125\text{ mm}$; $g = 825\text{ mm}$; $h = 265\text{ mm}$; $k = 355\text{ mm}$.

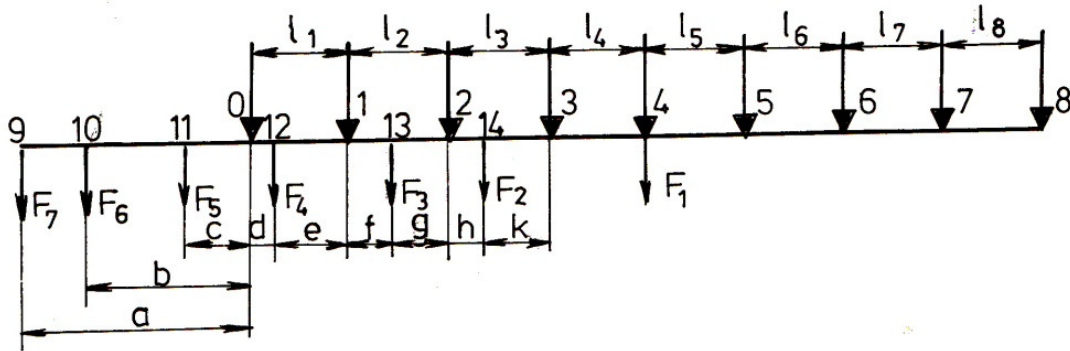


Fig. 5

Momentele de încovoiere, din secțiunile 10 ... 14 (fig. 5), au următoarele expresii:

$$\begin{aligned}
 M_{10} &= -F_7(a-b); & M_{11} &= -F_6(b-c) - F_7(a-c); \\
 M_0^{st} &= -F_7a - F_6b - F_5c; \\
 M_{12} &= V_1e; & V_1 &= F_7 + F_6 + F_5 + F_4 - V_0; \\
 V_0 &= [F_7(a+l_1) + F_6(b+l_1) + F_5(c+l_1) + F_4e] / l_1; \\
 M_{13} &= F_3fg / l_2; & M_{14} &= F_2hk / l_3
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

Din calcule, rezultă valorile momentelor: $M_{10} = -808,2\text{ Nm}$; $M_{11} = -25461\text{ Nm}$; $M_0^{st} = -63303\text{ Nm}$; $M_{12} = 61838\text{ Nm}$; $M_{13} = -195,4\text{ Nm}$, respectiv $M_{14} = -1035,7\text{ Nm}$.

Proiectarea structurii metalice portante de macara încărcător montată în consolă pe șasiu de camion

Având în vedere configurația modelului fizic de mai sus, construcția este static nedeterminată, astfel încât, în scopul determinării expresiilor de calcul și a valorilor sarcinilor comune din sistemul de ecuații scrise, sunt necesare suplimentar încă o serie de ecuații, care să reflecte gradul de nedeterminare al sistemului. Pentru sarcinile comune X_j ($j = 1, 2, \dots, n$) indicate în figura 6, ecuația generală pentru deplasări este:

$$\sum_{j=1}^n \delta_{ij} + \Delta_{i0} = 0, \quad (11)$$

în cazul în care, coeficienții principali δ_{ij} sunt situați pe diagonala principală a determinantului sistemului de ecuații, au expresiile:

$$\delta_{ii} = \int \frac{m_i^2}{EI} dx \quad (12)$$

Pentru coeficienții secundari respectivi δ_{ij} ($i \neq j$), avem:

$$\delta_{ij} = \int \frac{m_i m_j}{EI} dx. \quad (13)$$

Cei trei termeni ai Δ_{i0} sunt calculați ca o sumă algebrică a deformațiilor cauzate din efortul generat de acțiuni în structura static nedeterminată, și anume: forțe externe (Δ_{ip}); influența variațiilor de temperatură (Δ_{it}) și *deformațiile generate de eforturile din sudare* (Δ_{ic}). Astfel, deformația rezultată are forma:

$$\Delta_{i0} = \Delta_{ip} + \Delta_{it} + \Delta_{ic}, \quad (14)$$

unde

$$\Delta_{ip} = \int \frac{m_i M_p^0}{EI} dx ;$$

$$\Delta_{it} = \sum \alpha_t t_0 S(n) + \sum \frac{\alpha_t \Delta_t}{h_s} S(m); \quad (15)$$

$$\Delta_{ic} = -\sum R_{kl} \Delta_{Rkl} .$$

în care: M_p^0 - este momentul de încovoiere pe sistemul de bază, care a rezultat din încărcarea cu forțe externe și momente; m_k, m_j - momentele de încovoiere generate de sistemul de bază încărcat cu o sarcina unitară, respectiv $X_i = 1$; unde I - momentul de inerție al secțiunii transversale calculat în raport cu axa de încovoiere; α_t - factor de deformație termică liniară; t_0 - variația temperaturii în axa barelor; Δ_t - diferența de temperatură, care corespunde tălpii superioare și inferioare a secțiunii transversale; S (n), S (m) – diagramele forțelor axiale în zona momentului de încovoiere, respectiv generată de sarcină $X_i = 1$, care acționează la sistemul de bază; h_s - înălțimea secțiunii transversale a grinzii; R_{KL} - reacțiunea de-a lungul legăturii simple comună kl a sistemului pentru o sarcină $X_i = 1$; ΔR_{kl} – variația deformației reacției în lungul legăturii kl;

NOTA: S-a aplicat metoda secțiunilor înlocuind legăturile din punctele de îmbinare cu forțe de legătură, la care se adaugă ecuațiile de deformație în zonele dintre punctele de legătură, de forma: $\Delta_{pi} = \frac{N_{pi} l_{ix}}{EA_{pi}}$,

unde: N_{pi} - este forța axială pentru fiecare interval l_{ip} scris pentru ambele elemente cu forțele din stânga secțiunii;

E - modul de elasticitate longitudinal al materialului metalic.

Astfel, ecuația condițiilor de deformație a șasiului macaralei din fig. 6 se scris:

$$[\delta_{ij}] \cdot \{X_i\} = -\{\Delta_{i0}\}, \quad (16)$$

unde:

$$[\delta_{ij}] = \begin{bmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \delta_{21} & \delta_{22} & \delta_{23} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \delta_{32} & \delta_{33} & \delta_{34} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \delta_{43} & \delta_{44} & \delta_{45} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \delta_{54} & \delta_{55} & \delta_{56} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \delta_{65} & \delta_{66} & \delta_{67} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \delta_{76} & \delta_{77} \end{bmatrix}; \quad (17)$$

$$\{X_i\}^T = \{X_1, X_2, X_3, X_4, X_5, X_6, X_7\};$$

$$\{\Delta_{i0}\}^T = \{\Delta_{i0}, \Delta_{20}, \Delta_{30}, \Delta_{40}, \Delta_{50}, \Delta_{60}, \Delta_{70}\};$$

în care indicele "T" este transpusa vectorului respectiv. Cu datele numerice determinate, rezolvând sistemul matriceal (16) se obțin următoarele valori corespunzătoare schemei din fig. 6:

$$X_1 = -8803,9 \text{ Nm}; X_2 = 2467,8 \text{ Nm}; X_3 = -7512,6 \text{ Nm}; X_4 = 2022,6 \text{ Nm}; X_5 = -71,37 \text{ Nm}; \\ X_6 = 5 \text{ Nm}; X_7 = -5 \text{ Nm}.$$

Cu aceste valori determinate, vor rezulta reacțiunile care se dezvoltă în platou ($V_0 \dots V_8$), folosind diagramele cunoscute de calcul[3]: $V_0 = 82200 \text{ N}$; $V_1 = 72600 \text{ N}$; $V_2 = 32640 \text{ N}$; $V_3 = 27670 \text{ N}$; $V_4 = 52230 \text{ N}$; $V_5 = 3220 \text{ N}$; $V_6 = 125 \text{ N}$; $V_7 = 23 \text{ N}$; $V_8 = 8 \text{ N}$ (fig. 7).

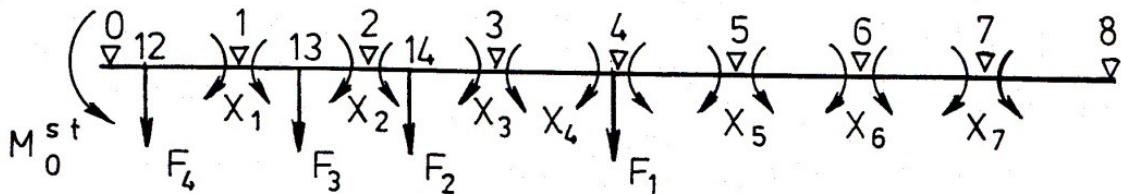


Fig.6

Proiectarea structurii metalice portante de macara încărcător montată în consolă pe șasiu de camion

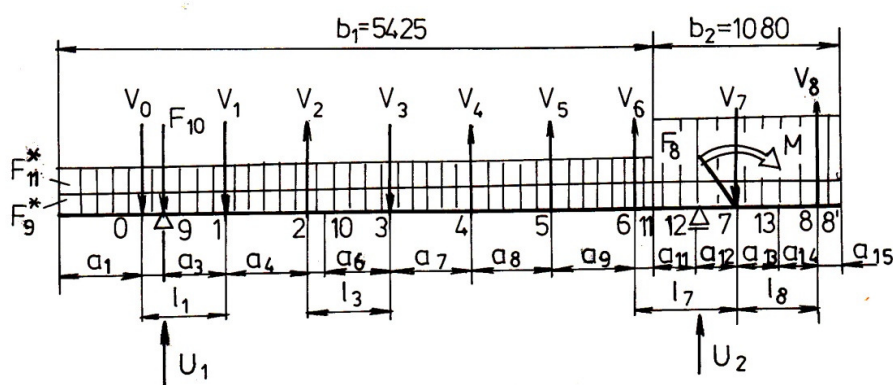


Fig. 7

4. CALCULUL STĂRII DE SOLICITARE LA ÎNCOVIERE A ȘASIULUI DIN CONDIȚIA DE LUCRU A MACARALEI CALATE.

Pentru diagrama din figura 7, care reprezintă solicitarea șasiului de macaraua când operează calată, sarcinile de calcul transmise de camion au valorile menționate mai sus, în timp ce, cele transmise de macara sunt: $F_8 = 262500 \text{ N}$; $F_9 = 15500 \text{ N}$; $F_{10} = 9070 \text{ N}$; $F_{11} = 50000 \text{ N}$; $F_8^* = 24331 \text{ N/m}$; $F_9^* = 2,4 \text{ N/m}$; $F_{11}^* = 9,2 \text{ N/m}$.

Dimensiunile indicate în figura 7 sunt date în mm, și au următoarele valorile: $a_1 = 730$; $a_2 = 120$; $a_3 = 750$; $a_4 = 950$; $a_5 = 162$; $a_6 = 438$; $a_7 = 675$; $a_8 = 675$; $a_9 = 675$; $a_{10} = 250$; $a_{11} = 205$; $a_{12} = 195$; $a_{13} = 140$; $a_{14} = 470$; $a_{15} = 70$.

Când macaraua este operată cu ajutorul brațului orientat de-a lungul axei de simetrie longitudinală, spre capătul posterior sau frontal al șasiului, în funcție de poziția de lucru a brațului, sarcinile pe macara generează următoarele încărcări:

- a). pentru $M > 0$: $U_1 = 88055 \text{ N}$; $U_2 = 349726 \text{ N}$;
- b). pentru $M < 0$: $U_1' = 209393 \text{ N}$; $U_2' = 22838 \text{ N}$.

5. SOLICITAREA LA TORSIUNE AVÂND ÎN VEDERE REACȚIUNILE LA NIVELUL PICIOARELOR DE CALARE

Pentru a evalua torsiunea șasiului în timpul operației de lucru a macaralei, este necesar să se reducă reacțiunile picioarelor de calare la nivelul șasiului. Încărcarea transmisă de picioarele de calare din spate trebuie să fie redusă, o parte la șasiul macaralei, iar alta la turn (picioarele sunt fixate la turn). Astfel, sarcina de calcul pe șasiul macaralei va fi redusă, deoarece proiectarea calajelor se face la turnul macaralei (care la rândul său este fixat pe cutia de torsiune și la cadrul suport de camion) ce permite distribuirea forței pe șasiu. În figura 1 se prezintă poziția brațului telescopic fixat de șasiu. Încărcarea dinamică pe reazeme, când brațul telescopic operează în anumite poziții de lucru, poate fi evaluată în două cazuri:

cazul 1- când brațul telescopic este în poziție normală, la un unghi de înclinare față de planul orizontal $\theta = 80^\circ$ și un unghi de rotație orizontal față de axa longitudinală a șasiului $\alpha = 60^\circ$;

cazul 2 - când brațul telescopic este în poziție normală, la un unghi de înclinare verticală față de planul orizontal $\theta = 80^\circ$; și unghiul de rotație în plan orizontal față de axa longitudinală $\alpha = 140^\circ$.

În tabelul 1 sunt prezentate valorile pentru diferențele din sarcina verticală la calajele spate, obținute din calculele efectuate în cele două cazuri menționate mai sus.

Tabelul 1

Poziția (Fig.6)	Diferența de forțe din reacțiuni [kN]	
	Versiunea 1	Versiunea 2
A – D	500	40.148
B – C	9.252	7.167

Având în vedere faptul că, diferențele sunt mai mari în cazul 1, calculul la torsiune al cutiei se va face numai pentru această poziție de lucru. Momentele de torsiune care acționează asupra cutiei șasiului sunt calculate în conformitate cu diagrama din figura 8. Poligonul de sprijin al macaralei este un trapez. Sarcinile verticale calculate, care acționează asupra șasiul macaralei, sunt plasate față de axul longitudinal la distanța $d_1 = 1146$ mm și respectiv $d_2 = 439$ mm. Rezultă momentele: $M_0' = 575000$ Nm, și respectiv $M_0'' = -4058$ Nm.

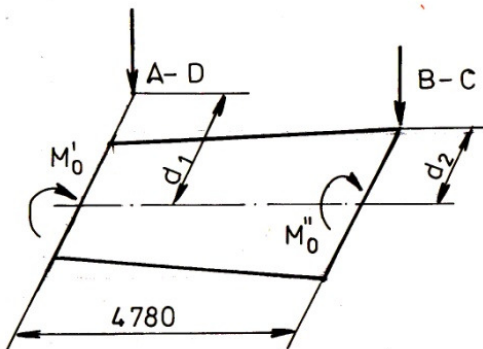


Fig. 8

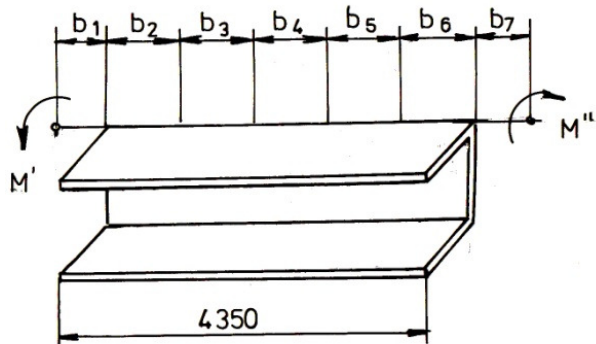


Fig. 9

Considerăm că momentul de torsiune generală al casetei, acționează la șasiu, sub formă de moment distribuit pe cele două profile centrale U, astfel:

$$M' = 0,5 M_0' = 286500 \text{ Nm} \text{ și } M'' = 0,5 M_0'' = 2029 \text{ Nm},$$

în care: M' și M'' sunt momentele de torsiune care acționează asupra profilelor U, distribuite de-a lungul profilului, în punctele de sudură ale cutiei de torsiune cu bare transversale, conform schemei din fig. 9, unde: $b_1 = 220$ mm, $b_7 = 210$ mm și $b_i = 870$ mm ($i = 2, \dots, 6$).

Reducând momentele M'' și M' în punctele de sudură numerotate, de la 1 la 6, se poate scrie următorul sistem de ecuații (v. fig.9):

Proiectarea structurii metalice portante de macara încărcător montată în consolă pe șasiu de camion

$$\begin{aligned}
 M' b_1 + M'' \sum_2^7 b_i &= M_2 b_2 + M_3 \sum_2^3 b_i + M_4 \sum_2^4 b_i + M_5 \sum_2^5 b_i + M_6 \sum_2^6 b_i ; \\
 M' \sum_1^2 b_i + M'' \sum_3^7 b_i &= M_1 b_2 + M_3 b_3 + M_4 \sum_3^4 b_i + M_5 \sum_3^5 b_i + M_6 \sum_3^6 b_i ; \\
 M' \sum_1^3 b_i + M'' \sum_4^7 b_i &= M_1 \sum_2^3 b_i + M_2 b_3 + M_4 b_4 + M_5 \sum_4^5 b_i + M_6 \sum_4^6 b_i ; \\
 M' \sum_1^4 b_i + M'' \sum_5^7 b_i &= M_1 \sum_2^4 b_i + M_2 \sum_3^4 b_i + M_3 b_4 + M_5 b_5 + M_6 \sum_5^6 b_i ; \\
 M' \sum_1^5 b_i + M'' \sum_6^7 b_i &= M_1 \sum_2^5 b_i + M_2 \sum_3^5 b_i + M_3 \sum_4^5 b_i + M_4 b_5 + M_6 b_6 ; \\
 M' \sum_1^6 b_i + M'' b_7 &= M_1 \sum_2^6 b_i + M_2 \sum_3^6 b_i + M_3 \sum_4^6 b_i + M_4 \sum_5^6 b_i + M_5 b_6 ;
 \end{aligned} \tag{18}$$

Prin rezolvarea sistemului de ecuații algebrice liniare (18) se obțin valorile momentelor de torsiune M_1, \dots, M_6 care arată distribuția momentelor de torsiune și a momentelor încovoietoare în punctele de sudură între barele transversale și profilele U ale cutiei de torsiune.

Tablelul 2

Punctul (Fig.7)	Momentul de torsiune [kN·m]	Momentul de încovoiere [kN·m]
1	$3.01 \cdot 10^5$	1.050
2	0	$4 \cdot 10^4$
3	$2.5 \cdot 10^{-6}$	$1.4 \cdot 10^5$
4	$2.5 \cdot 10^{-6}$	$2.16 \cdot 10^5$
5	$5 \cdot 10^{-6}$	$2.9 \cdot 10^5$
6	$1.236 \cdot 10^4$	$3.6 \cdot 10^5$

Cutia de torsiune a șasiului este dimensionată în ipoteza că, sarcina transmisă de cadrul metalic este preluată direct proporțional cu rigiditatea elementelor metalice (casetă de torsiune cu profile U cu bare încrucișate, și de profilele U de la camion). Distribuția de sarcină se face proporțional cu caracteristicile geometrice ale elementelor componente luate în considerare. Se presupune că o mare parte a sarcinii distribuite de profilul U al ramei, este preluată în timpul funcționării de torsiunea barelor transversale. Calculul ajută la dimensionarea unei structuri metalice rigide, cu cea mai mică masă posibilă.

Astfel, se iau în considerare mai multe profile U (U-18 ... U-26 – adică cinci dimensiuni disponibile), – din care se alege profilul U-24.

Asamblarea casetei de torsiune se face cu șuruburi pășuite care sunt încărcate transversal de forțele verticale maxime. Forțele orizontale care se dezvoltă la picioarele din

spate fixate la turn, nu sunt luate în considerare în calculul, deoarece acestea se consideră că se dispersează în structura metalică a turnului. Trebuie să se acorde o atenție specială cordoanelor de sudură la fixarea elementele componente.

6. CONCLUZII

Având în vedere valorile tensiunilor echivalente determinate în centru de torsiune la șasiul de macara, calculate pentru diferite profile U și diverse grosimi de bare, pot fi trase următoarele concluzii:

- elementele componente ale cutiei de torsiune au fost dimensionate în funcție de masa minimă rezultată din calculele de rezistență, precum și din posibilitatea de a face cordoane de sudură rezistente, care să permită ca barele transversale să fie asamblate la profilul U ales.
- o masă minimă pentru structura metalică a casetei de torsiune, poate fi obținută dacă se utilizează profilul U-26 (cu masa mai mică cu 7% decât în cazul utilizării profilului U-24), dar în această caz, grosimea profilului este prea mică față de cea a barelor transversale ale ramei, iar posibilitatea de a face cordoane de sudură corecte, nu mai este respectată.
- prin folosirea profilului U-24 în mod preferențial, față de profilele U-20 sau U-22, se realizează o economie de metal de 7%, respectiv de 5% , și în același timp, este asigurată lungimea minimă necesară pentru sudarea cusături la asamblarea flanșelor. De asemenea, sunt realizate și condițiile necesare de distanță minimă, dintre găurile echipajului în raport cu diametrul șuruburilor de montaj.

Această construcție a rezultat din criteriile de rezistență, pentru a evita distanțele prea mici între două șuruburi vecine, folosite la fixarea pieselor, și în același timp s-a ținut cont, de condițiile tehnologice de realizare a îmbinărilor respective.

BIBLIOGRAFIE:

1. **Victor Mateevici, Toma Pavelescu, Dumitru Bogdan, Grațian Grasu, Gheorghe Timaru, Marin Ion, Radu Capeti** - *Automobile Roman pentru transportul de mărfuri*, Ediția a doua, Editura Tehnică, București;
2. **Gheorghe Frățilă**- *Calculul și construcția automobilelor*, Editura Didactică și Pedagogică, București;
3. **Gh. Buzdugan, s.a.** - *Manualul inginerului mecanic. Materiale, rezistența materialelor, stabilitate elastică, vibrații*, Editura Tehnică, București;
4. **Vâță Ioan, Sârbu Laurențiu, Nuțeanu Teodor, Alexandru Constantin**- *Mașini de ridicat în construcții. Exploatare, întreținere, reparare*, Editura Tehnică, București, 1989;
5. **Sârbu Laurențiu, Iatan Radu** - *Design of Postativ Structure of Bracket Installed Cranes of Truck Chassis*, Buletinul Științific al Universității Politehnica București, Seria Transporturi -Aeronave, 1992.
6. x x x – *Terex Cranes, Let's Lift The World Together*, Truck Mounted Caranes, Truck Loader Cranes, Medium, E Series 120-240 kNm, Terex Corporation, 2009.