

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

prof.univ.dr.ing. Sârbu Laurențiu

Facultatea de Utilaj Tehnologic - Universitatea Tehnică de Construcții București

laurentiusarbu_utcb@yahoo.com

1.Introducere

Lucrarea evidențiază elementele necesare pentru a proiecta șasiul unei macarale, care include cutia de torsiune fixată la turnul de macara ce conține picioarele de calare (la partea din spate), și care, se fixează direct pe lonjeroanele unui camion de 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 (de ex. macara telescopică, montată prin intermediul unui 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, care este instalată pe cadrul camionului, astfel încât, masa de construcție să fie cât mai mică posibil. Pentru a avea diagrama necesară 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 redus semnificativ. Cutia de torsiune preia sarcina dezvoltată de macara, turn și picioarele de calare și o transmite la șasiul de camion ca moment de încovoiere. Cadrul de torsiune este format din două profile U întărite cu o placă de traverse sudate. Cutia de torsiune este fixată pe șasiu prin intermediul unor plăcuțe cu șuruburi. La partea de sus a casetei de torsiune este fixată și o benă de transport materiale auxiliare.

Condițiile tehnologice și de exploatare ale macaralei cer ca rama metalică a șasiului format să aibe calități speciale. Este de dorit ca masa de metal folosit pentru construcția cutiei de torsiune precum și celelalte părți componente să fie minime, astfel încât, caracteristicile necesare de lucru ale macaralei să fie păstrate. În figura 1 se prezintă schema structurii de bază a macaralei.

Pentru calculul casetei de torsiune, aceasta a fost încărcat cu momentul maxim de încovoiere și momentul maxim de torsiune.

Pentru rama metalică a casetei de torsiune a fost utilizat oșel laminat OL 52. 3k, STAS 500-80.

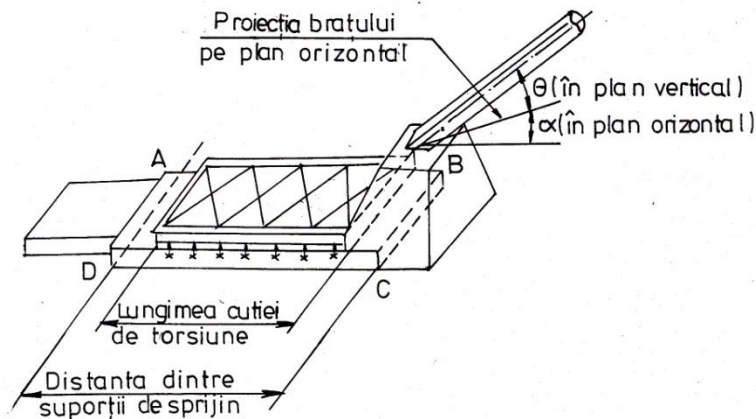


Fig. 1

Înainte de a trece la calculul structurii portante a șasiului de macara, montată pe consola din spate a camionului prevăzut cu benă de transport, sunt prezentate unele elemente necesare de calcul 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 are ampatamentul de 4500 mm+ 1350 mm. Ambele variante sunt prevăzute cu cadrul prezentat în fig.2,b asemenea cu cel al autocamioanelor 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, șapte corniere pentru 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.

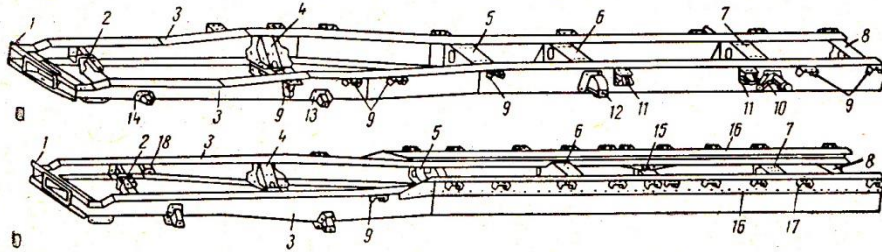


Fig.2. Cadrul autocamioanelor ROMAN [1] : a- cadrul autocamionului R8135F, b- cadrul autocamionului R12215 DF și R 19215 DF : 1- traversă față cu consolă; 2,4,5,6,7,15- traverse intermediare; 3- lonjeron; 6- traversă finală; 9 –cornier de întărire; 10 si 12 –suport arc spate; 11- suport arc suplimentar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

2. Elemente pentru calculul cadrului de camion[2,4]. Regimurile caracteristice de solicitare pentru cadru camionului sunt: solicitările statice determinate de acțiunea maselor suspendate; solicitări dinamice la deplasarea mașinii pe drumuri de calitate bună cu viteză mare; 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 lojeron, la jumătate din sarcina utilă.

Pentru încărcarea lonjeronului unui autocamion se consideră sarcina utilă dată în daN. Pe schema de calcul a lonjeronului, 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 centru 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.

Și în acest caz lonjeronul se verifică la încovoiere sub acțiunea sarcinilor dinamice verticale. În calculul 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 torsiuni 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:

$$m = 2n - 2 \tag{1}$$

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 (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:

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

în care $\delta_{11}, \delta_{12}, \delta_{13}, \dots$ sunt deformațiile create de momentul unitar aplicat în locul de acțiune 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 .

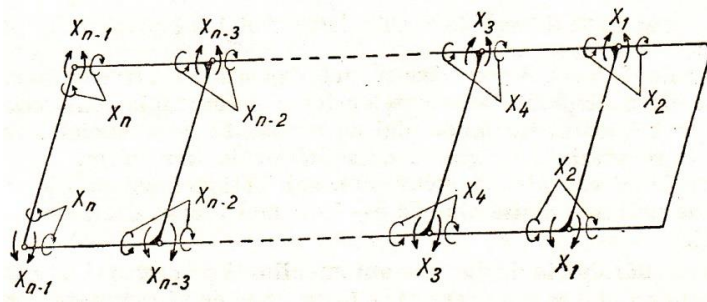


Fig.3. Sistemul de bază static determinat și mărimile static nedeterminate, la torsiunea cadrului[2].

Coeficienți δ_{ik} se determină cu ajutorul relației:

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

în care M_i și T_i sunt momente 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 momentul exterior egal cu unitatea; 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 a cadrului la torsiune se bazează pe faptul că lonjeroanele au o rigiditate mult mai redusă la torsiune decât la încovoiere. Neglijând încovoierea lonjeroanelor, unghiul 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 de profil închis, la torsiunea cadrului, se face cu relația:

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

în care L^l 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 de 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 general de calcul al macaralei montate pe consola spate la cadru camionului[4,5].

În figura 4 se prezintă modelul fizic al cadrului metalic de macara, cu sarcina maxima la cârlig, ancorat la cadrul de camion.

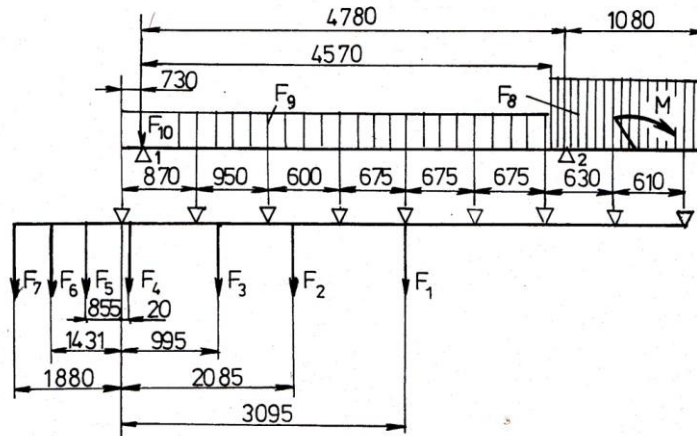


Fig.4

Pe figura 4 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 - rezervor de ulei, $F_2 = 7\ 000\ \text{N}$; F_3 – prize de putere cu pompele hidraulice $F_3 = 1\ 800\ \text{N}$; F_4 – suport braț bloc scripete, $F_4 = 700\ \text{N}$ și $F_5 = 14\ 600\ \text{N}$; F_6 - motor de camion plus puntea din față, $F_6 = 41\ 000\ \text{N}$; F_7 – șofer plus ajutor, $F_7 = 1\ 800\ \text{N}$; F_8 – încărcarea maximă de operare, braț, turn, unelte de lucru și picioare de calare spate macara, cutie de torsiune, $F_8 = 262\ 500\ \text{N}$; F_9 -picioare de sprijin față, $F_9 = 15\ 000\ \text{N}$; F_{10} – benă de transport, $F_{10} = 5\ 070\ \text{N}$; F_{11} – greutatea transportată în benă, $F_{11} = 50\ 000\ \text{N}$; M - momentul de încovoiere la baza turnului dat de sarcină și echipamentul de lucru, $M = 290\ 000\ \text{Nm}$.

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 ajutorul unor 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 schematic în fig. 4, distanțele între punctele de fixare au valorile: $l_1 = 870\ \text{mm}$; $l_2 = 950\ \text{mm}$; $l_3 = 600\ \text{mm}$; $l_4 = 675\ \text{mm}$; $l_5 = 675\ \text{mm}$; $l_6 = 675\ \text{mm}$; $l_7 = 650\ \text{mm}$; $l_8 = 610\ \text{mm}$; $a = 1\ 880\ \text{mm}$; $b = 1\ 431\ \text{mm}$; $c = 855\ \text{mm}$; $d = 20\ \text{mm}$; $e = 850\ \text{mm}$; $f = 125\ \text{mm}$; $g = 825\ \text{mm}$; $h = 265\ \text{mm}$; $k = 355\ \text{mm}$.

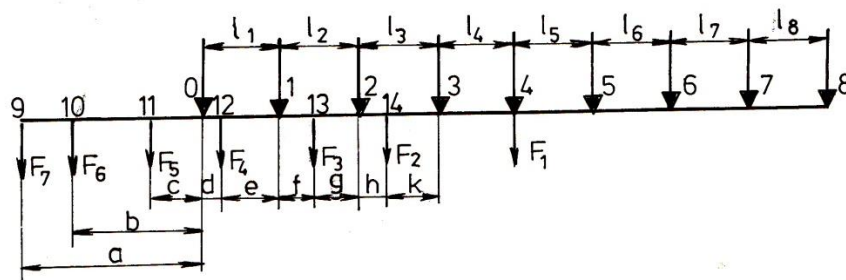


Fig. 5

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

$$M_{10} = -F_7(a - b); \quad M_{11} = -F_6(b - c) - F_7(a - c);$$

$$M_{0}^{st} = -F_7 a - F_6 b - F_5 c;$$

$$M_{12} = V_1 e; \quad V_1 = F_7 + F_6 + F_5 + F_4 - V_0; \quad (10)$$

$$V_0 = [F_7 (a + l_1) + F_6 (b + l_1) + F_5 (c + l_1) + F_4 e] l / l_1;$$

$$M_{13} = F_3 fg / l_2; \quad M_{14} = F_2 hk / l_3$$

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

Având în vedere configurația modelului fizic de mai sus, construcția este static nedeterminată, astfel încat, 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, respectiv δ_{ij} ($i \neq j$)

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

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

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

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 - 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 $X_i = 1$; I - momentul de inerție al secțiunii transversale, calculat în raport cu axa de încovoiere; α_t - factor de deformăție termică liniară; t_0 - variația temperaturii în axa barelor; Δt - 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 reacționează la sistemul de bază; h_s - înălțimea secțiunii transversale a grinzii; R_{KL} - reacțiunea de-a lungul legăturii simple k comună sistemului pentru o sarcină $X_i = 1$; ΔR_{kl} - variația reacțiunii rezultate în lungul legăturii comune K_l ; E - modulul de elasticitate longitudinală a materialului metalic.

Astfel, ecuația condițiilor de deformăție a șasiului macaralei din figura 6 se scris:

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

unde:

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

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

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

unde indicele "T" este transpusa vectorului respectiv. Cu datele numerice determinate, rezolvând sistemul de matrice (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 pe platou ($V_0 \dots V_8$), care se calculează 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).

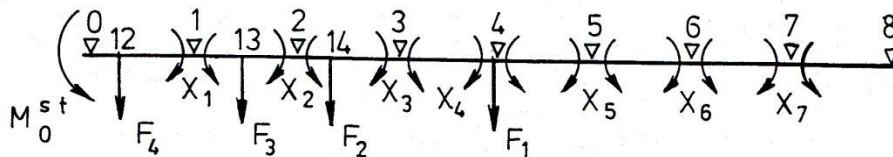


Fig.6

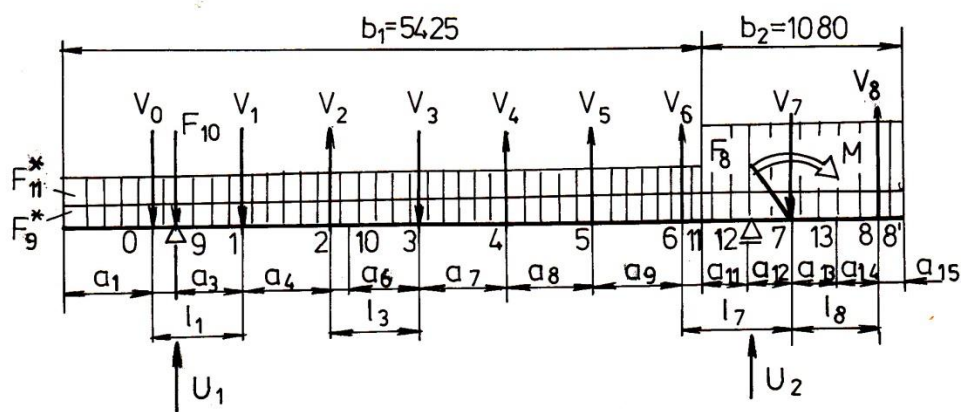


Fig. 7

4. Calculul eforturilor rezultate din încovoierea șasiului din condiția de lucru a macaralei în stare calate.

Pentru diagrama din figura 7, care reprezintă solicitarea șasiului de macaraua care 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 telescopic, orientat de-a lungul axei de simetrie longitudinală spre capătul posterior sau frontal al șasiului, în funcție de poziția de lucru a bratului, sarcinile pe macara genereze 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. Efortul de 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 picioare de calare din spate ar trebui 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, rezultând cu brațul macaralei telescopic care 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 la 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 vertical față de planul orizontal $\theta = 80^\circ$; și la unghiul de rotație în plan orizontal față de axa longitudinală $\alpha = 140^\circ$.

În tabelul 1 sunt prezentate valorile pentru diferențele din sarcină verticală, la calaje spate, obținute din calcule 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 vor fi plasat 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.

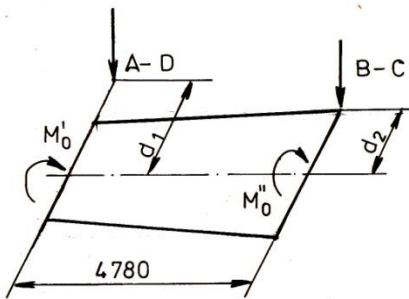


Fig. 8

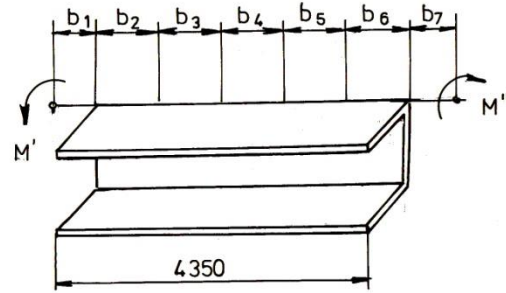


Fig. 9

Considerăm că momentul de torsiune generală al casetei la șasiu acționează sub formă de moment distribuit pe cele două profile centrale U, astfel: $M' = 0,5 M_0' = 286500$ Nm, și $M'' = 0,5 M_0'' = 2029$ Nm, unde M' și M'' sunt momentele de torsiune care acționează asupra profilelor U, și vor fi distribuite de-a lungul profilului U, în punctele sudate ale cutiei de torsiune cu barele transversale, conform schemei din figura 9, în care: $b_1 = 220$ mm, $b_7 = 210$ mm și $b_i = 870$ mm, $i = 2, \dots, 6$. Reducând momentele M'' și M' în punctele sudate numerotate de la 1 la 6, se poate scrie următorul sistem de ecuații (v. fig.9):

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

$$M' \sum_1^5 b_i + M'' \sum_6^7 b_i = M_1 \sum_2^5 b_i + M_2 \sum_3^5 b_i + M_3 \sum_4^5 b_i + M_4 b_5 + M_6 b_6;$$

$$M' \sum_1^6 b_i + M'' b_7 = M_1 \sum_2^6 b_i + M_2 \sum_3^6 b_i + M_3 \sum_4^6 b_i + M_4 \sum_5^6 b_i + M_5 b_6;$$

Prin rezolvarea sistemului de ecuații algebrice liniar (18) se obțin valorile momentelor de torsiune M_1, \dots, M_6 care arată distribuția momentelor de torsiune și momentelor încovoietoare în punctele sudate între barele transversale și profilurile 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 torsune a șasiului este dimensionată ținând cont de ipoteza că, sarcina transmisă de cadrul metalic este preluată direct proporțional cu rigiditatea elementelor metalice (casetă de torsiune, profile U cu bare încrucișate, și profilele U la camion, etc.). 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 către torsiunea barelor transversale. Calculul ajută la dimensionarea unei structuri metalice rigide cu cea mai mică masă posibilă.

De exemplu în cazul de față, se iau în considerare mai multe profile U (de la U-18 la U-26 - cinci dimensiuni disponibile) – din care alegem 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 prin care se fixează unele dintre 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 care a rezultat din calculele de rezistență, precum și de 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 acest caz, grosimea profilului este prea mică față de barele transversale ale ramei, și posibilitatea de a face cordoanelor de sudură corecte nu mai este respectată.

- prin utilizarea profilului U-24 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 condițiile de distanță minimă necesară, dintre găurile echipajului în raport cu diametrul șuruburilor de montaj.

Această construcție a rezultat din criterii 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 articulațiilor 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 Frățila- 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 Tehnica, Bucuresti, 1989;
5. Sârbu Laurențiu, Iatan Radu - Design of Portative 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.

Rezumat

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

Articolul, pe baza unui model general de calcul, permite determinarea solicitărilor provenite din încovoierea șasiului, la funcționarea macaralei în stare calată, solicitarea la torsiune, dată de reacțiunile din calaje și elementele de proiectare a cutiei de torsiune, se are în vedere obținerea unei mase minime în condițiile unei rigidități impuse pentru construcție. 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

Design of Portative Metal Structure of Bracket Installed Loader Cranes of Truck Chassis.

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.

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