

Henryk Knapczyk

Instytut Mechaniki i Podstaw
Konstrukcji Maszyn

NAPRĘŻENIA POWSTAJĄCE W USTROJU NOŚNYM SUWNIC POMOSTOWYCH PRZY NAJEŹDZIE NA ZDERZAKI SPRĘŻYSTE

Streszczenie. W artykule uzasadniono potrzebę prowadzenia badań zderzenia suwnic. Wykazano zależność naprężeń powstałych w ustroju nośnym suwnic pomostowych, przy uderzeniu o zderzaki, w zależności od cech konstrukcyjnych zderzaków i suwnic. Przedstawiono metodę energetyczną wyznaczania maksymalnych wartości tych naprężeń.

Wstęp

Zderzakom suwnicowym niezależnie od typu - sprężyste, sprężysto-cierne hydrauliczne - stawia się za zadanie, zamortyzowanie uderzenia suwnic najeżdżających na odboje końcowe, czy wzajem na siebie. Z uwagi na fakt, że zderzaki stanowią niejako ostatnią instancję zabezpieczenia, stawia się im wymagania wysokiej pewności działania, niezawodności jak i posiadania pojemności energetycznej, zapewniającej pochłonięcie energii kinetycznej najeżdżającego ustroju. Najkorzystniejszą formą absorpcji energetycznej jest zdolność przetwarzania energii mechanicznej na inną postać, co prowadzi do tzw. bezodrzutowego działania zderzaków.

Najazd suwnic na odboje następuje bądź to z powodu niewłaściwej obsługi maszyny lub też w wyniku niesprawnych hamulców mechanizmu jazdy. Cel stosowania zderzaków, a w związku z nim konieczność bezpiecznego działania, wymaga świadomego racjonalnego i dokładnego ich obliczania i konstruowania. Niektóre z aspektów obliczeniowych, stawianych przed tymi elementami dźwignic, zostały już omówione w pracach [1÷7].

W związku z tym, że najazd suwnicami na odboje powoduje powstawanie w ustroju nośnym dodatkowych tzw. wyjątkowych naprężeń, stąd badania dynamiki układu; ustrój nośny - zderzaki, zarówno analityczne, jak i empiryczne są koniecznymi. Celem stawianym im ma być lepsze i wnikliwsze poznanie zjawiska zderzenia i jego wpływu na wielkość naprężeń, pojawiających się w ustroju nośnym. Wyniki badań i ich analiza będą podstawą racjonalnego doboru cech konstrukcyjnych zderzaków suwnicowych, w funkcji cech konstrukcyjnych ustrojów nośnych suwnic.

Znamiennym jest fakt, że normy prawie wszystkich krajów nie uwzględniają sił pochodzących od uderzenia o zderzaki przy wymiarowa-

niu ustrojów nośnych. Przypadek uderzenia traktuje się jako awaryjny i zachodzący jednorazowo. Z obserwacji pracy suwnic wynika natomiast, że zderzenie z odbojami krańcowymi, czy wzajemne między sobą, szczególnie przy ruchu większej ich liczby na jednym torze nie jest tylko sporadyczne, ale często i nieuniknione. W związku z powyższym, znajomość wielkości obciążeń dynamicznych spowodowanych efektem zderzenia jest konieczne [7]. Pomimo, że badania analityczne z konieczności muszą być uproszczone, to jednak ich prowadzenie wydaje się być celowe, a to przede wszystkim z uwagi na podawanie wyraźnej zależności obciążeń powstałych przy uderzeniu a cechami konstrukcyjnymi ustroju nośnego suwnic i zderzaków. Badaniom doświadczalnym stawia się zadanie określenia stopnia zbieżności obliczeń analitycznych z wynikami pomiarów, jedynie dla liczbowo niewielkiej ilości obiektów.

Dotychczas obliczenia zderzaków polegały na określaniu siły w zderzaku, z porównania energii układu najeżdżającego na nie z ich energią potencjalną odkształcenia. Tak określonymi wielkościami sił obciążano statycznie czołownice suwnic. Niedoskonałość metody wyraża się pomijaniem wpływu mas wirujących mechanizmu jazdy mostem i przede wszystkim odkształcalności ustroju nośnego, co w konsekwencji prowadzi do fałszywie dobranych cech konstrukcyjnych zderzaków.

W pracach [2,7] zamieszczono opis zjawiska zderzenia suwnicy pomostowej z odbojami, jednakże przyjęto w nich dyskretny schemat obliczeń i podano opis zderzenia w formie nieprzydatnej dla konstruktorów. Konstruktorzy suwnic, jak i zderzaków i jezdni potrzebują podania im sposobów określania ekstremalnych skutków zderzenia, a w szczególności efektów maksymalnych, wyrażających największą zwyżkę naprężeń w ustroju nośnym suwnicy. Opis taki daje możliwość określania cech konstrukcyjnych zderzaków w funkcji cech konstrukcyjnych suwnic wraz z ich technicznymi danymi eksploatacyjnymi. Najkorzystniejszą metodą obliczeń efektów ekstremalnych wydaje się być metoda energetyczna.

Cechy konstrukcyjne zderzaków sprężystych, a w szczególności ich sztywność muszą być tak dobrane, aby w wyniku zderzenia suwnicy przy niekorzystnym ustawieniu wciągarki w środku rozpiętości, powstałe naprężenia w dźwigarze (łącznie z pochodzącymi od obciążeń użytkowych) nie przekroczyły naprężeń granicznych, zaś skok zderzaka musi wynikać z konieczności zakumulowania energii kinetycznej najeżdżającego układu, przypadającej na jeden zderzak, przy skrajnym ustawieniu wciągarki.

Proponowana metoda energetyczna

Zaproponowano metodę określania nadwyżek dynamicznych, pochodzących od najazdu suwnicy pomostowej na odboje krańcowe przy zderzakach sprężystych (liniowo, posiłkując się równaniem zachowania energii.

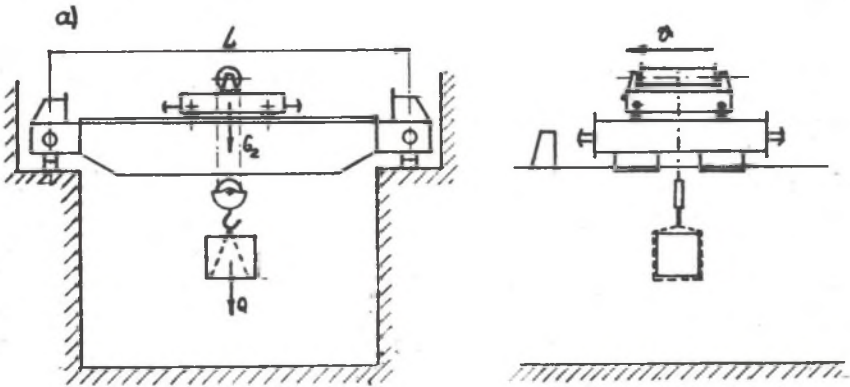
$$E_k + E_d + E_z = \text{idem}, \dots \quad (1)$$

gdzie:

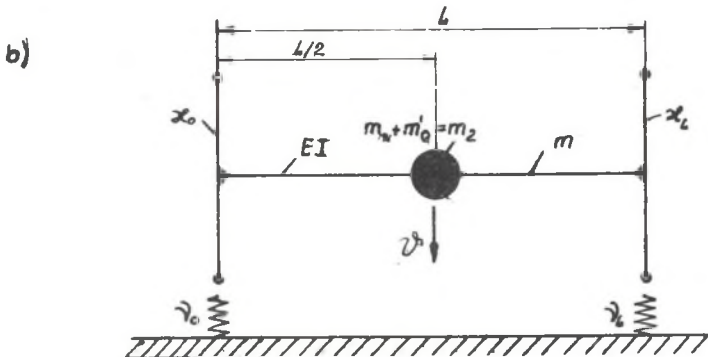
- E_k - energia kinetyczna poruszającego się ustroju,
- E_b - energia potencjalna odkształcenia mostu suwnicy,
- E_z - energia potencjalna odkształcenia zderzaków sprężystych.

Przyjęto następnie modele statyczny i dynamiczny suwnic jedno- i dwudźwigarowych w płaszczyźnie jazdy (rys. 1a i b). Ponadto na podstawie [4] masę wciągarki przejezdnej, powiększono o 5 - 20% udziału masy ładunku, zawieszono na wiotkich cięgnach. Na schemacie postaci dynamicznej układu (rys. 2) oznaczono

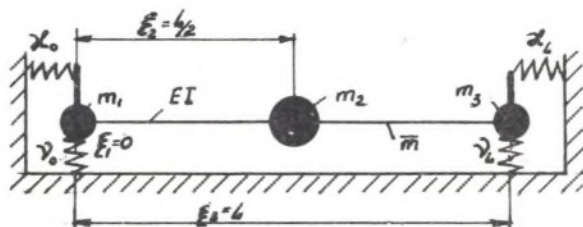
- m_1, m_3 - masy czołownic wraz ze zredukowanymi masami wirującymi mechanizmu jazdy,
- m_2 - masa wciągarki wraz z udziałem masy ładunku,
- γ - sztywność zderzaków sprężystych,
- κ - sztywność czołownic,
- ξ_1, ξ_2, ξ_3 - odpowiednio współrzędne mas skupionych m_1, m_2 i m_3 .



Rys. 1a. Szkic postaci konstrukcyjnej suwnicy pomostowej



Rys. 1b. Model statyczny suwnicy pomostowej



Rys. 2. Model fenomenologiczny suwnicy najjeżdżającej na zderzaki sprężyste

Na podstawie [8] przyjęto do obliczeń:

- zasadę zeszczywnienia,
- że amplitudy ugięć dynamicznych są rzędu statycznych,
- zasadę płaskich przekrojów,
- zasadę zachowania postaci przekroju poprzecznego,
- wprost proporcjonalność naprężeń do odkształceń,
- nieznaczny i pomijalny wpływ bezwładności obrotowej i ścinania, co prowadzi w konsekwencji do napisania równań (2)

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = M; \quad \frac{d^2}{dx^2} \left[EI \frac{d^2 y}{dx^2} \right] = \frac{d^2 M}{dx^2}; \quad \sigma = \frac{M}{W} \quad (2)$$

Ponadto, z uwagi na skierowanie zainteresowań jedynie na określenie maksymalnych wartości pojawiających się nadwyżek dynamicznych przy zderzeniu, można rozważyć tylko pierwszy półokres drgań i to pierwszej postaci z pominięciem tłumienia. Stąd uwzględniając powyższe można napisać, że

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \frac{EA}{g} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0, \quad (3)$$

Rozwiązanie równania (3) winno mieć postać

$$Y(x, t) = X(x) \cdot \tau(t) = X \cdot \tau, \quad (4)$$

a stąd podstawiając do (3) otrzymuje się równania

$$X^{IV} - k^4 X = 0, \quad (5a)$$

$$\ddot{\tau} + \omega^2 \tau = 0, \quad (5b)$$

w których

$$k = \sqrt[4]{\frac{A \cdot \rho}{EI \cdot g}} \cdot \omega^2 \quad \text{lub} \quad k = \sqrt[4]{\frac{\bar{m}}{EI}} \cdot \omega^2 \quad \text{czyli że} \quad \omega = k^2 \sqrt{\frac{EI}{\bar{m}}}, \quad (6)$$

W równaniach (2) do (6) przyjęto oznaczenia

- A - pole powierzchni przekroju poprzecznego dźwigara (ów),
- ρ - ciężar właściwy tworzywa dźwigara,
- E - moduł Younga tworzywa dźwigara,
- I - moment bezwładności przekroju poprzecznego dźwigara, względem pionowej osi symetrii,
- \bar{m} - natężenie masy dźwigara na jednostkę długości.

Z uwagi na fakt, że ugięcia na zderzakach

$$y_{(x=0, t)} = \frac{EI}{\gamma} \left. \frac{\partial^3 y}{\partial x^3} \right|_{x=0} = \frac{EI}{\gamma} X''' \Big|_{x=0} \cdot \tau, \quad (7)$$

$$y_{(x=L, t)} = \frac{EI}{\gamma} \left. \frac{\partial^3 y}{\partial x^3} \right|_{x=L} = \frac{EI}{\gamma} X''' \Big|_{x=L} \cdot \tau,$$

opisane są tą samą funkcją czasu $\tau(t)$, ugięcia ekstremalne dźwigara i zderzaka wystąpią w tej samej chwili $t = \frac{T}{4}$, dla której $\tau(t = \frac{T}{4}) = \text{idem}$. Na podstawie powyższego dalsze rozważania prowadzić należy dla funkcji właściwej $X(x)$ traktując, że

$$y(x, \frac{T}{4}) = X \cdot C, \quad (8)$$

gdzie

$$C = \tau(t = \frac{T}{4}) = \text{idem}.$$

Całka ogólna równania (5a) ma postać

$$X = C, S + C_2 T + C_3 U + C_4 V, \quad (9)$$

w której S, T, U, V to funkcje Kryłowa-Pragera.

Oznaczając amplitudy kąta, momentu gnącego i siły tnącej w punkcie $x = 0$ odpowiednio przez ϕ_0 , M_0 i Q_0 otrzymuje się,

$$X'_0 = \phi_0; \quad X''_0 = \frac{M_0}{EI}; \quad X'''_0 = \frac{Q_0}{EI}$$

czyli

$$C_1 = X_0; \quad C_2 = \varphi_0; \quad C_3 = \frac{M_0}{EI k^2}; \quad C_4 = \frac{Q_0}{EI k^3}$$

i następnie

$$X = X_0 S + \frac{\varphi_0}{k} T + \frac{M_0}{EI k^2} U + \frac{Q_0}{EI k^3} V, \quad (10)$$

Uwzględniając ponadto masy skupione m_1, m_2, m_3 i warunek ciągłości (rys. 2)

$$X_1'''(\xi) - X_2'''(\xi) = m \frac{\omega^2}{EI}, \quad (11)$$

równanie funkcji właściwej przybierze postać

$$X = X_0 S + \frac{\varphi_0}{k} T + \frac{M_0}{EI k^2} U + \frac{Q_0}{EI k^3} V + \frac{\omega^2}{EI k^3} \sum_{q=1}^{1=3} m_q V[k(x-\xi_q)] X(\xi_q), \quad (12)$$

w którym

$$X(\xi_q) = X_0 S(k\xi) + \frac{\varphi_0}{k} T(k\xi) + \frac{M_0}{EI k^2} U(k\xi) + \frac{Q_0}{EI k^3} V(k\xi), \quad (13)$$

Wiedząc ponadto, że

$$X_0 = -\frac{EI X_0'''}{\gamma_0} = -\frac{Q_0}{\gamma_0} = -\frac{Q_0}{\gamma};$$

$$\varphi_0 = \frac{EI X_0''}{\alpha_0} = \frac{M_0}{\alpha_0} = \frac{M_0}{\alpha};$$

$$X_L = \frac{EI X_L'''}{\gamma_L} = \frac{Q_L}{\gamma_L} = \frac{Q_L}{\gamma};$$

$$\varphi_L = \frac{EI X_L''}{\alpha_L} = \frac{M_L}{\alpha_L} = \frac{M_L}{\alpha},$$

można napisać równania

$$X_{III} = \frac{1}{\gamma_L} Q_L = \frac{1}{\gamma_L} EI X_{III}', \quad (14a)$$

$$X'_{III} = -\frac{1}{\alpha_L} M_L = -\frac{1}{\alpha_L} EI X'_{II} L. \quad (14b)$$

Po rozwinięciu równań (14), przeprowadzeniu redukcji i uwzględnieniu ponadto, że

$$\frac{EI}{\gamma L^3} = n; \quad \frac{EI}{\alpha L} = \bar{n}$$

i dalej

$$\left\{ \begin{array}{l} k = \frac{\alpha}{L} \\ \frac{\omega^2 m_1}{EI k^3} = \frac{\alpha}{\beta_1}, \quad \frac{\omega^2 m_2}{EI k^3} = \frac{\alpha}{\beta_2}, \quad \frac{\omega^2 m_3}{EI k^3} = \frac{\alpha}{\beta_3}, \\ \beta_1 = \frac{m}{m_1}, \quad \beta_2 = \frac{m}{m_2}, \quad \beta_3 = \frac{m}{m_3} \end{array} \right. \quad (14c)$$

otrzymuje się

$$\begin{aligned} & \frac{Q_0}{K} \left[V_1 - 2n\alpha^6 S_1 + n^2 \alpha^3 T_1 - \frac{\alpha^4 n}{\beta_1} (V_1 - n\alpha^3 S_1) + \frac{\alpha}{\beta_2} (V_2 - n\alpha^3 S_2)^2 - \right. \\ & \left. - \frac{\alpha^4 n}{\beta_3} (V_1 - n\alpha^3 S_1) \right] + M_0 \left[U_1 + \bar{n}\alpha T_1 - n\alpha^3 V_1 - n\bar{n}\alpha^4 U_1 + \right. \\ & \left. + \frac{\alpha}{\beta_2} (V_2 U_2 + \bar{n}\alpha V_2 T_2 - n\alpha^3 S_2 U_2 - n\bar{n}\alpha^4 S_2 T_2) - n \frac{\alpha^4}{\beta_3} (U_1 + n\alpha T_1) \right] = 0, \end{aligned} \quad (15a)$$

$$\begin{aligned} & \frac{Q_0}{K} \left[U_1 - n\alpha^3 V_1 + \bar{n}\alpha T_1 - n\bar{n}\alpha^4 U_1 - \frac{\alpha^4}{\beta_1} n (U_1 + \bar{n}\alpha T_1) + \right. \\ & \left. + \frac{\alpha}{\beta_2} (V_2 U_2 - n\alpha^3 S_2 U_2 + \bar{n}\alpha T_2 V_2 - n\bar{n}\alpha^4 T_2 S_2) \right] + \\ & + M_0 \left[T_1 + 2\bar{n}\alpha S_1 + \bar{n}^2 \alpha^2 V_1 + \frac{\alpha}{\beta_2} (U_2 + \bar{n}\alpha T_2)^2 \right] = 0, \end{aligned} \quad (15b)$$

W równaniach (15) oznaczono

$$\begin{array}{ll} S_1 = S(kL) = S(\alpha) & S_2 = S\left(\frac{kL}{2}\right) = S\left(\frac{\alpha}{2}\right) \\ T_1 = T(kL) = T(\alpha) & T_2 = T\left(\frac{kL}{2}\right) = T\left(\frac{\alpha}{2}\right) \end{array}$$

$$\begin{aligned}
 U_1 &= U(kL) = U(\alpha) & U_2 &= U\left(\frac{kL}{2}\right) = U\left(\frac{\alpha}{2}\right) \\
 V_1 &= V(kL) = V(\alpha) & V_2 &= V\left(\frac{kL}{2}\right) = V\left(\frac{\alpha}{2}\right)
 \end{aligned}$$

Celem uproszczenia zapisu, wyrażenia w nawiasach kwadratowych równań (15) oznaczono kolejno przez L, N, O, P. W związku z tym, równania te przyjmują postać

$$\begin{cases} \frac{Q_0}{k} \cdot L + M_0 N = 0, & (16a) \\ \frac{Q_0}{k} \cdot O + M_0 P = 0, & (16b) \end{cases}$$

Po przerównaniu do zera wyznacznika głównego równania (16), otrzymuje się równanie częstości

$$\begin{vmatrix} L, N \\ O, P \end{vmatrix} = 0, \quad (17)$$

Z równania (17), otrzymuje się wartości wielkości α , a tym samym i rzeczywistą częstość drgań swobodnych układu drgającego (rys. 2) dla uprzednio założonych kombinacji wartości liczb kryterialnych sztywności n i \bar{n} . Ponadto, funkcja postaci odkształcenia dla I-go przedziału, tzn. $0 \leq x \leq \frac{L}{2}$ przybiera postać

$$X_I = \left(\frac{N}{L} \frac{k}{\gamma} S_x + \frac{T_x}{k\lambda} + \frac{U_x}{EI k^2} - \frac{N}{L} \frac{V_x}{EI k} \right) + \frac{\alpha}{\beta_1} V_x \frac{N}{L} \frac{k}{\gamma} M_0, \quad (18)$$

Po uwzględnieniu oznaczeń (14c) otrzymuje się,

$$X_I = \frac{M_0}{EI k^2} \left(U_x - \frac{N}{L} V_x + \bar{n} \alpha T_x + \frac{N}{L} n \alpha^3 S_x + V_x n \frac{\alpha^4}{\beta_1} \frac{N}{L} \right), \quad (19)$$

Ekstremum ugięcia pierwszej postaci występuje dla $t = \frac{\pi}{4}$, przez co

$$y(x, \frac{T}{4}) = \frac{C \cdot M_0}{EI k^2} \left(U_x - \frac{N}{L} V_x + \bar{n} \alpha T_x + \frac{N}{L} n \alpha^3 S_x + n \frac{\alpha^4}{\beta_1} V_x \frac{N}{L} \right), \quad (20)$$

Równanie linii ugięcia dźwigara otrzymuje się po odjęciu od równania (20) wartości ugięcia dla $x = 0$. Stąd

$$y_D = y(x, \frac{T}{4}) - y(0, \frac{T}{4}). \quad (21)$$

Po uwzględnieniu (21) równanie (1) można przekształcić do postaci

$$\frac{1}{2EI} \cdot 2 \int_0^{\frac{L}{2}} [EI y_D''']^2 dx + \frac{[EI y_D'''(0, \frac{T}{2})]^2}{\gamma} = \frac{m_1 + m_2 + m_3 + m}{2} v^2, \quad (22)$$

Z równania (22) dla określonych wartości "α", odpowiadających kombinacjom kryterialnych liczb sztywności n i \bar{n} , otrzymuje się równanie momentu M_0 , w funkcji prędkości najazdu suwnicy na odboje. Następnie określa się wielkość maksymalnego momentu gnącego, w środku rozpiętości dźwigara

$$M = EI y_D'' \left(\frac{L}{2}, \frac{T}{4} \right), \quad (23)$$

i w konsekwencji równanie maksymalnych naprężeń w dźwigarze suwnicy pomostowej, powstałych w wyniku najazdu na zderzak

$$\sigma = \frac{EI}{W} y_D'' \left(\frac{L}{2}, \frac{T}{4} \right), \quad (24)$$

Podane zależności należy rozwiązać dla rzeczywistych cech konstrukcyjnych standardowych suwnic pomostowych, przy odpowiadających im kombinacjach kryterialnych liczb sztywności. Obliczenia umożliwią taki dobór cech konstrukcyjnych zderzaków, aby nadwyżki naprężeń wynikłych na skutek zderzenia nie przekroczyły wartości dopuszczalnych. Uzyska się również bogaty materiał, służący normalizacji zderzaków suwnicowych. Z uwagi jednak na dużą ilość żmudnych obliczeń, koniecznym wydaje się być przeprowadzenie ich przy użyciu maszyny cyfrowej.

Wnioski

1. Proponowana metoda obliczeń pozwala uzyskać funkcję naprężeń, wynikłych przy zderzeniu w zależności od cech konstrukcyjnych zarówno suwnicy pomostowej, jak i zderzaków oraz prędkości najazdu.
2. Po dokonaniu obliczeń koniecznym jest przeprowadzenie badań empirycznych weryfikujących dokładność metody.

LITERATURA

1. Bujakowski Z.; Przegląd Mechaniczny 4, 1953, s. 149.
2. Džigkaev T.S.; K voprosu rasčeta kranovyh buferov. Sbornik statej, Ural'skogo Politechničeskogo Instituta, Mašgiz. Moskva 1965.
3. Koval'skij V.S.; Vestnik Mašinostroenia, 4, 1954, s. 14
4. Kozak S.A.; Dinamika mostovyh kranov, Mašinostroenie, Moskva 1968,
5. Parnickij A.B. i inni; Mostovye krany obščego naznačenia, Mašinostroenie, Moskva 1971.

6. Petuchov P.Z.; Vufernye ustroistva, Masgiz, Moskva 1948.
7. Sedlmayer F.; Stahlbau 1, 1964, s. 15.
8. Solecki R., Szymkiewicz J.; Układy prętowe i powierzchniowe, Arkady, Warszawa 1964.

НАПРЯЖЕНИЯ ВОЗНИКАЮЩИЕ В НЕСУЩЕМ КАРКАСЕ МОСТОВЫХ КРАНОВ ПРИ
СОУДАРЕНИИ С УПРУТЫМИ БУФЕРАМИ

Р а з у м е

В статье обосновывается необходимость ведения исследования по соударению мостовых кранов. Доказана зависимость напряжений возникающих в несущем каркасе мостовых кранов при столкновении с буферами от конструктивной характеристики буферов и мостовых кранов. Приводится энергетический метод определения максимальных значений этих напряжений.

STRESSES GENERATING IN SUPERSTRUCTURES OF OVERHEAD TRAVELLING
CRANES DURING THEIR RUN AGAINST ELASTIC BUFFERS

S u m m a r y

In the paper the author has justified the necessity of the carrying out the researches on overhead cranes impact. The dependence of the stresses developed in the superstructure of overhead cranes because of its impact with buffers on constructional features of cranes as well as buffers has been proved. The energetic procedure on the evaluating those maximum stresses has been represented.