

**Henryk SANECKI**

Instytut Pojazdów Szynowych, Politechnika Krakowska

E-mail: hsa@mech.pk.edu.pl

## **Analiza dynamiczna wybranych podzespołów przyłączonych do pudeł pojazdów szynowych**

### 1 Wstęp

Zgodnie z normą [1] (tab. 13) należy przyjmować, że na elementy wyposażenia wagonu działają siły bezwładnościowe pojawiające się w trakcie eksploatacji wagonu, a także inne obciążenia, w tym siły generowane przez samo wyposażenie. Wg [1] ekstremalne przyspieszenia wzdłużne  $a_x$  działające na pojazdy pasażerskie kategorii P-I oraz na wagony towarowe wynoszą nawet  $\pm 5g$ , gdzie  $g$  – przyspieszenie ziemskie. Dla lokomotyw i dla pojazdów kategorii P-II i P-III przyjmuje się  $a_x = \pm 3g$  a dla kategorii P-IV i P-V  $a_x = \pm 3g$ . Przyspieszenia poprzeczne  $a_y$  dla wszystkich rodzajów pojazdów szynowych wynoszą  $\pm 1g$ . W przypadku przyspieszenia pionowego zalecane jest stosowanie zależności:

$$a_z(x) = [1 + s \cdot c(x)]g, \quad (1)$$

gdzie

$$c(x) = \frac{1}{2} + \frac{3|x|}{L}, \quad x \in \left\langle -\frac{L}{2}, \frac{L}{2} \right\rangle, \quad (2)$$

$L$  – długość całkowita wagonu,  $s \in \langle -1, +1 \rangle$ .

Analizując problem, należy wziąć pod uwagę, że:

- obecne standardy projektowania polegają między innymi na minimalizacji ciężaru, co powoduje, że elementy konstrukcyjne są projektowane z małym zapasem bezpieczeństwa,
- konieczne są poprawki dla wyników dotyczących naprężeń i odkształceń, jeśli w programie MES zadeklarowano jedynie analizę liniowo-sprężystą,
- obciążenia, o których mowa powyżej, generowane są przez silne przyspieszenia mogące wywoływać odkształcenia sprężysto-plastyczne o dość dużej prędkości,
- urządzenia przyłączone do pudeł powinny mieć swoje dokładne odwzorowania w modelu MES – jednak dość częsty wyjątek stanowi wyposażenie o względnie małych rozmiarach, bo wtedy można go zastąpić zastępczą masą skupioną umieszczoną w środku ciężkości.

Konkretne przykłady obiektów badanych jako urządzenia przyłączone do pudła wagonu to między innymi:

- zbiorniki na ciecze,
- zbiorniki na powietrze,
- wanny klimatyzacyjne,
- elementy wyposażenia zwiększające komfort podróży,

- przetwornice,
- urządzenia elektryczne lub elektromechaniczne,
- punkty mocowania układów hamulcowych.

W niektórych przypadkach należy dokonać weryfikacji połączeń mocujących urządzenia do pudła wagonu z uwagi na obciążenia mogące wywołać zmęczenie materiału. Należy dopilnować, aby były uwzględnione wszystkie istotne obciążenia z przyporządkowanymi odpowiednimi liczbami cykli. Sprzęt powinien wytrzymać obciążenia powodowane przez przyspieszenia od dynamiki pojazdu oraz wszelkie dodatkowe obciążenia wynikające z działania samego urządzenia. Przyspieszenia mogą być określane w sposób opisany w pkt 6.6.4 normy [1]. Empiryczne poziomy przyspieszeń działających w elementach wyposażenia, ustalone dla normalnych warunków europejskich, są podane w tabeli 16, 17 i 18 normy [1]. Liczba cykli obciążeń może być przyjęta jako  $10^7$ .

## 2 Mocowanie wyposażenia

Na rysunku 1 przedstawiono schematy 2 urządzeń przyłączonych do pudła (np. do ostoi) wagonu. Jedno (a) charakteryzuje się zwartą budową, a drugie (b) – zwiększonym wymiarem  $l$  (mierzonym w kierunku osi  $x$ ) w stosunku do jego wysokości. W pierwszym przypadku urządzenie może być zastąpione masą skupioną  $m$  (rys. 1c), powiązaną sztywnymi elementami bezpośrednio z pudłem lub za pośrednictwem elementów przyspawanych do tego pudła. Urządzenie takie zwykle powinno mieć możliwość demontażu, co powoduje, że stosowane są połączenia śrubowe. W drugim przypadku – w celu uwzględnienia zmiennego przyspieszenia  $a_z(x)$  działającego na długie urządzenie – lepiej jest zastosować dwie masy punktowe  $m_1$  i  $m_2$ , umieszczone w odległości  $x_1$  i  $x_2$ , jak na rysunku 1d. Układ zastępczy powinien spełniać warunki:

$$m_1 + m_2 = m, \quad (3)$$

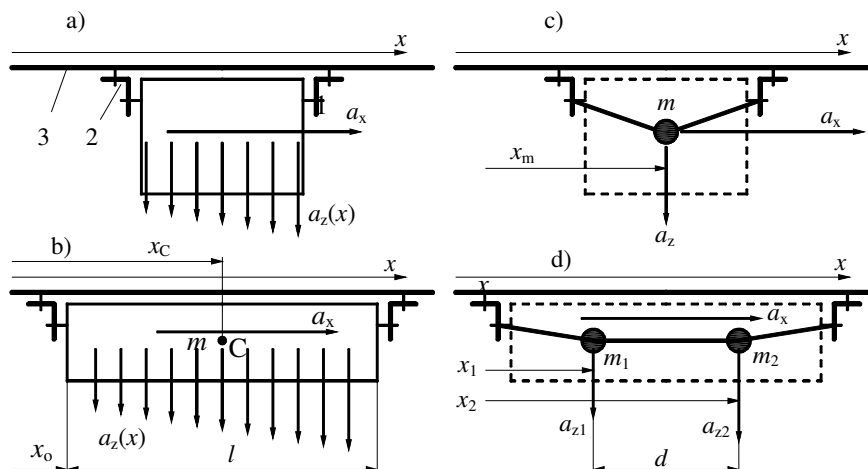
$$x_2 - x_1 = d, \quad (4)$$

gdzie  $d$  – jest odległością pomiędzy masami skupionymi  $m_1$  i  $m_2$ , którą trzeba dobrać wg wytycznych zamieszczonych poniżej.

Biorąc pod uwagę związki (3) i (4), warunki równowagi sił i momentów (w których  $d\mu = \rho dx$ ,  $\rho$  – oznacza gęstość masy urządzenia na jednostkę długości mierzonej wzdłuż osi  $x$ ) możemy zapisać w postaci:

$$\int_{x_0}^{x_0+l} a_z(x) d\mu = m_1 a_{z1} + m_2 a_{z2}, \quad (5)$$

$$\int_{x_0}^{x_0+l} x a_z(x) d\mu = m_1 a_{z1} x_1 + m_2 a_{z2} x_2. \quad (6)$$



Rys. 1. Schemat urządzenia 1 przyłączonego do pudła wagonu 3 za pomocą elementów 2; a) – przykład urządzenia o zwartej budowie, b) – przykład urządzenia o zwiększonym wymiarze  $l$  w stosunku do jego wysokości. c) – model zastępczy urządzenia (a) z 1 masą skupioną, d) – model zastępczy urządzenia (b) z 2 masami skupionymi

Fig. 1. Scheme of equipment 1 attached to wagon body 3 with use of members 2; a) – example of equipment of concise structure, b) – example of equipment of increased dimension  $l$  in comparison with its height, c) equivalent model of equipment type (a) with single concentrated mass, d) equivalent model of equipment (b) with two masses

Z równań (5) i (6) można wyznaczyć niewiadome masy oraz ich położenia na osi  $x$ . Ponieważ, zgodnie z (1),  $a_{z1} = a_z(x_1) = [1 + s \cdot c(x_1)]g$  oraz  $a_{z2} = a_z(x_2) = [1 + s \cdot c(x_1 + d)]g$ , zatem można utworzyć związki:

$$a_{z2} = a_{z1} + 3s \frac{gd}{L}, \quad (7)$$

$$x_1 = s \frac{L}{3} \cdot \left( \frac{a_{z1}}{g} - 1 - \frac{s}{2} \right). \quad (8)$$

Związki te obowiązują dla przypadku, gdy urządzenie położone jest całkowicie po stronie dodatniej osi  $x$ , czyli dla  $x_0 \geq 0$ , a także (po wykorzystaniu symetrii) gdy  $x_0 + l \leq 0$ . W efekcie końcowym, po odpowiednich przekształceniach, otrzymujemy równanie kwadratowe ze względu na niewiadomą  $a_{z1}$  o postaci:

$$a_{z1}^2 + a_{z1}B + C = 0, \quad (9)$$

gdzie

$$B = 3s \frac{gd}{L} - 2a_{zC}, \quad C = \frac{J_y}{m} \cdot \left(3s \frac{g}{L}\right)^2 + a_{zC} \left[ x_C - d + \frac{L}{3} \left( \frac{1}{s} + \frac{1}{2} \right) \right] \cdot 3s \frac{g}{L}. \quad (10)$$

We wzorach (10) zastosowano oznaczenia:

$$m = \int_{x_0}^{x_0+l} d\mu, \quad x_C = \frac{1}{m} \int_{x_0}^{x_0+l} x d\mu, \quad a_{zC} = [1 + s \cdot c(x_C)]g, \quad J_y = \int_{x_0}^{x_0+l} (x - x_C)^2 d\mu. \quad (11)$$

Zastępcze masy skupione można wyznaczyć wg wzorów:

$$m_1 = (a_{z2} - a_{zC}) \cdot \frac{mL}{3sgd}. \quad (12)$$

Równanie (9) narzuca ograniczenie:

$$B^2 - 4C \geq 0, \quad (13)$$

z którego otrzymujemy warunek na wymiar  $d$ , mianowicie:

$$d \geq d_{\min} = \pm \frac{2}{3} \cdot \frac{L}{sg} \cdot \sqrt{a_{zC} \left[ x_C + \frac{L}{3} \left( \frac{1}{s} + \frac{1}{2} \right) \right] \cdot 3s \frac{g}{L} - a_{zC}^2 + \frac{J_y}{m} \cdot \left( 3s \frac{g}{L} \right)^2}. \quad (14)$$

Wymiar  $d$  powinien być jak najbliższy wartości minimalnej, w przeciwnym razie współrzędna  $x_1$  lub  $x_2$  może wyjść poza zakres  $\langle x_0, x_0 + l \rangle$ , czyli poza obudowę urządzenia. Potwierdzają to przykładowe obliczenia.

Przedstawione powyżej wzory na parametry skupionych mas zastępczych mogą być przydatne do analizy naprężeń w strefach połączeń danego urządzenia z zasadniczymi elementami nośnymi pudła, ale także w przypadku analiz dynamicznych całego pojazdu. Duża liczba podłączonych urządzeń o trudnej do zamodelowania strukturze wewnętrznej może być łatwo zaimplementowana do ogólnego modelu jako układ z wieloma masami skupionymi.

Należy podkreślić, że w praktyce inżynierskiej najważniejszym zagadnieniem związanym z projektowaniem mocowania podzespołów wyposażenia do pudła pojazdu szynowego jest weryfikacja miejsc ich połączenia z elementami nośnymi tego pojazdu. Najczęściej stosowane są rozłączne połączenia śrubowe. Weryfikacja takich połączeń może odbywać się znanymi metodami analitycznymi, opisanymi na przykład w [4], według wytycznych VDI [5] lub z zastosowaniem metod numerycznych (MES).

### 3 Mocowanie układu hamulcowego

Ten rozdział pracy dotyczy układu hamulcowego wagonu towarowego z klockami wykonanymi z kompozytów (odmiana „K”). Stosunkowo wysoka wartość współczynnika tarcia uzyskiwana przez klocki kompozytowe w porównaniu z klockami żeliwnymi powoduje, że hamulec składa się tylko z jednego cylindra pneumatycznego

(rys. 2) i jednego napędu ręcznego, obsługującego jednocześnie dwa wózki wagonu. Zmniejszenie sił w układzie hamulcowym przyczynia się do tego, że średnica cylindra jest stosunkowo mała i wynosi 12'' ( $D = 300$  mm) przy maksymalnym ciśnieniu powietrza w cylindrze  $p = 0.38$  MPa.

W przykładowych obliczeniach zastosowano następujące dane: wymiary dźwigni  $a = 500$  mm,  $b = 340$  mm,  $g = 285$  mm, sprawność hamulca pneumatycznego (cylinder-wózek)  $\eta = 0.83$ , sprawność za nastawiaczem  $\eta_R = 0.90$ , maksymalna siła zwrotna sprężyny cylindra  $F_F = 1.4$  kN, maksymalna siła w nastawiaczu  $F_R = 2.0$  kN, stal S355 jako materiał elementów konstrukcyjnych układu hamulcowego. Przyjęto też następujące dane dotyczące hamulca ręcznego: średnica koła napędowego  $D_K = 470$  mm, siła na kole  $F_K = 500$  N, przełożenie przekładni zębatej  $z_2/z_1 = 18/12$ , skok gwintu śruby  $h = 12$  mm, sprawność mechanizmu śrubowego  $\eta_H = 0.19$ , sprawność hamulca ręcznego (od ciągnia 8 – do wózka)  $\eta_p = 0.80$ .

Poniżej przedstawiono podstawowe obciążenia działające w układzie hamulcowym wagonu towarowego, które należy wziąć pod uwagę podczas weryfikacji wytrzymałościowej. Przede wszystkim testowane powinny być miejsca mocowania układu hamulcowego względem ramy podwozia. Jest to mocowanie siłownika pneumatycznego oraz mocowanie mechanizmu śrubowego będącego częścią składową hamulca ręcznego. Ogólnie zdefiniowano trzy grupy obciążeń:

- obciążenia wywołane napędem ręcznym,
- obciążenia wywołane ciśnieniem maksymalnym w cylindrze  $p = 0.38$  MPa,
- obciążenia wywołane siłami dynamicznymi związanymi z przyspieszeniami  $a_x$ ,  $a_y$  i  $a_z$ .

We wszystkich przypadkach obciążeń traktowanych jako statyczne naprężenia dopuszczalne, wg [2] i [3], wynoszą 355 MPa i 323 MPa (dla spoin).

Zgodnie z rysunkiem 2, pomijając siły tarcia w połączeniach sworzniowych, dla przypadku pracy układu hamulcowego napędzanego siłownikiem pneumatycznym możemy napisać wzory:

$$R_1 = R_2 = F_t a/b - F_R, \quad (15)$$

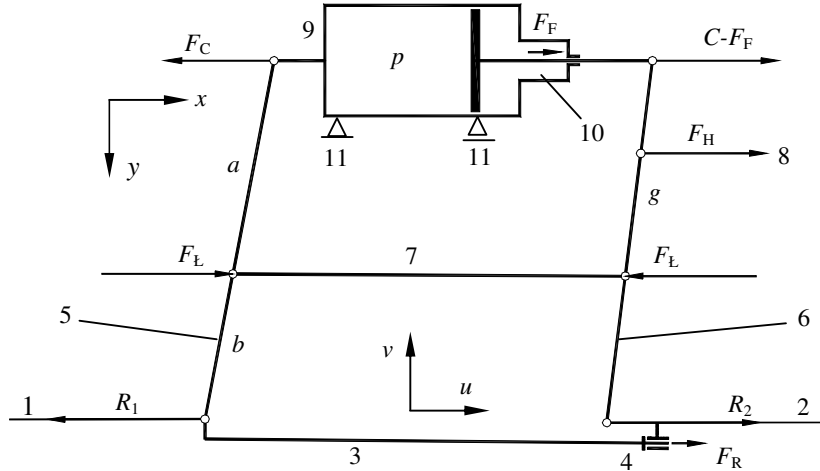
$$F_t = C - F_F, \quad (16)$$

gdzie należy podstawić:

$$C = p A. \quad (17)$$

Obciążenia punktów mocowania cylindra pochodzą od dwu sił wewnętrznych działających w cylindrze, takich jak siła  $C$  i siła  $F_F$ , oraz od jednej siły zewnętrznej  $F_C$ . Zakładając, że drągi 1, 2, 3 oraz łącznik 7 są położone prawie równolegle do osi cylindra, można pominąć niewielkie składowe siły działające w kierunku poprzecznym do jego osi. Symulacja geometryczna pracy układu w stanie obciążonym (graficzna lub numeryczna) potwierdza takie założenie.

Analiza obciążeń działających na mocowanie cylindra prowadzi do wniosku, że układ sił  $C$ ,  $F_F$  i  $F_C$  zamyka się i nie powoduje znaczących naprężeń w jego podparciu.



Rys. 2. Części składowe i siły działające w charakterystycznych punktach układu hamulcowego: 1, 2 – drągi podłączone do wózków; 3 – drąg nastawiacza; 4 – nastawiacz; 5, 6 – dźwignie główne; 7 – łącznik dźwigni; 8 – cięgno hamulca ręcznego; 9 – cylinder pneumatyczny; 10 – komora sprężyny zwrotnej; 11 – punkty mocowania cylindra

Fig. 2. Components and forces acting at characteristic points of the braking system: 1, 2 – rods connected to bogies; 3 – rod of adjuster; 4 – adjuster; 5, 6 – main levers; 7 – levers link; 8 – handbrake linkage; 9 – pneumatic cylinder; 10 – chamber of reversion spring; 11 – fixing points of cylinder

W przeciwieństwie do innych układów hamulcowych nie jest potrzebna weryfikacja wytrzymałości zmęczeniowej połączeń układu hamulcowego z ostoją wagonu.

Kolejny przypadek obciążeniowy dotyczy hamowania ręcznego ( $i_s$  – przełożenie napędu ręcznego). Siła zewnętrzna działająca na punkt mocowania dźwigni przy cylindrze może być obliczona wg wzoru:

$$F_C = F_L \cdot b/(a+b), \quad (18)$$

gdzie

$$F_L = F_H \cdot (g+b)/b - F_F \cdot \eta_p(a+b)/b, \quad (19)$$

$$F_H = F_K \cdot i_s \cdot \eta_H, \quad (20)$$

$$i_s = \pi D_K/h \cdot z_2/z_1. \quad (21)$$

W tym przypadku obciążenia punktów mocowania cylindra pochodzą od siły wewnętrznej w cylindrze  $F_F$  oraz od siły zewnętrznej  $F_C$  obliczonej wg (18). Dodatkowo należy zweryfikować punkt mocowania mechanizmu śrubowego, gdzie działa siła  $F_H$ .

Dla identyfikacji wyników analizy numerycznej zdefiniowano następujące dwa przypadki obciążeń (LC – *load case*) wynikających bezpośrednio z działania układu hamulcowego przedstawionego na rysunku 2:

– LC1 – przypadek działania siły  $F_C = 11926$  N obliczonej wg wzoru (18), siły  $F_H = 17534$  N obliczonej wg wzoru (20) oraz siły wewnętrznej  $F_F = 1400$  N; działają one podczas hamowania ręcznego (ciśnienie  $p = 0$ );

– LC2 – przypadek działania siły  $F_C = F_t = 25447$  N obliczonej wg wzoru (16), siły  $C = 26847$  N (w postaci parcia wywołanego ciśnieniem  $p$ ) oraz siły wewnętrznej  $F_F = 1400$  N; działają one podczas normalnego hamowania, a obciążenie wywołane jest ciśnieniem  $p = 0.38$  MPa.

Oprócz obciążeń związanych bezpośrednio z hamowaniem należy również wziąć pod uwagę działanie sił dynamicznych związanych z przyspieszeniami  $a_x$ ,  $a_y$  i  $a_z$ . Są to tzw. obciążenia próbne przewidziane przez normę [2] (pkt 5.2.4.2 oraz tab. 10, 11 i 12) dla sprawdzenia wytrzymałości zamocowań wyposażenia podczas normalnej eksploatacji.

Mocowanie cylindra jest również narażone na obciążenia wynikające z przyspieszeń  $a_x = \pm 5g$ ,  $a_y = \pm 1g$  oraz  $a_z = (1 \pm c)g$ , przy czym  $c = 0.5$  zakładając, że cylinder pneumatyczny zamontowany jest w środku wagonu. Biorąc pod uwagę specyficzne warunki działania układu hamulcowego, należy sprawdzić kolejne trzy przypadki:

- LC3 – działanie sił bezwładności wywołanych przyspieszeniami  $a_x = 5g$  oraz  $a_z = 1g$ ,
- LC4 – działanie sił bezwładności wywołanych przyspieszeniami  $a_y = 1g$  oraz  $a_z = 1g$ ,
- LC5 – działanie sił bezwładności wywołanych przyspieszeniem  $a_z = 1.5g$ .

W każdym z ostatnich 3 przypadków należy uwzględnić masę cylindra, dźwigni i innych ruchomych elementów układu sprzężonych bezpośrednio lub pośrednio z cylindrem (rys. 3) oraz siły wynikające z hamowania (jak dla przypadku LC2). Orientacyjne ciężary elementów ruchomych układu hamulcowego najlepiej jest wyznaczyć z zastosowaniem trójwymiarowego modelowania programem CAD. Przyspieszenia  $a_x$ ,  $a_y$  i  $a_z$  wywołują siły bezwładności w elementach mających swoje odpowiedniki w modelu 3D, a także siły działające w pozostałych elementach ruchomych nie posiadających odpowiedników w modelu. Ich działanie zastępują siły  $B_i$  oraz  $B_{sj}$  – rysunek 3 ( $i$  oznacza numer elementu,  $j$  oznacza numer sworznia). Wartości ich składowych działających wzdłuż osi  $x$  i  $y$  wyliczono wg wzorów:

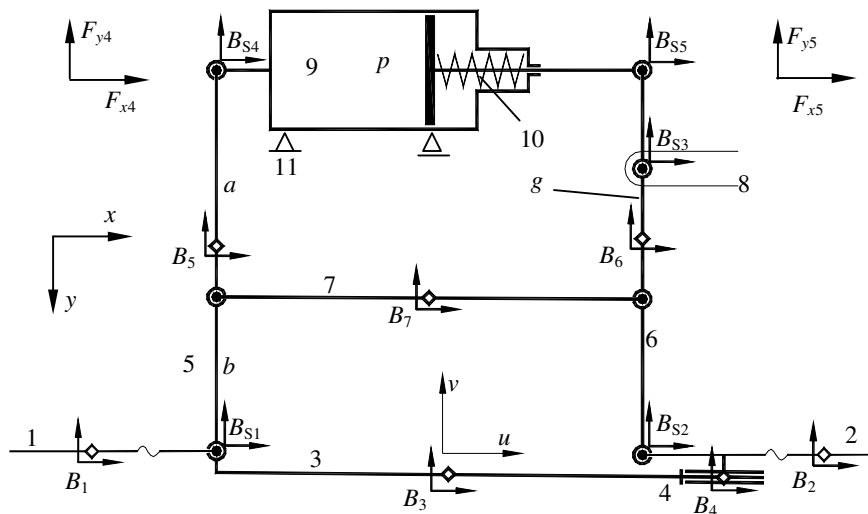
$$B_{xi} = a_x m_i, \quad B_{yi} = a_y m_i, \quad B_{xsj} = a_x m_{sj}, \quad B_{ysj} = a_y m_{sj}. \quad (22)$$

Siły oddziaływania układu dźwigni na cylinder z obu jego stron  $F_{x4}$ ,  $F_{y4}$ ,  $F_{x5}$ ,  $F_{y5}$  wynikają z warunków równowagi statycznej obciążeń. Siły te są równoważne siłom bezwładności wg następujących wzorów:

$$F_{x4} + F_{x5} = \frac{1}{a+b} \cdot \left( \sum_{i=5}^7 B_{xi} v_i + \sum_{j=3}^5 B_{xsj} v_{sj} \right), \quad (23)$$

$$F_{y4} = \left( \sum_{i=1}^7 B_{yi} \lambda_{i4} + \sum_{j=1}^5 B_{ySj} \lambda_{Sj4} \right), \quad F_{y5} = \left( \sum_{i=1}^7 B_{yi} \lambda_{i5} + \sum_{j=1}^5 B_{ySj} \lambda_{Sj5} \right), \quad (24)$$

gdzie  $v_i$  i  $v_{Sj}$  – oznaczają współrzędne środków ciężkości poszczególnych elementów składowych układu mierzone względem osi cięgien 1 i 2. Zakłada się, że drągi 1, 2, 3, a także nastawiacz 4 nie posiadają swobody w kierunku osi  $x$ . Wielkości oznaczone jako  $\lambda_{i4}$ ,  $\lambda_{Sj4}$  i  $\lambda_{i5}$ ,  $\lambda_{Sj5}$  – to parametry określające udział poszczególnych elementów w ich oddziaływaniu na obudowę cylindra w kierunku osi  $y$ . Traktując te parametry jako wektory, można je zapisać jako:  $\lambda_{i4} = [0.5, 0, 0.5, 0, 1, 0, 0.5]$ ,  $\lambda_{Sj4} = [1, 0, 0, 1, 0]$ ,  $\lambda_{i5} = [0, 0.5, 0.5, 1, 0, 1, 0.5]$ ,  $\lambda_{Sj5} = [0, 1, 1, 0, 1]$ .



Rys. 3. Siły bezwładności  $B_i$  działające w elementach układu hamulcowego na skutek przyspieszeń wzdłużnych  $a_x$  oraz poprzecznych  $a_y$ ;  $F_{x4}$ ,  $F_{y4}$ ,  $F_{x5}$ ,  $F_{y5}$  – siły zastępujące dynamiczne oddziaływanie układu dźwigni na cylinder

Fig. 3. Inertial forces  $B_i$  acting in brake system components caused by axial  $a_x$  and transverse acceleration  $a_y$ ;  $F_{x4}$ ,  $F_{y4}$ ,  $F_{x5}$ ,  $F_{y5}$  – forces equivalent for dynamic impact of lever system on cylinder

Suma sił wyznaczona wg wzoru (23) może być przyłożona do korpusu cylindra w miejscu uzależnionym od konstrukcji jego obudowy i podparcia na ramie pojazdu.

Ze względu na możliwe rozbieżności co do mas i wymiarów ustalonych na etapie wstępnego projektowania zastosowano zapas bezpieczeństwa  $S_{MES} = 1.15$  ( $S_1$  – zgodnie z zaleceniem normy [2]). Zapas ten zastosowano również do samego cylindra hamulcowego odwzorowanego w modelu MES.

Na zakończenie niniejszego rozdziału należy podkreślić, że elementy analizowanego układu hamulcowego są dodatkowo narażone na wibracje w czasie jazdy. Jest



to związane ze stosunkowo małymi siłami działającymi w układzie hamulcowym. Podczas projektowania przyjmuje się niższe wymagania wytrzymałościowe, zmniejsza się niektóre wymiary, co wpływa na zmniejszenie sztywności elementów układu.

#### Literatura

1. EN 12663-1, March 2010. *Railway applications. Structural requirements of railway vehicle bodies – Part 1: Locomotives and passenger rolling stock (and alternative method for freight wagons)*
2. EN 12663-2, March 2010. *Railway applications. Structural requirements of railway vehicle bodies – Part 2: Freight wagons*
3. ERRI B12/RP 17, 8th edition. *Wagons. Programme of tests to be carried out on wagons with steel underframe and body structure (suitable for being fitted with automatic buffing and draw coupler) and on their cast steel bogies*. Utrecht, April 1997.
4. R. L. Norton, *Machine Design. An Integrated Approach*. Pearson Prentice Hall, 2006, 3rd ed.
5. VDI 2230: *Systematic Calculation of High Duty Bolted Joints*.

#### Streszczenie

Praca prezentuje metodykę badań symulacyjnych dotyczących zamocowań wybranych podzespołów przyłączonych do elementów nośnych pojazdów szynowych. Opisano metodykę obliczeń dotyczących mocowań, która może być przydatna między innymi do takich podzespołów jak zbiorniki, elementy wyposażenia zwiększającego komfort podróżowania, układy hamulcowe, a także urządzenia elektryczne. Duża liczba podłączonych urządzeń o trudnej do zamodelowania strukturze wewnętrznej może być łatwo zaimplementowana do ogólnego modelu jako układ z wieloma masami skupionymi.

**Słowa kluczowe:** pojazdy szynowe, podzespoły przymocowane, układy hamulcowe, dynamiczne oddziaływanie wyposażenia.

## **Dynamic analysis of selected components attached to bodies of rail vehicles**

#### Summary

The paper presents a methodology of simulation studies concerning the fastening of components connected to the load-bearing elements of rail vehicles. This methodology of calculations may be useful to strength verifications of fixing of components such as tanks, travel enhancements, braking systems, and electrical equipment. A large number of attached devices, mostly with a difficult to model internal structure, can easily be implemented in the general model as a system with multiple masses.

**Keywords:** rail vehicles, fixed components, braking systems, dynamic impact of equipment

