

Określenie trwałości eksploatacyjnej osi kolejowych zestawów kołowych na podstawie symulacji komputerowej dynamicznego oddziaływania układu jezdni pojazdu z torem

W pracy przedstawiono metodę określania trwałości zmęczeniowej osi kolejowego zestawu kołowego wózka 25A na wagonu pasażerskiego typu Z1 przeznaczonego do prędkości jazdy 200 km/h na podstawie przebiegów naprężeń uzyskanych metodą symulacji komputerowej dynamicznego oddziaływania układu jezdni pojazdu z torem. W ten sposób otrzymano widmo obciążeń osi dla szerokiego zakresu warunków eksploatacji badanego obiektu. Wyróżniono przy tym dwa zakresy częstości oddziaływania dynamicznego pojazd-tor, tj. częstości niskie i średnie, wykorzystując do tego celu odpowiednie modele matematyczne. Oszacowanie samej trwałości zmęczeniowej przeprowadzono metodą kumulacji cząstkowych uszkodzeń dla poszczególnych poziomów amplitud naprężeń. Przeprowadzona prognoza potwierdziła, iż oś badanego zestawu kołowego zaprojektowano z dostatecznym zapasem bezpieczeństwa, gdyż obliczone maksymalne wartości amplitud naprężeń leżą poniżej granicznej wartości wytrzymałości zmęczeniowej.

1. WSTĘP

Obciążenia szybkozmienne w czasie, wywoływane efektami dynamicznymi w postaci drgań i uderzeń, stanowią przyczynę uszkodzeń zmęczeniowych elementów roboczych maszyn, pojazdów i konstrukcji. Do takich elementów należą m. in. zestawy kołowe pojazdów szynowych, których trwałość zmęczeniowa jest podstawą niezawodności i bezpieczeństwa ruchu wagonów kolejowych i lokomotyw. Dlatego obliczanie trwałości zmęczeniowej osi zestawów kołowych lokomotyw, wagonów pasażerskich i towarowych należy do czynności rutynowych w procesie konstruowania tych elementów. Dotychczas obliczenia te przeprowadzano w sposób tradycyjny przyjmując założenie statycznego obciążenia zestawu kołowego podczas jazdy z uwzględnieniem ok. 20÷30 – procentowej tzw. nadwyżki dynamicznej, [1]. Taki sposób postępowania wydawał się zapewniać dostateczną trwałość zmęczeniową osi zestawów kołowych ze względu na fakt dobierania ich wymiarów geometrycznych na tyle dużych aby nadać osiom przede wszystkim wymaganą sztywność giętą i skrętną. Jednak wraz ze zwiększaniem się prędkości podróży nowoczesnych pociągów pasażerskich rośnie znaczenie towarzyszących tym prędkościom obciążeń dynamicznych zestawów kołowych i tym samym niebezpieczeństwa wcześniejszego powstawania uszkodzeń typu zmęczeniowego. W tej sytuacji przeprowadzenie analizy trwałości zmęczeniowej przy uwzględnieniu w pełni dynamicznego charakteru obciążenia osi zestawów kołowych staje się niemal koniecznością.

Jednym ze sposobów uzyskiwania przebiegów dynamicznych sił i momentów działających na oś zestawu kołowego podczas jazdy potrzebnych do wyznaczenia odpowiednich amplitud obciążenia jest pomiar dokonywany na rzeczywistym obiekcie. Jednak przeprowadzanie tego typu badań eksperymentalnych dla różnych warunków eksploatacji pojazdu szynowego zgodnie z ogólnymi

wymogami, zakładanymi przy prognozowaniu trwałości zmęczeniowej jest niezwykle kosztowny. Ponadto, wyniki samych pomiarów są również obarczone mniejszymi lub większymi błędami. W związku z powyższym, znacznie wygodniejszym, tańszym oraz niemniej wiarygodnym sposobem uzyskiwania przebiegów dynamicznych sił i momentów działających na oś zestawu kołowego podczas jazdy jest symulacja komputerowa dynamicznego oddziaływania pojazdu szynowego z torem dokonywana przy pomocy odpowiednio zidentyfikowanego modelu mechanicznego i matematycznego. Przy wykorzystaniu tej techniki można prognozować trwałość zmęczeniową również dla obiektów nie istniejących jeszcze w rzeczywistości, a będących dopiero w fazie projektowania. Wówczas technika ta pozwala na stosunkowo tanie i efektywne rozpatrywanie wielu wariantów konstrukcyjnych. Taka metoda prognozowania trwałości zmęczeniowej szczególnie odpowiedzialnych elementów maszyn, pojazdów i konstrukcji jest już od dość dawna znana w praktyce inżynierskiej. Jak wynika z licznej literatury, np. z prac [2,3], czy monografii [4], stosuje się ją przy konstruowaniu układów napędowych maszyn roboczych i pojazdów oraz układów korbowych spalinowych silników tłokowych. Prognozowanie trwałości zmęczeniowej metodą symulacji komputerowej wykorzystuje się również przy projektowaniu łopatek maszyn przepływowych, tj. turbin parowych i gazowych, sprężarek, dmuchaw, wentylatorów i innych, [5,6]. W wielu gałęziach przemysłu maszynowego, środków transportu i in. w powszechnym użytku znajdują się zintegrowane systemy programów komputerowych przeznaczone do symulacji drgań całego badanego obiektu, wyznaczania współczynników koncentracji naprężeń rozpatrywanych odpowiedzialnych elementów takiego układu oraz do prognozowania ich trwałości zmęczeniowej metodą kumulacji uszkodzeń. Takim systemem jest m. in. pakiet programów *Falancs* oferowany przez belgijską firmę LMS-International.

2. OKREŚLENIE TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ METODĄ KUMULACJI USZKODZEŃ CZĄSTKOWYCH

Dla ustalenia trwałości zmęczeniowej jakiegokolwiek elementu konstrukcji pracującego przy obciążeniach okresowo zmiennych potrzebna jest znajomość :

- Wyników badań wytrzymałości zmęczeniowej danego elementu w postaci funkcji

$$\sigma_{\max i} = f(N_i) \quad (1)$$

definiującej tzw. krzywą Wöhlera, opisuje ona wytrzymałość zmęczeniową szeregu badanych jednakowych próbek, w jednakowych warunkach, przy stałych wartościach naprężeń średnich, a różnych wielkościach amplitud naprężeń. Każdy punkt tej krzywej odpowiada wytrzymałości zmęczeniowej badanej próbki, tzn. po ilu cyklach N_i obciążenia na poziomie maksymalnych naprężeń $\sigma_{\max i}$ badana próbka ulegnie złamaniu zmęczeniowemu. Uzyskane z badań poszczególnych próbek na różnych poziomach $\sigma_{\max i}$ punkty pomiarowe łączymy w jedną krzywą noszącą nazwę wykresu Wöhlera.

- Historii rzeczywistych przebiegów odkształceń zarejestrowanych dla różnych warunków pracy danego elementu jakie mogą wystąpić podczas normalnej eksploatacji. Wykresy częstości rzeczywistych przebiegów odkształceń ukazują liczby sumarycznej częstości amplitud naprężeń (odkształceń) dla różnych poziomów tych amplitud występujących podczas różnych warunków pracy danego elementu w trakcie eksploatacji. Tabele maksimów i minimów naprężeń są dodatkową ilustracją historii naprężeń (odkształceń) występujących pod działaniem kolejnych rodzajów obciążeń.

Na podstawie reguły linearyzacji uszkodzeń zaproponowanej przez Palmgren'a i Minera [2] cząstkowe uszkodzenie określane jest analitycznie jako :

$$D_i = \left(\frac{n_i}{N_i} \right), \quad (2)$$

gdzie D_i oznacza jednostkowe uszkodzenie na cykl przy i -tym poziomie naprężeń $\sigma_{\max i}$, n_i jest liczbą zmian obciążeń z wykresu sumarycznej częstości przy i -tej stałej amplitudzie naprężeń, a N_i jest graniczną liczbą zmian naprężeń, przy której następuje zniszczenie elementu obciążonego na i -tym poziomie naprężeń $\sigma_{\max i}$ wynikających z krzywej Wöhlera.

Pęknięcie zmęczeniowe elementu konstrukcji nastąpi wówczas, gdy wskaźnik liniowej kumulacji uszkodzeń osiągnie wartość równą jedności:

$$\sum_i D_i = \sum_i \left(\frac{n_i}{N_i} \right) = 1 \quad (3)$$

W niniejszej pracy dla określenia trwałości eksploatacyjnej osi kolejowego zestawu kołowego podjęto próbę zastąpienia historii rzeczywistych przebiegów naprężeń uzyskiwanych na drodze żmudnych i bardzo kosztownych badań eksperymentalnych przez obliczone częstości amplitud naprężeń na drodze symulacji komputerowej dynamicznego oddziaływania układu jezdnego pojazdu z torem.

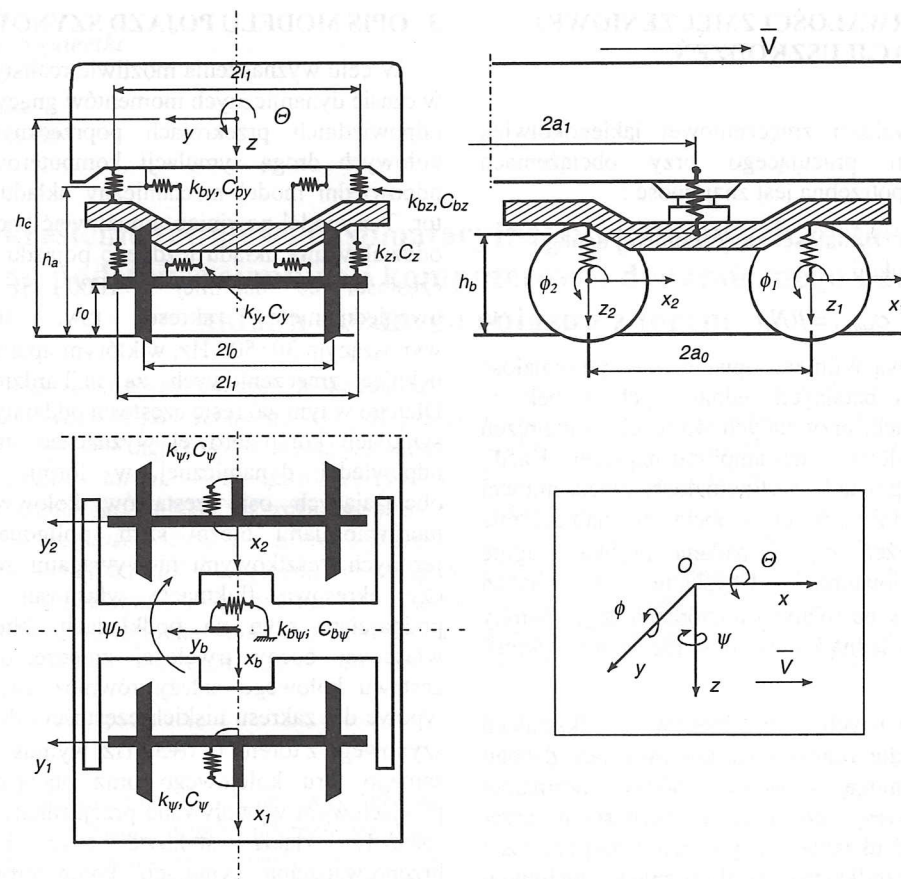
3. OPIS MODELU POJAZD SZYNOWY – TOR

W celu wyznaczenia możliwie realistycznych przebiegów w czasie dynamicznych momentów gnących i skręcających w odpowiednich przekrojach poprzecznych obu zestawów kołowych drogą symulacji komputerowej należy przyjąć odpowiedni model mechaniczny układu pojazd szynowy - tor. Ten model powinien umożliwiać badanie dynamicznego oddziaływania układu jezdnego pojazdu z torem w zakresie częstości co najmniej 0÷1000 Hz, ze szczególnym uwzględnieniem zakresu tzw. średnich częstości wynoszącym 30÷500 Hz, w którym upatruje się powstawanie pęknięć zmęczeniowych za najbardziej prawdopodobne. Dlatego w tym zakresie częstości oddziaływania należy drogą symulacji komputerowej wyznaczać stacjonarne przebiegi odpowiedzi dynamicznej w formie sił i momentów obciążających osie zestawów kołowych wywoływanych nierównościami bieżni szyn, poligonalizacją bieżni kół jezdnych, resztkowymi niewyważeniami zestawów kołowych, czy okresową fluktuacją własności toru powodowaną podparciem szyn na podkładach. Niemniej jednak dla właściwej oceny trwałości zmęczeniowej materiału osi zestawu kołowego należy również uwzględnić obciążenia typowe dla zakresu niskich częstości oddziaływania pojazdu szynowego z torem, tj. 0÷30 Hz, wymuszane nierównościami samego toru kolejowego oraz obciążenia o charakterze przejściowym wywoływane przejazdami przez krzyżownice, rozjazdy, złącza stykowe szyn i inne. W celu przeprowadzenia symulacji komputerowej dynamicznego oddziaływania pojazdu szynowego z torem dla obydwu wymienionych zakresów częstości, tzn. niskoczęstotliwościowego 0÷30 Hz i średniczęstotliwościowego 30÷500 Hz, należy przyjąć odpowiednie modele mechaniczne zapewniające z jednej strony należyta dokładność i wiarygodność uzyskiwanych wyników, a z drugiej strony możliwą prostotę i łatwość przeprowadzanych obliczeń.

3.1 Opis modelu pojazd szynowy – tor dla zakresu niskich częstości oddziaływania

Do symulacji komputerowej dynamicznego oddziaływania pojazdu szynowego z torem w zakresie niskich częstości przyjęto model mechaniczny obejmujący cały pojazd szynowy, tj. wagon pasażerski typu Z1 na wózkach 25ANa. Zastosowano znaną powszechnie technikę modelowania dyskretnego, gdzie pudło wagonu, ramy wózków i całe zestawy kołowe potraktowano jako bryły sztywne o zadanych masach i masowych momentach bezwładności. Te masy są odpowiednio połączone za pomocą nieważkich elementów sprężysto-tłumiących reprezentujących własności pionowego, poprzecznego i wzdłużnego pierwotnego oraz wtórnego usprężynowania wagonu.

W modelu niskoczęstotliwościowym tor jest na ogół sztywnym układem, w którym wprowadza się jego nominalną geometrię ułożenia w postaci odcinków prostych, krzywych przejściowych, łuków, skrzyżowań i rozjazdów.



Rys. 1 Dyskretny model mechaniczny układu wagon kolejowy – tor

Odchylenia od wymiarów nominalnych toru są w tym przypadku charakteryzowane za pomocą nierówności geometrycznych (nierówności). Dla toru o stałych wymiarach nominalnych stosujemy najczęściej cztery parametry do opisu tych nierówności, [7]. Są to: nierówności pionowe i poprzeczne środkowej linii toru, odchyłka szerokości toru, różnica wysokości toków szynowych w danym przekroju poprzecznym toru (nazywana lokalną przechyłką). Można również wymienione cztery parametry zastąpić innymi równoważnymi, np. związanymi z lewym i prawym tokiem szynowym. Nierówności toru stanowią wymuszenia kinematyczne działające na toczące się po szynach zestawy kołowe pojazdu. Są one także brane pod uwagę przy obliczaniu geometrycznych funkcji kontaktowych i sił koło-szyna. Jeżeli siły poprzecznego oddziaływania między kołami i szynami są znaczne, jak np. na łukach o mniejszych promieniach lub na torach zwrotnych rozjazdów, wówczas uzasadnione jest wprowadzenie do modelu podatnych toków szynowych. Przyjmuje się wtedy swobody, [8]. Układ równań ruchu tego modelu ma następującą strukturę:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{p}(t, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}), \quad (4)$$

gdzie $\mathbf{M}$, $\mathbf{C}$ i $\mathbf{K}$ oznaczają odpowiednio macierze kwadratowe bezwładności, tłumieniowo-żyroskopową i sztywności.

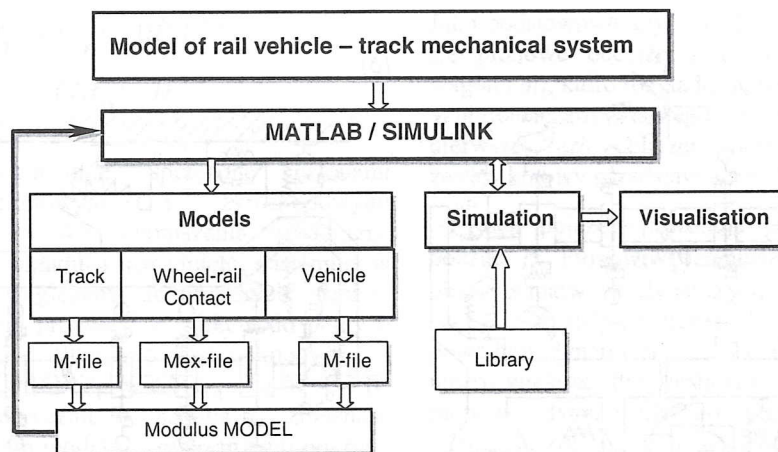
Macierz kolumnowa $\mathbf{q}$ zawiera wzajemnie niezależne współrzędne opisujące ruch poszczególnych brył inercyjnych układu (translacje i obroty). Macierz kolumnowa $\mathbf{p}$ reprezentuje siły, w której można wyróżnić dwa wektory:

bezmasowe lub masowe modele zastępcze szyn, podparte na elementach sprężystych lub sprężysto-tłumiących i współpracujące z kołami zestawów. Zakładając, że pojazd porusza się po torze sztywnym, model mechaniczny układu wagon osobowy – tor posiada 27 stopni swobody, rys. 1, zaś model pojedynczego dwuosowego wózka ma 11 stopni

$$\mathbf{p}(t, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \mathbf{f}(t) + \mathbf{h}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}), \quad (5)$$

gdzie $\mathbf{f}(t)$ jest wektorem sił wymuszających, zaś $\mathbf{h}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ wektorem sił nieliniowych, w tym sił stycznych w styku kół z szynami.

Rozwiązanie układu równań jest uzyskiwane za pomocą opracowanego pakietu oprogramowania współpracującego z MATLAB-em, [9]. Ułatwia to integrację obliczeń numerycznych z analizą wyników. Na rysunku 2 pokazano schemat blokowy połączenia modelu układu z pakietem MATLAB-a.

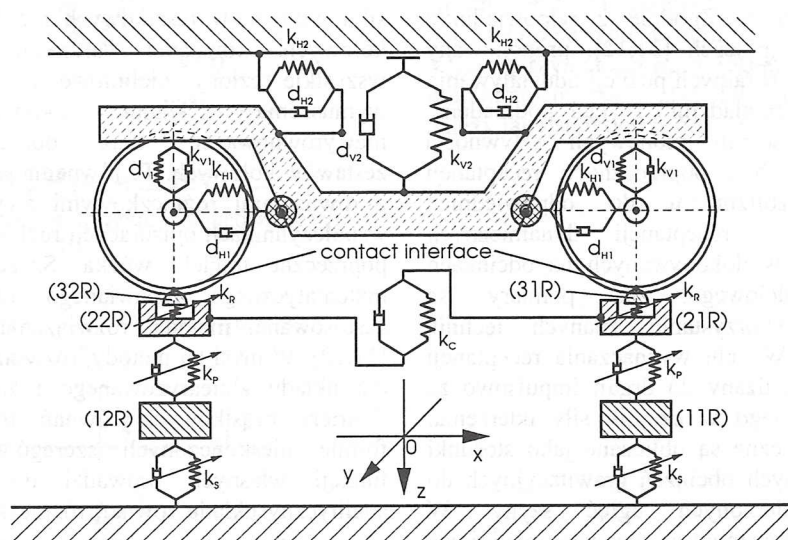


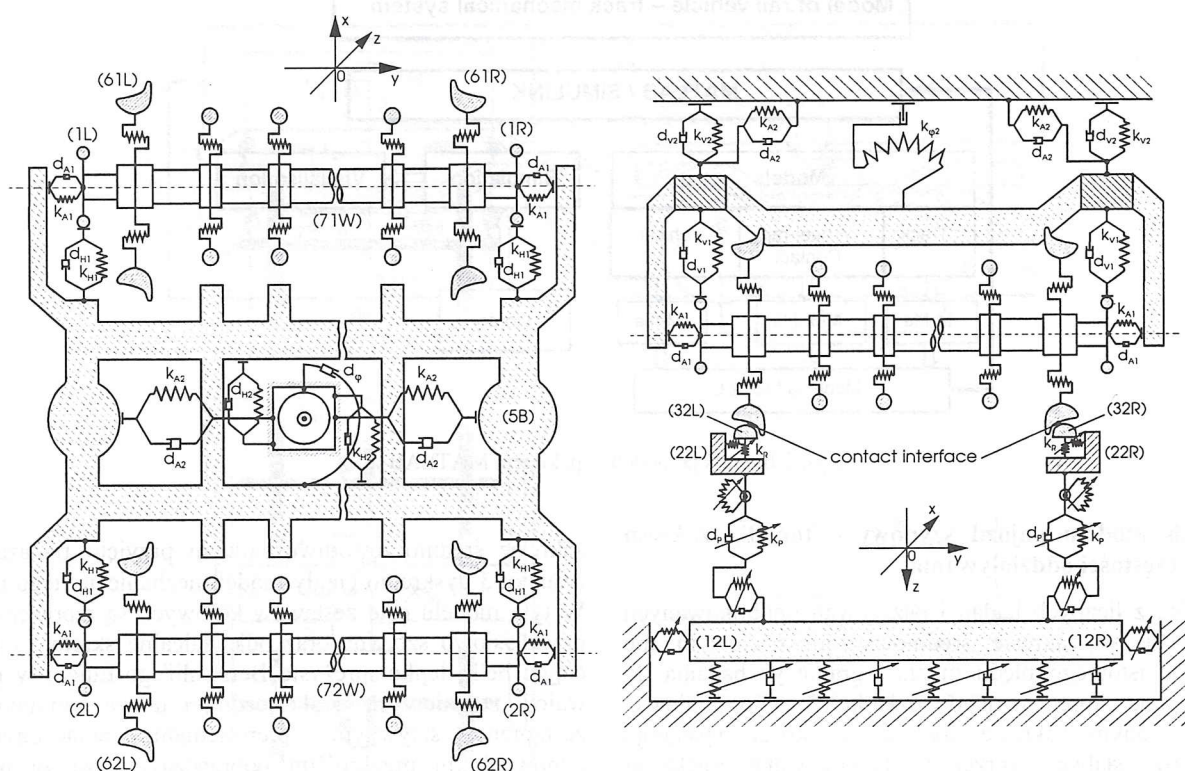
Rys. 2 Integracja modelu z pakietem MATLAB-a.

3.2 Opis modelu pojazd szynowy – tor dla zakresu średnich częstotliwości oddziaływania

Jak wynika z licznych badań i oszacowań opublikowanych np. w [10], w zakresie średnioczęstotliwościowym nie popełniając istotnego błędu można ograniczyć badania do oddziaływania z torem samego wózka kolejowego, ponieważ w wymienionym zakresie średnich częstotliwości występują efekty tzw. słabych sprzężeń spowodowane miękkimi więzami łączącymi zestawy kołowe z ramą wózka oraz ramę wózka z pudłem wagonu w postaci usprężynowania odpowiednio pierwotnego i wtórnego. W przeciwieństwie do przedstawionego powyżej modelu układu pojazd szynowy - tor zastosowanego do symulacji dynamicznego oddziaływania w zakresie niskich częstotliwości 0÷30 Hz, w omawianym przypadku zarówno osie zestawów kołowych, koła, tarcze hamulcowe jak i tor muszą być traktowane jako elementy podatne. W związku z powyższym, do badania dynamicznego oddziaływania wózka kolejowego z torem w

zakresie średnioczęstotliwościowym przyjęto pokazany na rysunku 3 dyskretno-ciągły model mechaniczny tego układu. W tym modelu osie zestawów kołowych są reprezentowane przez osiowo sztywne oraz odkształcalne skrętnie i giętnie ciągle belki lepko-sprężyste Bernoulli'ego-Eulera w postaci wałów stopniowych. Koła jezdne i tarcze hamulcowe są zastąpione sztywnymi pierścieniami połączonymi z odpowiednimi przekrojami poprzecznymi osi za pomocą bezmasowych izotropowych membran sprężystych. Te membrany umożliwiają obroty pierścieni wokół ich średnic oraz przemieszczenia translacyjne pierścieni wzdłuż osi zestawów kołowych. Z kolei osie zestawów kołowych są podparte na swoich końcach w kierunku pionowym, wzdłużnym i poprzecznym do kierunku jazdy za pomocą bezmasowych elementów sprężysto-tłumiących zastępujących odpowiednio pionowe, wzdłużne i poprzeczne usprężynowanie pierwotne wózka. Rama wózka jest reprezentowana





Rys. 3 Dyskretno-ciągły model mechaniczny układu wózek kolejowy – tor

przez bryłę sztywną o 6 stopniach swobody połączoną z pudłem wagonu o bezwładności nieskończenie wielkiej za pomocą bezmasowych elementów sprężysto-tłumiących odpowiadających pionowemu, wzdłużnemu i poprzecznemu usprężynowaniu wtórnemu wózka. W omawianym modelu mechanicznym układu wózek-tor drgania giętno-skrętno-osieowe obydwu zestawów kołowych są sprzężone siłami kontaktowymi kół jezdnych z szynami z pionowymi i poprzecznymi drganiami toru, który jest reprezentowany przez dynamiczny oscylator lepko-bezwładnościowo-sprężysty o 26 stopniach swobody i o okresowo-zmiennych parametrach, jak pokazano na rysunku 3. Zgodnie z odpowiednimi założeniami przyjętymi w pracach [11,12], proponowany model toru dla chwilowych skrajnych pozycji oddziaływania z kołem wózka "między pokładami" i "nad podkładem" charakteryzuje się wartościami pionowych sztywności statycznych oraz pionowych i poprzecznych receptancji dynamicznych bardzo zbliżonymi do odpowiednich sztywności statycznych i receptancji dynamicznych uzyskanych drogą pomiarów dokonywanych na odcinkach rzeczywistego toru kolejowego. Te pomiary są przeprowadzane przy wykorzystaniu znanych technik opisanych np. w [13,14]. W celu wyznaczania receptancji dynamicznych tor jest pobudzany do drgań impulsowo za pomocą młotka wyposażonego w czujnik siły uderzenia. Natomiast sztywności statyczne są obliczane jako stosunki przyłożonych do toru znanych obciążeń grawitacyjnych do odpowiadających im mierzonych ugięć szyny. W omawianym modelu mechanicznym zastosowana nieliniowa teoria Kalkera stanowi dynamiczny interfejs pomiędzy wózkiem a torem.

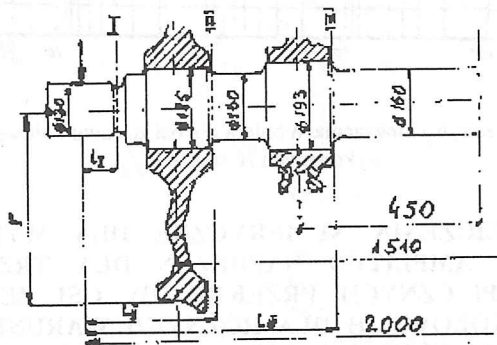
Proponowany model matematyczny wózka charakteryzuje się znanymi równaniami różniczkowymi cząstkowymi jako równaniami ruchu skrętnych i giętnych drgań przekrojów poprzecznych osi zestawów kołowych. Te równania są rozwiązywane z odpowiednimi warunkami brzegowymi będącymi oprócz geometrycznych warunków zgodności przemieszczeń i kątów ugięcia również liniowymi i nieliniowymi równaniami równowagi sprężystych, bezwładnościowych, kontaktowych, grawitacyjnych, tłumiących, żyroskopowych, zewnętrznych sił i momentów, jak również reakcji podpór oraz statycznych i dynamicznych sił i momentów reszkowych niewyrównoważeń zestawów kołowych. Równania warunków brzegowych zawierają wszystkie człony nieliniowe i parametryczne opisujące wymuszenia siłami kontaktowymi, efektami niewyrównoważeń oraz oddziaływaniem zawieszonych zestawów kołowych. Te równania są jednocześnie sprzężone z równaniami różniczkowymi zwyczajnymi o zmiennych współzmiennikach opisujących ruch modelu toru oraz drgania poprzeczne modelu wózka. Szczegółowa postać modelu matematycznego omawianego układu wózek-tor oraz zastosowana metoda rozwiązania są przedstawione w [11,12]. W myśl tej metody, rozwiązanie problemu własnego dla układu zlinearyzowanego i zastosowanie rozwiązania Fouriera cząstkowych równań różniczkowych ruchu w formie nieskończonych szeregów rozwinięć względem funkcji własnych prowadzi do uzyskania w sposób analityczny układu równań różniczkowych zwyczajnych dla współrzędnych Lagrange'a $r_n(t)$, $n=1,2,\dots,\infty$,

$$M(t)\ddot{r}(t) + C(t, \dot{r}_n(t), r_n(t))\dot{r}(t) + K(t, r_n(t))r(t) = F(t, r_n(t)). \quad (6)$$

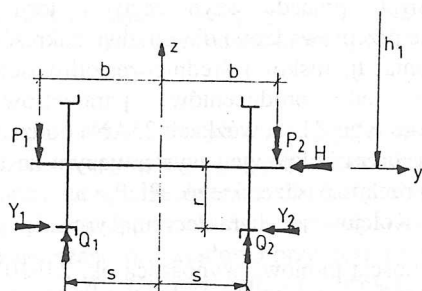
Te równania są wzajemnie sprzężone członami parametrycznymi, nieliniowymi i żyroskopowymi potraktowanymi wstępnie jako wymuszenia zewnętrzne zależne od odpowiedzi układu i rozwinięte następnie w nieskończone szeregi względem analitycznych funkcji własnych. Takie podejście prowadzi w efekcie do pełnych macierzy bezwładności, tłumieniowo-żyroskopowej i sztywności oznaczonych w (6) odpowiednio przez M , C i K . Udowodniona matematycznie szybko zbieżność zastosowanych w przyjętym modelu rozwiązań typu Fouriera w postaci szeregów umożliwia zredukowanie potrzebnej liczby równań (6) do określonej wartości skończonej w celu uzyskania wymaganej dokładności rozwiązania w zadanym zakresie częstości. Przyjęty opis matematyczny rozpatrywanego układu mechanicznego wózek kolejowy-tor i metoda jego rozwiązania są formalnie ścisłe, w przejrzysty sposób demonstrują jakościowe cechy badanego obiektu oraz są wygodne do efektywnej i stabilnej symulacji numerycznej.

4. SCHEMAT OBLICZEŃ WYTRZYMAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ OSI KOLEJOWYCH ZESTAWÓW KOŁOWYCH

Wytrzymałość osi na zginanie i skręcanie obliczymy w pokazanych na rysunku 4 trzech niebezpiecznych przekrojach, w których najczęściej występują pęknięcia zmęczeniowe, tj. w przekroju I - na końcu czopa łożyska, w przekroju II - na podpiąściu osadzonego koła monoblokowego i w przekroju III - na promieniu przejścia podpiąścia tarczy hamulcowej w wał osi.



Rys.4 Połówka osi z zaznaczonymi przekrojami niebezpiecznymi I, II, III.



Rys.5. Układ sił obciążających zestaw kołowy

Jako podstawowe siły obciążające zestaw kołowy przyjmuje się pionowe obciążenie Q masą odsprężynowaną pudła wagonu m_1 , które rozkłada się na oba czopy $1/2 Q = 0,5 m_1 g$. Wpływ ciężaru własnego zestawu $m_2 g$ na zginanie osi w pierwszej fazie obliczeń zaniedbuje się. Siły obciążające zestaw kołowy przedstawia rys. 5.

Ruch pojazdu powoduje przyspieszenia pionowe α i boczne β . Pionowe przemieszczenia pudła wagonu dają pionowe nadwyżki dynamiczne ΔQ , rozkładające się na oba czopy. Drgania poziome środka masy pudła wagonu powodują dynamiczne poziome obciążenie o wartości H , nieco większe dla zestawów prowadzących, które dają pionowe dynamiczne dociążenie jednego czopa osi a odciążenie drugiego o wielkość $H \cdot h_1/b$, gdzie h_1 jest odległością środka masy pudła wagonu od osi zestawu. Obciążenie poziome $H = Y_1 - Y_2$ jest równoważone siłami prowadzącymi Y_1 i Y_2 . Q_1 i Q_2 są to siły reakcji podpór czyli oddziaływania szyn na koła zestawu, obliczamy je z równowagi momentów.

Układ sił działających na zestaw powoduje, że w każdym przekroju osi powstaje moment o trzech składowych:

M_V - moment zginający od sił pionowych równoległych do osi Z oraz sił poziomych równoległych do osi Y , wektor tego momentu jest równoległy do osi X ,

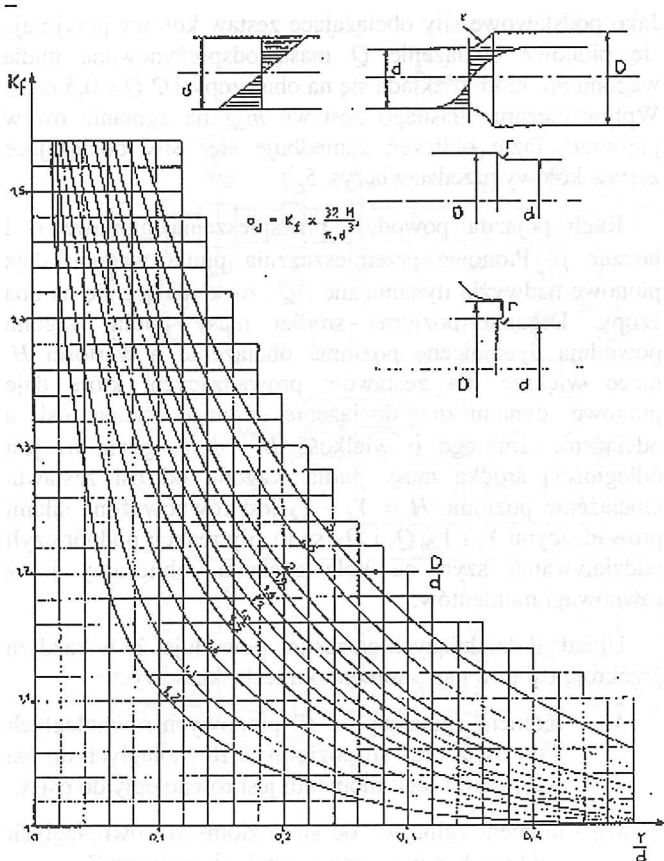
M_H - moment zginający od sił poziomych, równoległych do osi Y , o wektorze równoległym do osi Z .

M_T - moment skręcający od sił tarcia (hamowania lub przyspieszania) działających na obwodach kół, wektor tego momentu jest równoległy do osi Y .

Maksymalne naprężenia zginające dla gładkiego cylindrycznego wałka o średnicy d (w skrajnych włóknach)

wynoszą: $\sigma = \frac{32 M}{\pi \cdot d^3}$, natomiast dla wałka z odsadzeniem

w miejscu początku promienia przejścia następuje wzrost naprężeń wskutek nie liniowego ich rozkładu spowodowanego karbem, rys.6. Współczynnik karbu K_f zależny jest od geometrii przejścia, oraz od własności materiału. Dla typowej stali na osie (A1 wg normy UIC 811-V), o wytrzymałości $R_m = 550 \div 650$ MPa, wartości K_f podaje nomogram na rys. 6, [1]. Dla podpiąścia ze zwisem piasty należy jako średnicę D brać średnicę zewnętrzną piasty.



Rys. 6 Nomogram dla obliczania dynamicznego współczynnika karbu K_f wałów z odsadzeniem, [1].

W obliczeniach średnicy krytycznej d_{min} należy uwzględnić momenty M' od sił hamowania (zależne od systemu hamulców) oraz moment skręcający oś M_T , wówczas dla danego przekroju S otrzymamy

- moment zginający w płaszczyźnie pionowej $M_V = M_v + M_v'$,

- moment zginający w płaszczyźnie poziomej $M_H = M_H'$,

- moment skręcający $M_T = M_T'$ zależy od różnicy sił hamowania na obu kołach,

- naprężenia normalne $\sigma_n = \frac{K_f \cdot 32}{\pi d^3} \sqrt{M_v^2 + M_H^2}$,

- naprężenia styczne (tnące) $\sigma_T = \frac{K_f \cdot 16}{\pi \cdot d^3} \cdot M_T$,

- naprężenia główne $\sigma_1 = \frac{\sigma_n + \sqrt{\sigma_n^2 + 4\sigma_T^2}}{2}$,

$\sigma_2 = \frac{\sigma_n - \sqrt{\sigma_n^2 + 4\sigma_T^2}}{2}$, gdzie

$\sigma_1 - \sigma_2 = \frac{K_f \cdot 32}{\pi \cdot d^3} \sqrt{M_v^2 + M_H^2 + M_T^2}$.

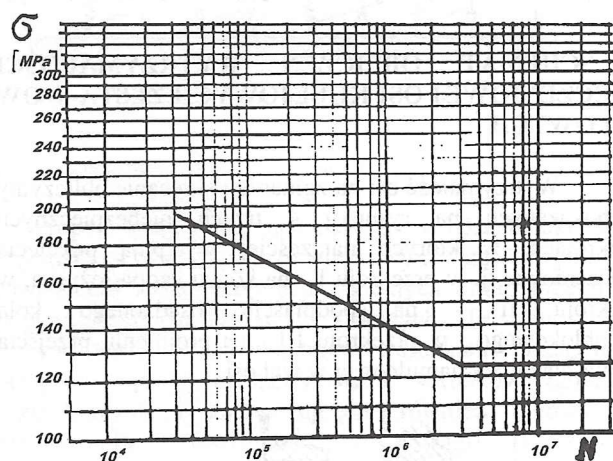
Jeżeli oznaczymy $M_R = \sqrt{M_v^2 + M_H^2 + M_T^2}$, to naprężenie maksymalne w danym przekroju osi określa następujący znany wzór:

$$\sigma_m = \frac{32 \cdot K_f}{\pi \cdot d^3} M_R. \quad (7)$$

Wytrzymałość zmęczeniową osi Z_o wyznaczono z badań próbek gładkich i z krawędzi, [1]. Próby przeprowadzono dla stali osiowej A1. Dla próbek gładkich o średnicy 40 do 60 mm otrzymano wytrzymałość zmęczeniową giętno-obrotową $Z_{go} = 220 \div 230$ MPa. Dla próbki rozciąganej i ściskanej dla tej samej stali A1 trwała wytrzymałość zmęczeniowa wynosi $Z_{rc} = 200$ MPa. Dla próbek z krawędzi lub z naprasowaną piastą $Z_{go} = 120$ MPa, stąd stosując współczynnik bezpieczeństwa 1.2 przyjęto wartość naprężeń dopuszczalnych dla części walcowej osi (między piastami)

$\sigma_{dop} = 166$ MPa, dla czopów i podpięcia $\sigma_{dop} = 100$ MPa.

Pełną krzywą Wöhlera dla osi kolejowego zestawu kołowego przedstawia w układzie logarytmicznym rysunek 7.



Rys. 7 Krzywa zmęczenia Wöhlera dla osi zestawu kołowego wykonanych ze stali A1

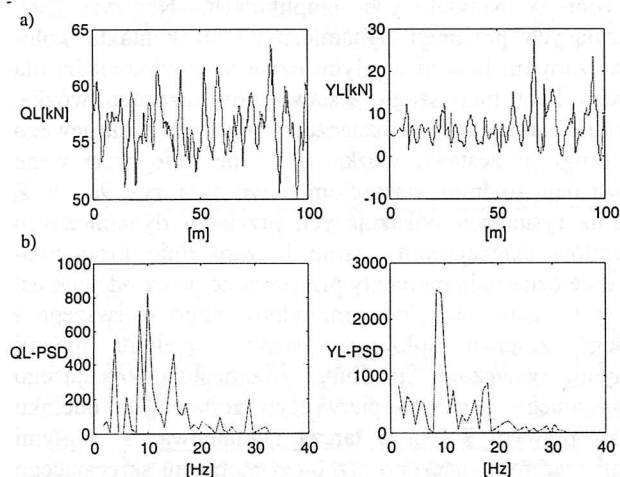
5. OBLICZENIA NUMERYCZNE DLA WYZNACZENIE AMPLITUD NAPRĘŻEŃ DLA TRZECH NIEBEZPIECZNYCH PRZEKROJÓW OSI ZESTAWÓW KOŁOWYCH DLA RÓŻNYCH WARUNKÓW JAZDY WAGONU Z1 Z WÓZKAMI 25 ANA

Przy wykorzystaniu opisanych powyżej modeli mechanicznych pojazdu szynowego i toru obliczenia numeryczne przeprowadzono dla obydwu zakresów częstości oddziaływania, tj. nisko- i średnio- i wysokoczęstotliwościowego, dla uzyskanych od producentów parametrów wagonu pasażerskiego typu Z1 na wózkach 25ANA oddziaływujących z typowym torem kolejowym występującym na tzw. liniach szybkiego ruchu pasażerskiego PKP, np. na Centralnej Magistrali Kolejowej, charakteryzującym się stosunkowo dużą sztywnością pionową wynoszącą ok. $2.0 \cdot 10^8$ N/m oraz szynami UIC 60 podpartymi na podkładach betonowych. Dla obydwu zakresów częstości przyjęto maksymalne obciążenie statyczne wagonu zakładając liczbę 60 pasażerów na

miejscach siedzących, 20 pasażerów na miejscach stojących oraz masę każdego pasażera wraz z bagażem wynoszącą 100 kg. Wówczas całkowita masa pudła wagonu Z1 wynosi 42400 kg. Przy symulacji dynamicznego oddziaływania modelu wózka z torem założono prędkość podróżną maksymalną, tj. 200 km/h, oraz 60% wartości tej prędkości. Dla zadanych prędkości jazdy przyjęto dopuszczalne dla nich stosowane na liniach PKP wartości promieni krzywizny łuków wraz z odpowiadającymi im przechyłkami. Ze względu na specyfikę przyjmowanego charakteru wymuszeń drgań układu pojazd szynowy - tor w badanych zakresach częstości dynamicznego oddziaływania opis tych wymuszeń oraz skomentowanie przykładowych wyników obliczeń numerycznych zawarto w odnośnych podrozdziałach.

5.1 Symulacja dynamicznego oddziaływania w zakresie niskich częstości

Poszukiwanymi wielkościami potrzebnymi do oceny trwałości zmęczeniowej w zakresie niskich częstości są amplitudy naprężeń powstałych wskutek imperfekcji układu pojazd szynowy – tor wywołanych nierównościami toru na prostych, łukach, rozjazdach itp. Na liniach przystosowanych do zwiększonych prędkości jazdy dominują odcinki proste i łuki o stosunkowo dużych promieniach (ponad 4000 m). Ich łączna długość jest zdecydowanie większa od pozostałych. Wpływ tych pozostałych odcinków na reakcje dynamiczne pojazdów ma charakter przejściowy. Jest on istotny z punktu widzenia bezpieczeństwa i komfortu jazdy, lecz na torze o wysokim wskaźniku jakości fluktuacje sił w styku kół z szynami pod względem amplitud nie różnią się istotnie od przebiegów na torze prostym lub na dużych łukach. Ponadto, mają one cechy sygnałów niestacjonarnych, przez co możliwość ich analiza jest ograniczona.



Rys. 8. Wyniki symulacji sił Q i Y przy prędkości jazdy 160 km/h na prostym odcinku toru.

Biorąc pod uwagę powyższe, przyjęto założenie, że obciążenia zmęczeniowe występujące na odcinkach prostych i dużych łukach są reprezentatywne dla całej trasy szybkiego ruchu oraz, że charakter tych obciążeń jest stacjonarny. Na rysunku 8a pokazano przykładowo przebiegi zmian sił kołoszyna pionowej-QL i poprzecznej-YL (lewa strona) dla zestawu prowadzącego wagonu osobowego z wózkami 25ANa. Prędkość jazdy wynosiła 160 km/h, zaś nierówności

toru wprowadzono w postaci czterech wielkości opisanych w punkcie 3.1 a uzyskanych z eksperymentu na CMK. Widmowe gęstości mocy sił (PSD) wskazują na częstości, przy których ich poziomy energetyczne są stosunkowo wysokie, rys. 8b. Częstości te mogą być brane pod uwagę przy szacowaniu wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawów. Symulację wykonano na odcinku toru o długości 400 m, natomiast dla poprawy czytelności rysunku przebiegi sił są pokazane na odcinku 100 m. Należy dodać, iż obliczone charakterystyki częstościowe sił koło-szyna dla innych odcinków toru o zbliżonym stanie utrzymania nie różnią się istotnie od siebie.

5.2 Symulacja dynamicznego oddziaływania w zakresie średnich częstości

W przypadku analizy dynamicznego oddziaływania pojazdu szynowego z torem w zakresie średnich częstości szczególnie istotnym czynnikiem wpływającym na dokładność i wiarygodność otrzymywanych wyników ma właściwy dobór parametrów określających dynamiczne i statyczne własności toru. W niniejszej pracy własności statyczne oraz dynamiczne wspomnianego powyżej toru w postaci pionowych i poprzecznych receptancji zostały wyznaczone doświadczalnie, a wyniki dokonanej na ich podstawie identyfikacji parametrów modelu mechanicznego toru opublikowano w pracach [11,12]. Ponadto, przyjęto deterministyczny charakter wszystkich rozpatrywanych źródeł wymuszenia drgań. W związku z powyższym, założono harmoniczny powszechnie stosowany, np. w [14], charakter nierówności bieżni szyn (korugacji) o długości fali 0.04 m i amplitudzie 100 μm oraz sinusoidalny model poligonizacji powierzchni tocznej koła zestawu w postaci dwóch harmonik o amplitudach 125 i 150 μm o długościach fali równych odpowiednio 1/3 i 1/6 długości obwodu bieżni. Wówczas, zgodnie z [15,16] maksymalne odchylenie promienia tocznego koła w stosunku do wartości nominalnej 0.46 m wynosi prawie 250 μm , czyniąc wartość bicia bieżni dochodzącą do 0.5 mm. W przypadku szyn nowo szlifowanych pominięto wszelkie nierówności ich bieżni. Natomiast w przypadku nowo szlifowanych bieżni kół jezdnych przyjęto do obliczeń górne granice dopuszczalnego ich bicia wynoszącego wg dokumentacji 0.2 mm. Wywoływane tym wymuszenie typu kinematycznego założono w postaci sinusoidalnej o amplitudzie 100 μm i długości fali równej obwodowi bieżni koła. W obliczeniach uwzględnione zostały również resztkowe niewyważenia statyczne zestawów kołowych wózka. Mimo, iż w procesie projektowania zestawów zakładane są stosunkowo małe wartości dopuszczalne niewyważ, zgodnie z raportem wewnętrznym [16] do symulacji drgań przyjęto bardziej realistyczne wartości niewyważ statycznych wynoszące 350 gm dla kół jezdnych i 160 gm dla tarcz hamulcowych. Analogicznie jak dla wózka niemieckiego o podobnej konstrukcji przyjęto położenie wszystkich niewyważ danego zestawu w jednej płaszczyźnie, gdzie założono identyczne niewyważenia obu kół będące w przeciwfazie, tj. przesunięte o kąt 180° , w stosunku do identycznych niewyważ obu tarcz hamulcowych. Założone w ten sposób niewyrównoważenia statyczne obydwu zestawów kołowych wózka zorientowano

wzajemnie w przeciwfazie poprzez myślowy obrót jednego zestawu względem drugiego o kąt 180° . Do symulacji drgań układu wózek – tor występujących podczas hamowania przyjęto opóźnienie równe 0.2 wartości przyspieszenia ziemskiego g , tj. wartość odpowiadającą przeciętnie stosowanej intensywności hamowania prawie nie odczuwanego przez pasażerów. Ponadto, przyjęto również opóźnienie hamowania równe $0.4g$ odpowiadające tzw. hamowaniu awaryjnemu, przy którym dla założonego dla suchej bieżni szyny współczynnika tarcia 0.4 nie następuje pełny poślizg kół. Należy zaznaczyć, że opóźnienie hamowania awaryjnego $0.4g$ przyjmowano w obliczeniach jedynie dla prędkości początkowej jazdy 120 km/h odpowiadającej wspomnianej powyżej wartości 60% prędkości maksymalnej.

Rozpatrzono 16 następujących przypadków eksploatacji:

- I. Jazda bez hamowania - tor prosty skorugowany - koła spoligonizowane - prędkość 200 km/h;
- II. Jazda bez hamowania - tor prosty skorugowany - koła spoligonizowane - prędkość 120 km/h;
- III. Jazda bez hamowania - tor prosty szlifowany - koła szlifowane - prędkość 200 km/h;
- IV. Jazda bez hamowania - tor prosty szlifowany - koła szlifowane - prędkość 120 km/h;
- V. Jazda bez hamowania - tor: szlifowany, łuk o promieniu 4000 m z przechyłką 6 cm - koła szlifowane - prędkość 200 km/h;
- VI. Jazda bez hamowania - tor: szlifowany, łuk o promieniu 2000 m z przechyłką 8 cm - koła szlifowane - prędkość 120 km/h;
- VII. Jazda bez hamowania - tor: skorugowany, łuk o promieniu 4000 m z przechyłką 6 cm - koła spoligonizowane - prędkość 200 km/h;
- VIII. Jazda bez hamowania - tor: skorugowany, łuk o promieniu 2000 m z przechyłką 8 cm - koła spoligonizowane - prędkość 120 km/h;
- IX. Hamowanie z opóźnieniem $0.2g$ - tor prosty szlifowany - koła szlifowane - prędkość początkowa 200 km/h;
- X. Hamowanie z opóźnieniem $0.4g$ - tor prosty szlifowany - koła szlifowane - prędkość początkowa 120 km/h;
- XI. Hamowanie z opóźnieniem $0.2g$ - tor prosty skorugowany - koła spoligonizowane - prędkość początkowa 200 km/h;
- XII. Hamowanie z opóźnieniem $0.4g$ - tor prosty skorugowany - koła spoligonizowane - prędkość początkowa 120 km/h;
- XIII. Hamowanie z opóźnieniem $0.2g$ - tor: szlifowany, łuk o promieniu 4000 m z przechyłką 6 cm - koła szlifowane - prędkość początkowa 200 km/h;

XIV. Hamowanie z opóźnieniem $0.2g$ - tor: skorugowany, łuk o promieniu 4000 m z przechyłką 6 cm - koła spoligonizowane - prędkość początkowa 200 km/h;

XV. Hamowanie z opóźnieniem $0.2g$ - tor: szlifowany, łuk o promieniu 2000 m z przechyłką 8 cm - koła szlifowane - prędkość początkowa 120 km/h;

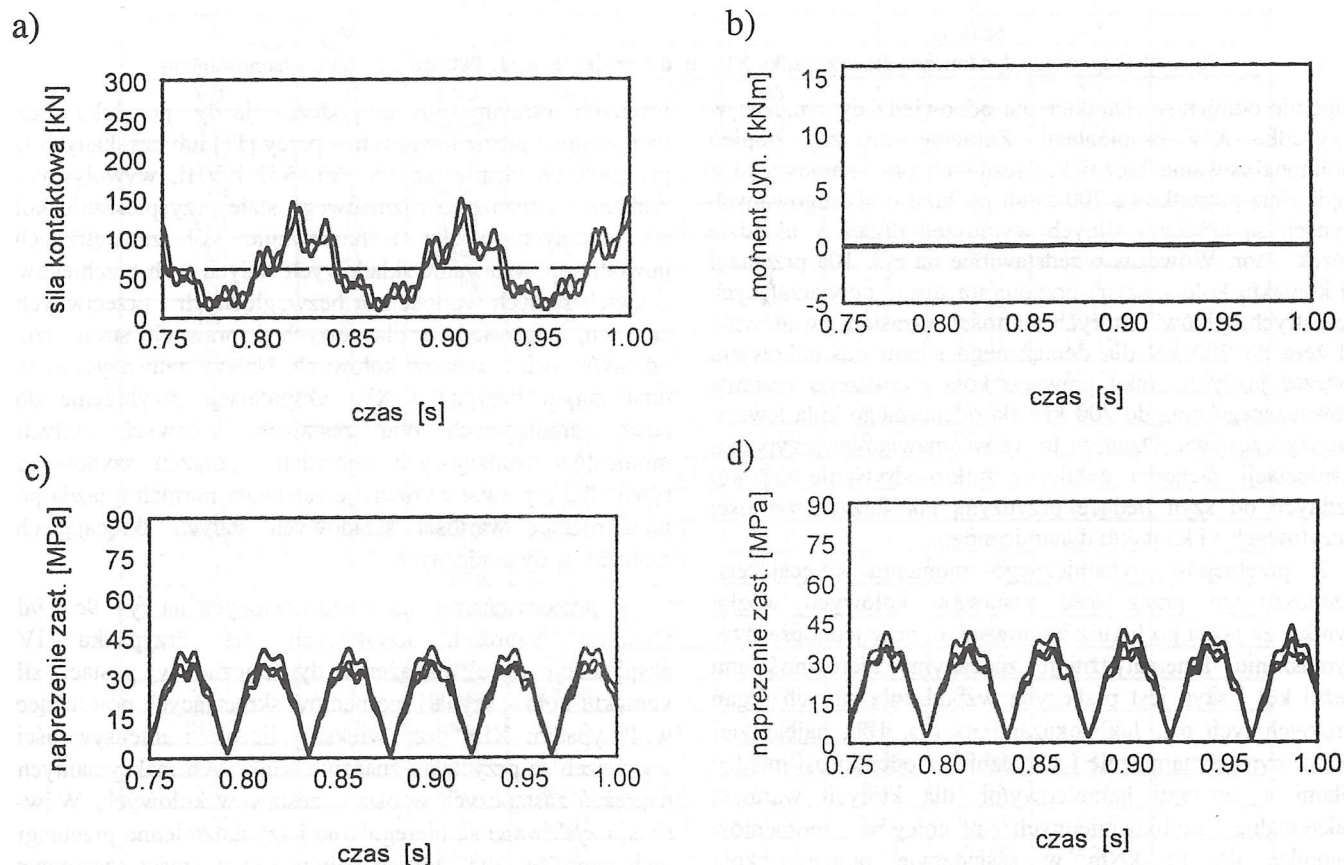
XVI. Hamowanie z opóźnieniem $0.2g$ - tor: skorugowany, łuk o promieniu 2000 m z przechyłką 8 cm - koła spoligonizowane - prędkość początkowa 120 km/h.

Na rysunkach 9 i 10 przedstawiono w formie wykresów przykładowe przebiegi w dziedzinie czasu odpowiedzi dynamicznej układu wózek - tor dla zakresu częstotliwości oddziaływania $30+1000$ Hz, gdzie badanymi wielkościami są dynamiczne pionowe siły Q kontaktu między kołem a szyną, rys. 9a, 10a, dynamiczne momenty skręcające przenoszone przez osie zestawów kołowych na odcinkach między kołem jezdnym a tarczą hamulcową i między tarczami hamulcowymi, rys. 9b, 10b, oraz zastępcze naprężenia dynamiczne w wymienionych powyżej niebezpiecznych przekrojach osi występujące w zadanych stałych punktach na powierzchni, tzn. wyrażone w układach współrzędnych wirujących wraz odpowiadającymi sobie zestawami kołowymi wózka, rys. 9c, 9d, 10c, 10d. Na rysunku 9 zamieszczono wykresy odpowiedzi dynamicznej dla Przypadku IV charakteryzującego się najłagodniejszym przebiegiem oddziaływania. Z kolei na rysunku 10 przedstawiono wykresy odpowiedzi dynamicznej dla Przypadku XIV zakładającego zupełnie odmienny charakter eksploatacji, dla którego otrzymano przebiegi badanych wielkości o największych amplitudach. Na rysunkach pokazujących przebiegi dynamicznych sił kontaktu koło-szyna czarnymi liniami ciągłymi oznaczono odpowiedzi dla prawego koła pierwszego zestawu prowadzącego wózka, szarymi liniami ciągłymi oznaczono odpowiedzi dla lewego koła drugiego zestawu wózka, a czarne linie przerywane odpowiadają średnim wartościom statycznym, rys. 9a, 9b. Z kolei na rysunkach pokazujących przebiegi dynamicznych momentów skręcających czarne i szare linie kropkowokreskowe oznaczają momenty przenoszone przez odcinek osi między tarczami hamulcowymi odpowiednio pierwszego i drugiego zestawu kołowego wózka, ciągłymi liniami czarnymi oznaczono przebiegi momentu skręcającego przenoszonego przez oś pierwszego zestawu na odcinku między prawym kołem a tarczą hamulcową, a ciągłymi liniami szarymi oznaczono przebiegi momentu skręcającego przenoszonego przez oś drugiego zestawu na odcinku między lewym kołem a tarczą hamulcową, rys. 9b, 10b. Nieco odmiennie oznaczenia przyjęto dla wykresów przebiegów naprężeń zastępczych w przekrojach niebezpiecznych osi zestawów kołowych. Czarne linie kropkowokreskowe oznaczają odpowiedzi dla przekrojów III leżących w pobliżu tarcz hamulcowych, czarnymi liniami ciągłymi oznaczono przebiegi naprężeń dla przekrojów II leżących w pobliżu kół jezdnych, a szare linie ciągłe oznaczają przebiegi naprężeń w przekrojach I leżących w pobliżu łożysk osi zestawów, odpowiednio dla prawej strony pierwszego zestawu kołowego, rys. 9c, 10c, oraz dla lewej strony drugiego

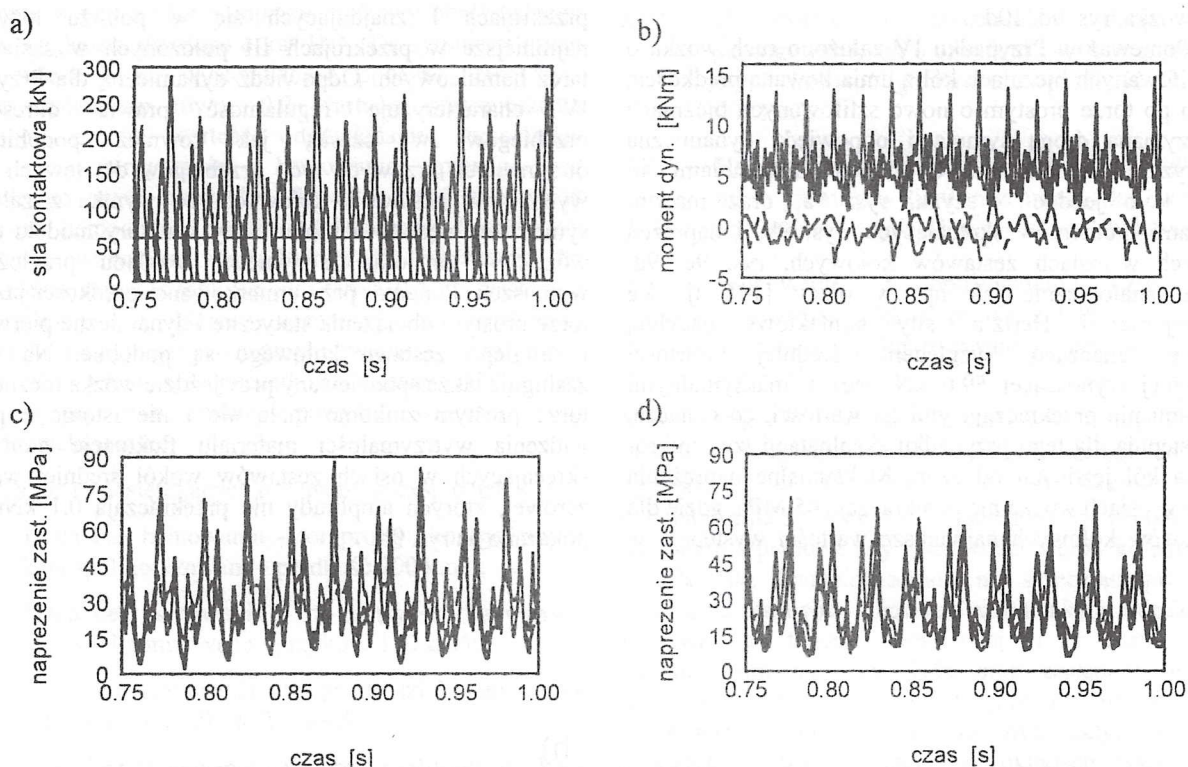
zestawu wózka, rys. 9d, 10d.

Ponieważ w Przypadku IV założono ruch wózka o nowo szlifowanych bieżniach kół z umiarkowaną prędkością 120 km/h po torze prostym o nowo szlifowanych bieżniach szyn otrzymana drogą symulacji odpowiedź dynamiczna charakteryzuje się stosunkowo małymi amplitudami sił kontaktu koło jezdne – szyna, rys. 9a, oraz małymi amplitudami momentów skręcających, rys. 9b, i naprężeń zastępczych w osiach zestawów kołowych, rys. 9c, 9d. Obliczane analogicznie jak np. w pracy [14], tj. wg nieliniowej teorii Hertz'a, siły kontaktowe oscylują wprawdzie znacząco względem średniej wartości grawitacyjnej wynoszącej 59.6 kN, lecz z maksymalnymi amplitudami nie przekraczającymi tej wartości, co oznacza, iż nie następują dla tego przypadku eksploatacji tzw. mikro-odrywania kół jezdnych od szyn. Maksymalne naprężenia zastępcze w osiach wózka nie przekraczają 45 MPa, gdzie dla obu zestawów kołowych największe wartości występują w

przekrojach I znajdujących się w pobliżu łożysk, a najmniejsze w przekrojach III położonych w sąsiedztwie tarcz hamulcowych. Odpowiedź dynamiczną dla Przypadku IV charakteryzuje regularność prawie okresowych przebiegów w czasie, jak również podobieństwo otrzymanych krzywych tych przebiegów dla lewych i prawych stron zestawów kołowych, co wynika z założonej symetrii względem kierunku jazdy struktury modelu układu wózek – tor oraz z symetrii rozkładu przyłożonych wymuszeń. Ponadto, przy umiarkowanej prędkości jazdy po torze prostym obciążenia statyczne i dynamiczne pierwszego i drugiego zestawu kołowego są podobne. Na uwagę zasługuje także spodziewany przy jeździe wózka tocznego po torze prostym znikomo małe nie i nie istotne z punktu widzenia wytrzymałości materiału fluktuacje momentów skręcających w osiach zestawów wokół średniej wartości zerowej, których amplitudy nie przekraczają 0.1 kNm, jak pokazano na rys. 9b.



Rys. 9 Odpowiedź dynamiczna dla Przypadku IV, tj. dla prędkości jazdy 120 km/h po torze prostym bez hamowania



Rys. 10 Odpowiedź dynamiczna dla Przypadku XIV, tj. dla prędkości jazdy 200 km/h po łuku z hamowaniem

Zupełnie odmienny charakter ma odpowiedź dynamiczna w Przypadku XIV eksploatacji. Założony znaczny stopień spoligonalizowania bieżni kół jezdnych przy hamowaniu z prędkością początkową 200 km/h po łuku o skorugowanych szynach są źródłami silnych wymuszeń drgań w układzie wózek – tor. Wówczas przedstawione na rys. 10a przebiegi sił kontaktu koło – szyna przybierają formę powtarzających się ostrych “pików”, których wartości wzrastają gwałtownie od zera do 300 kN dla dociązanego siłami odśrodkowymi podczas jazdy po łuku prawego koła pierwszego zestawu prowadzącego oraz do 200 kN dla odciązanego koła lewego drugiego zestawu. Oznacza to, iż w omawianym przypadku eksploatacji zachodzi cykliczne mikro-odrywanie się kół jezdnych od szyn będące przyczyną tak dużych wartości szczytowych sił kontaktu dynamicznego.

Z przebiegów dynamicznego momentu skręcającego przenoszonego przez osie zestawów kołowych wózka wynika, że jazda po łuku z hamowaniem przy jednoczesnym wymuszeniu kinematycznym znacznymi nierównościami bieżni kół i szyn jest przyczyną wzbudzenia silnych drgań skrętnych tych osi. Jak pokazano na rys. 10b, najbardziej obciążonymi dynamicznie i statycznie są odcinki osi między kołami a tarczami hamulcowymi, dla których wartości maksymalne szybkozmiennych przebiegów momentów dochodzą do 15 kNm w sąsiedztwie prawego koła pierwszego zestawu prowadzącego oraz do 8 kNm w sąsiedztwie lewego koła zestawu drugiego przy niemal wspólnej wartości średniej wynoszącej ok. 6 kNm. Słabszemu obciążeniu skrętnemu podlegają środkowe odcinki osi obu osi, tj. między tarczami hamulcowymi, gdzie momenty dynamiczne oscylują wokół bliskiej zeru wartości średniej z amplitudami nie przekraczającymi 3 kNm. Jak wynika z przebiegów momentów skręcających przenoszonych przez osie zestawów w sąsiedztwie kół

jezdnych otrzymywanych podczas jazdy po łuku bez hamowania i prezentowanych w pracy [11] lub uzyskanych w przypadkach eksploatacji V, VI, VII i VIII, wywoływane brakiem mechanizmu różnicowego stałe przyśpieszanie kół wewnętrznych wózka i hamowanie kół zewnętrznych powodują powstawanie składowych stałych tych przebiegów o takich samych wartościach bezwzględnych i przeciwnych znakach, odpowiednio dla lewych i prawych stron, tzn. odcinków osi, zestawów kołowych. Należy zauważyć, że w omawianym Przypadku XIV eksploatacji przyłożenie do tarcz hamulcowych obu zestawów kołowych stałych momentów realizujących opóźnienie pojazdu szynowego równe $0.2 \cdot g$ prawie wyrównuje zaistniałe normalną jazdą po łuku różnicę wartości składowych stałych skręcających momentów dynamicznych.

W przeciwieństwie do przedstawionych na rys. 9c i 9d wyników naprężeń uzyskanych dla Przypadku IV eksploatacji duże obciążenia dynamiczne w postaci sił kontaktu koło – szyna i momentów skręcających powstające w Przypadku XIV przy większej liczbie i intensywności wymuszeń są przyczyną znacznie większych maksymalnych naprężeń zastępczych w osiach zestawów kołowych. Wówczas, uzyskiwane są nieregularne i szybkozmiennne przebiegi tych naprężeń, dla których największe wartości szczytowe występują w niebezpiecznych przekrojach II w pobliżu kół jezdnych i osiągają 90 MPa przy prawym kole pierwszego zestawu prowadzącego oraz prawie 70 MPa przy lewym kole zestawu drugiego, jak pokazano na rys. 4c i 4d. Podobnie jak w Przypadku IV eksploatacji najsłabsze oscylacje naprężeń zastępczych w materiale obu osi zestawów kołowych występują w niebezpiecznych przekrojach III znajdujących się w pobliżu tarcz hamulcowych. Na podstawie otrzymanych w poszczególnych 16 przypadkach przebiegów

naprężeń zastępczych określono następujące wartości ekstremalne oraz przeciętne, które zestawiono w Tabeli 1.

Wartości naprężeń $\sigma_{\max}$ i $\sigma_{\min}$ w MPa oraz udziały ich wystąpienia w % dla poszczególnych rozpatrywanych przypadków eksploatacji.

Tabela 1.

Przypadek	zestaw strona		przekrój I		przekrój II		przekrój III		udział
			$\sigma_{\max}$	$\sigma_{\min}$	$\sigma_{\max}$	$\sigma_{\min}$	$\sigma_{\max}$	$\sigma_{\min}$	%
I	I	lewa	70	0	70	0	60	0	20
I	II	"	70	0	70	0	58	0	
II	I	"	50	0	45	0	45	0	20
II	II	"	52	0	50	0	43	0	
III	I	"	40	0	35	0	36	0	10
III	II	"	42	0	40	0	37	0	
IV	I	"	40	0	36	0	36	0	10
IV	II	"	43	0	37	0	36	0	
V	I	lewa	38	0	34	2	37	4	5
V	I	prawa	44	1	45	2	45	5	5
V	II	lewa	43	1	40	2	38	4	5
V	II	prawa	48	1	45	2	45	5	5
VI	I	lewa	40	0-3	36	3-4	38	2-3	2
VI	I	prawa	43	0-3	42	3-4	40	3-4	2
VI	II	lewa	44	0-3	39	3-5	37	3-4	2
VI	II	prawa	43	0-3	36	4	35	4	2
VII	I	lewa	70	0	65	2	55	2-5	2
VII	I	prawa	80	2	89	2	55	1-3	2
VII	II	lewa	66	2	68	2	56	2-5	2
VII	II	prawa	72	2	79	2	58	3-8	2
VIII	I	lewa	51	2	46	1-4	45	1-5	2
VIII	I	prawa	50	1-4	51	1-5	45	1-5	2
VIII	II	lewa	57	0-3	57	2-4	44	1-5	2
VIII	II	prawa	58	2	56	1-4	44	2-5	2
IX	I	lewa	41	1-5	44	1-4	43-35	11-14	2
IX	II	"	46	2	48	1-4	42-37	8-10	2
X	I	"	43	5-10	81	8-12	53-45	12-17	2
X	II	"	43	8-12	80	10	52-44	15-17	2
XI	I	"	71-65	2-6	74-66	10-12	57-40	1-7	2
XI	II	"	70-55	8-10	77-60	10-12	59-40	7-9	2
XII	I	"	52-40	10-15	65-55	23-25	47-40	1-4	2
XII	II	"	58-53	10-16	74-60	25-28	47-40	8-10	2
XIII	I	lewa	40-38	0-4	42-37	0-24	46-44	12-15	2
XIII	I	prawa	44	1-4	51-47	2-4	46-40	12-14	2
XIII	II	lewa	43-39	0-4	45-41	2-5	45-35	8-12	2
XIII	II	prawa	49-40	0-4	55-50	1-8	50-42	10-12.5	2
XIV	I	lewa	70-60	2-8	71-55	9-10	52-40	2-10	5
XIV	I	prawa	80-68	3-10	89-78	10-15	55-45	1-9	5
XIV	II	lewa	66-55	7-9	71-60	8-9	56-40	8-10	5
XIV	II	prawa	71-60	8-10	85-70	10-14	59-50	5-10	5
XV	I	lewa	44-40	15-20	44-40	8-9	37-35	6-15	2
XV	I	prawa	43-41	5-18	44-40	5-22	40-35	10-18	2
XV	II	lewa	44-41	4-20	44-41	5-27	37-35	9-20	2
XV	II	prawa	44-42	5-16	46-40	9-18	37	8-17	2
XVI	I	lewa	50-40	1-10	52-45	10-14	47-37	2-5	2
XVI	I	prawa	51-48	1-10	53-45	10-17	46-35	2-5	2
XVI	II	lewa	58-53	3-10	59-50	13-18	45-37	7-10	2
XVI	II	prawa	58-52	3-10	59-50	10-14	45-40	8-10	2

Uwaga: podwójne wartości naprężeń oznaczają wystąpienie drgań o dwu zakresach amplitud.

6. OBLICZENIA TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ DLA TRZECH NIEBEZPIECZNYCH PRZEKROJÓW OSI

Z badań symulacyjnych opisanych w rozdziale 5.2 wyznaczono amplitudy naprężeń dla 3-ch niebezpiecznych przekrojów osi wózka 25ANa pod wagonem Z1 dla 16 różnych przypadków eksploatacji (tabela w rozdz. 5.2). Dla obliczenia trwałości osi w poszczególnych przekrojach potrzebna jest znajomość udziału $U_{\sigma i}$ sumarycznej ilości zmian obciążeń dla każdego przypadku w stosunku w całkowitej ilości zmian n obciążeń osi podczas całkowitego czasu jej życia (eksploatacji).

Przyjęto następujące założenia :

- zakładany czas pracy (życia) wagonu 25 lat
- wagon miesięcznie przejeżdża ok. 20 000 km, rocznie - 240 000 km,
- zakłada się, że nawet przy dwukrotnej wymianie zużytych kół monoblokowych co milion km, czas pracy osi nie przekroczy 12-tu lat co odpowiada drodze $F = 3\,000\,000$ km. Wskutek obrotu zestawu podczas jazdy wagonu, każdy punkt osi w danym przekroju podlega maksymalnym naprężeniom raz na jeden obrót koła. Zakładając średnią średnicę koła $D_{sr} = 900$ mm, w ciągu 8-iu lat wystąpi ilość n zmian sinusoidalnego naprężenia:

$$n = \frac{F}{D_{sr} \cdot \pi} = \frac{30 \cdot 10^6 \cdot 10^3}{0,9 \cdot \pi} = 10,6 \cdot 10^9 \quad (8)$$

Założone udziały U_{ni} wystąpienia amplitud naprężeń dla poszczególnych przypadków parametrów eksploatacji podano w tabeli 1 w rozdz. 5.2.

Na wykresie Wöhlera nanosimy na odpowiednich poziomach naprężeń punkty odpowiadające sumarycznej ilości zmian maksymalnych naprężeń wyliczonych dla poszczególnych przypadków:

$$n_{\sigma i} = U_{\sigma i} \cdot n_i \quad (9)$$

Dla określenia trwałości zmęczeniowej analizujemy, czy któryś poziom wyliczonych symulacyjnie maksymalnych naprężeń σ_{max} znajduje się w zakresie ograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej krzywej Wöhlera, wówczas element w zależności od ilości zmian obciążeń, mógłby ulegać uszkodzeniom zmęczeniowym. Sumując dla poszczególnych poziomów naprężeń stopień uszkodzenia D wg wzoru (2) można obliczyć trwałość zmęczeniową elementu. Ponieważ w naszym przypadku wszystkie wyliczone naprężenia leżą poniżej nieograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej $Z_{go} = 120$ MPa, analizowany element oś $\varnothing 130/160$ pod wózkiem 25ANa w wagonie Z1, jeżeli będzie prawidłowo wykonana i prawidłowo eksploatowana nie ulegnie zniszczeniu zmęczeniowemu.

7. UWAGI OGÓLNE I WNIOSKI

Przedstawiona procedura stanowi alternatywę w stosunku do tradycyjnego sposobu postępowania przy prognozowaniu trwałości zmęczeniowej osi zestawu stosowanego zwykle dotychczas opartego na zakładaniu statycznego bądź quasi-statycznego obciążenia. Obiektem rozważań pracy jest oś

zestawu nowoczesnego wózka 25ANa szybkobieżnego wagonu pasażerskiego typu Z1 produkowanego w Polsce. W celu określenia trwałości zmęczeniowej osi zestawu kołowego wymienionego wózka metodą symulacji komputerowej dokonywano analizy ustalonych i przejściowych drgań wymuszonych w zakresie częstości oddziaływania z torem 0-1000 Hz. Symulację drgań przeprowadzano przy wykorzystaniu odpowiednich modeli mechanicznych i matematycznych samego pojazdu szynowego oraz toru. Wyznaczano przebiegi dynamicznych naprężeń normalnych oraz stycznych w zadanych niebezpiecznych przekrojach poprzecznych obu zestawów kołowych wózka, w celu określenia ich najważniejszych amplitud i odpowiadających im częstotliwości występowania. Przedstawiona metoda umożliwia oszacowanie trwałości zmęczeniowej projektowanych elementów układów jezdnych taboru kolejowego nawet jeszcze przed ich wykonaniem.

Praca finansowana przez Komitet Badań Naukowych.
Projekt Badawczy 9 T12C 082 14.

Literatura

- [1] ORE Frage - B 136 Radsätze mit aufgesattelten Achslagern: Konstruktion, Unterhaltung, Standardisierung. Bericht 11 - Berechnung von Ratzwellen für Güterwagen und Reisezugwagen. Utrecht, April 1979.
- [2] Miner M. A. Cumulative damage in fatigue, *Journal of Applied Mechanics*, Vol.112, No 3, 1945, pp.A 159 - 164
- [3] Evans B. F., Smalley A. J., Simons H. R.: Startup of synchronous motor drive trains: the application of transient torsional analysis to cumulative fatigue assessment, *Trans. of the ASME*, No. 85-DET-122.
- [4] Laschet A.: *Simulation von Antriebssystemen*, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, London, New-York, Paris, Tokyo 1988.
- [5] Tanaka M., Takehira A., Kuwata K., Hoshino A., Koike H., Ishihara K., Isozaki T., Yamasaki H.: Study on aerodynamic force exciting vibration of turbine rotor blade, *Proc. of the Int. IFToMM Conference on Rotordynamics*, Sept. 1986, Tokyo, JSME&IFToMM Eds., pp. 307-312.
- [6] Rządowski R.: Numerical analysis of free and forced vibration of tuned and mistuned bladed discs, *Zeszyty Naukowe IMP-PAN*, 483/1438/97, Gdańsk 1997.
- [7] Esveld K. C.: *Modern Railway Track. MRT - Productions*, ISBN 90-800324-1-7, Duisburg 1989.
- [8] Drożdź J.: Modelling of railway vehicle/track interaction with variable geometry, *The Archives of Transport*, Vol.X, No 3-4, Warsaw 1998.
- [9] Chudzikiewicz A., et al.: Estimation of the dynamic properties of railway vehicles basing on simulation and experiment, *Grant KBN Report No 9T12C 02911*, Faculty of Transport Eng. Warsaw University of Technology. Warsaw, 1998, (in Polish).
- [10] Popp K., Kruse H., Kaiser I.: Vehicle-track dynamics in the mid-frequency range, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 31, No. 5-6, 1999. (pp.423-464)

- [11] Szolc, T.: On discrete-continuous modelling of the railway bogie and the track for the medium frequency dynamic analysis, *Engineering Transactions*, No. 48, 2 2000. (pp. 153-198)
- [12] Szolc, T.: Simulation of dynamic interaction between the railway bogie and the track in the medium frequency range, *Multibody System Dynamics*, Vol. 6, 2001. (pp. 99-122)
- [13] Oscarsson J., Dahlberg T.: Dynamic train/track/ballast interaction - computer models and full-scale experiments, *Vehicle System Dynamics*, Supplement 28, 1998. (pp. 73-84)
- [14] Ripke, B.: Hochfrequente Gleismodellierung und Simulation der Fahrzeug-Gleis-Dynamik unter Verwendung einer nichtlinearen Kontaktmechanik, *VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 12*, Nr. 249 (1995).
- [15] Bogacz R., Meinke P., Popp K.: Zur Modellierung der höherfrequenten Radsatz/Gleisdynamik, *Hestra Verlag: Report on the "Tagung Systemdynamik der Eisenbahn"*, 13-14 Oct. 1994 in Henningsdorf, Germany, pp. 45-55, 1994.
- [16] Morys B.: Entstehung und Verstärkung von Radunrundheiten an Hochgeschwindigkeitseisenbahnzügen, *Raport wewn. Fraunhofer Institut Informations- und Datenverarbeitung, II TB*, Karlsruhe 1996.