

Andrzej Gajek, dr hab. inż., prof. PK
Politechnika Krakowska
Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych
Al. Jana Pawła II 37
31 864 Kraków

Kraków, styczeń 2017

Recenzja pracy doktorskiej

mgr inż. Karola Centkowskiego pt.:

„Investigation method of large volume tire with mobile test rig”

(Metoda badania opon wielkogabarytowych z zastosowaniem urządzenia mobilnego)

1. Ocena tematyki i celu pracy

Recenzowana praca dotyczy opracowania metodyki badań charakterystyk sztywnościowych i tłumienia opon wielkogabarytowych stosowanych w ciągnikach (traktorach) w warunkach badań drogowych. Zasadniczą częścią pracy jest opracowanie konstrukcji mobilnego stanowiska badawczego do wyznaczania parametrów tego typu opon.

Rozszerzenie zakresu i warunków użytkowania ciągników rolniczych, polegające między innymi na coraz większych prędkościach w ruchu drogowym (nawet do 60 km/godz.) powoduje, że własności trakcyjne opon nabierają istotnego znaczenia. Oprócz wymagań dotyczących własności terenowych (współpracy opony z gruntem) i obciążeń maksymalnych, istotne stają się takie parametry jak opory toczenia i przyczepność na nawierzchniach gładkich (asfaltowych), suchych i mokrych, sztywność, własności tłumiące, odporność na znoszenie. Mają one podstawowe znaczenie dla bezpieczeństwa poruszania się tego typu pojazdów z większymi prędkościami w intensywnym ruchu drogowym. Parametry te można wyznaczać w warunkach stanowiskowych ale ich potwierdzenie w warunkach drogowych jest istotne dla każdego producenta ogumienia. Do tego celu niezbędne jest odpowiednie oprzyrządowanie badawcze i metodyka badań.

Po szczegółowej analizie stanu aktualnego autor podjął się kompleksowego opracowania metodyki badań tego typu opon w warunkach drogowych: od koncepcji badań, poprzez konstrukcję i wykonanie przyczepy badawczej i piasty pomiarowej, realizację badań, aż do weryfikacji wyników. Zwrócił uwagę na trudności w stosowaniu piast pomiarowych dotychczasowej konstrukcji do badań sił i momentów działających na koła o zdecydowanie

różnych średnicach i rodzajach obręczy kół, a takie występują w ciągnikach rolniczych. To zagadnienie opracował konstruując specjalną piastę pomiarową.

Tematykę pracy uważam za aktualną i ważną zarówno z naukowego jak i utylitarnego punktu widzenia.

W punkcie 1.2 autor przedstawił ogólny **cel pracy**: rozwój metody badania opon obejmującej stanowisko do wykonywania testów w warunkach drogowych (tire test metod TTM including tire test rig) – str. 4. Wymienił szczegółowo warunki jakie powinno spełniać stanowisko i parametry, które powinny być badane.

Analiza kolejnych rozdziałów pracy pozwala stwierdzić, że rozwiązanie poszczególnych etapów prowadzących do realizacji tego celu ma charakter naukowy i bazuje na elementach nauk technicznych jak mechanika koła ogumionego, analiza drgań, wytrzymałość materiałów, tensometria oporowa, analiza statystyczna przebiegów stochastycznych.

Autor nie stawia jednej tezy pracy, lecz w kolejnych rozdziałach przedstawia zadania badawcze do rozwiązania i w sposób naukowy udowadnia możliwość ich realizacji.

Wobec rozwoju konstrukcji układów napędowych ciągników rolniczych w kierunku zwiększenia możliwych prędkości przejazdowych, jak również konieczności zapewnienia bezpieczeństwa ruchu drogowego tych pojazdów (manewrów hamowania, skrętu), postawiony cel pracy jest uzasadniony utylitarnie, a sposób jego rozwiązania ma charakter naukowy.

2. Analiza zawartości pracy i uwagi merytoryczne

Praca doktorska mgr inż. Karola Centkowskiego liczy 156 stron i składa się z 8 rozdziałów, wykazu literatury oraz załączników z zależnościami stosowanymi w analizach wytrzymałościowych i statystycznych i wynikami badaniach eksperymentalnych.

Do recenzji otrzymałem pracę w języku angielskim. Ze względu na różnorodność tematyczną pracy, w analizie kolejnych rozdziałów rozprawy zawarłem również uwagi szczegółowe.

Rozdział 1 to uzasadnienie podjęcia tematu, cel pracy i szczegółowa informacja o kolejnych pracach obliczeniowo badawczych.

Autor stwierdza między innymi, że obecne metody badań opon różnią się od warunków drogowych (str. 3) i nie dają wystarczających informacji do budowy modeli symulacyjnych opon. Brak jest charakterystyk opon wielkogabarytowych na sztywnych nawierzchniach drogowych, np. asfalcie. Producenci opon budują stanowiska specjalistyczne, przystosowane

do konkretnych, indywidualnych potrzeb. Według autora nie ma wystarczająco precyzyjnych unormowań co do wymagań technicznych dla tego rodzaju opon (str. 4).

W dalszej części rozdziału autor przedstawia **cel pracy** jako rozwój metody badania opon wielkogabarytowych (TTM) łącznie z opracowaniem mobilnego stanowiska i oprzyrządowania badawczego (str. 4). Jest to jednokołowa przyczepa specjalnej konstrukcji, z układem hamulcowym, układem wymuszającym skręt koła i aparaturą pomiarową. W analizie drgań koła przyczepa jest modelowana jako układ jednomasowy z równoległym połączeniem sprężyną i tłumikiem między masą przyczepy, a podłożem. Elementem resorującym i tłumiącym jest tylko opona.

Autor proponuje badanie sztywności promieniowej i tłumienia opon od wymuszenia pojedynczego o dużej amplitudzie oraz od wymuszeń losowych od nierówności nawierzchni drogi (jezdni asfaltowej).

Oddziaływanie między oponą, a jezdnią w płaszczyźnie drogi autor analizuje podczas toczenia z ustaloną prędkością, podczas hamowania i podczas skrętu koła z hamowaniem. Jako jeden z głównych celów badań autor podaje analizę przenoszenia sił poprzecznych między jezdnią a oponą, pojawiających się gwałtownie (str. 5). Do pomiaru sił i momentów autor proponuje piastę z układem pierścieni pomiarowych, których odkształcenia mierzone są tensometrycznie.

Rozdział 2 to prezentacja stacjonarnych i mobilnych stanowisk do badań opon wielkogabarytowych stosowanych w przeszłości i obecnie. Autor krótko omawia zasady i zakres badań na tych stanowiskach oraz ich zalety i wady. Krótko charakteryzuje matematyczne modele opon stosowane w badaniach symulacyjnych (szczegółowiej model Hohenheim). W końcowej części tego rozdziału zwraca uwagę, że jednym z najważniejszych celów pracy jest zbudowanie uniwersalnej piasty pomiarowej pozwalającej mierzyć siły i momenty działające na koła o różnych rozmiarach obręczy, bez konieczności zmian w ich konstrukcji. Autor stwierdza, że do chwili gdy realizował pracę, nie produkowano piasty pomiarowej uniwersalnej o możliwościach przenoszenia momentu rzędu 60 kNm.

Rozdział 3, najobszerniejszy, zawiera analizę sił i momentów działających na koło pojazdu, koncepcję, opis konstrukcji i obliczenia wytrzymałościowe głowicy do pomiaru sił i momentów działających na koło toczone, hamowane i skręcane (WFTMD – wheel forces and torque measurement device) oraz zasady pomiaru i analizy sygnałów z czujników tensometrycznych. Powodem, dla którego zdecydowano o budowie takiego przyrządu był

brak czujników o wymaganym, maksymalnym zakresie pomiarowym oraz względy ekonomiczne.

W punkcie 3.2 autor analizuje siły i momenty działające na koło wywołane obciążeniem normalnym, kątem poślizgu (znoszenia) i momentem hamującym lub napędowym.

Siły między kołem, a nawierzchnią jezdni oddziałują na oś koła i są mierzone czujnikami pierścieniowymi w układzie współrzędnych (x_c , y_c , z_c) związanym ze środkiem koła i płaszczyzną, w której znajdują się pierścienie, co wynika z rys. 3.12 i następnych. Ten model jest następnie podstawą do analizy sygnałów z czujników pierścieniowych usytuowanych w płaszczyźnie równoległej do płaszczyzny obręczy koła.

W dalszej części tego punktu autor przyjmuje maksymalne wartości sił i momentów działających na koło i przedstawia koncepcję głowicy pomiarowej z piastą (rys. 3.3). Odształcenia powierzchni pierścieni są mierzone tensometrycznie, a sygnały z tensometrów przesyłane z elementów wirujących do układu pomiarowego. Autor krótko wspomina o sześciu komponentowej piaście w pracy Josta z 1980 r. z rozciągаныmi pierścieniami tensometrycznymi w zastosowaniu do badań kół traktorów (str. 29). Podaje tylko, że było to rozwiązanie uproszczone. Warto było pokazać to rozwiązanie aby porównać z wersją przyrządu autora.

Uwagi do tej części pracy:

Tensometry na pierścieniach pomiarowych usytuowane są w płaszczyźnie równoległej do płaszczyzny środkowej koła (opony). Czy powinna być znana odległość między tymi płaszczyznami? Autor nie odnosi się do tej kwestii.

Na str. 25: Podano obciążenie użyteczne (payload) w kg masy. Jeżeli obciążenie, to powinno być w jednostkach siły [N]. Z kolei, z dalszej części tego punktu wynika, że jest to masa.

Str. 25: Jak jest uzasadnienie przyjęcia wartości współczynnika impact factor 0,5, czyli stosunku minimalnej siły dynamicznej do nacisku statycznego (wzór 3.1)

Str. 26: Tab. 3.1. W tytule powinno być: Maksymalne obciążenia w osi koła.

Str. 26: W tab. 3.1. przyjęto wartość maksymalnej siły wzdłużnej dla współczynnika przyczepności 0,9, a poniżej tabeli jest podana wartość $\mu=1$. Wtedy wartość siły wzdłużnej jest inna niż w tabeli. Proszę o wyjaśnienie.

Str. 26: Przyjęto ramię działania siły $F_{yw}=1\text{ m}$, a w tabeli jest moment obliczony dla $r=0,9\text{ m}$?

Str. 28: Rys. 3.3 jest słabo czytelny, a jest podstawowy dla zrozumienia połączeń poszczególnych elementów. Dwukrotnie oznaczono outer carrying plate. Proszę o wyjaśnienie sposobu połączenia piasty pomiarowej z tarczą koła.

Obliczenia wytrzymałościowe pierścieni pomiarowych autor przeprowadza dwoma metodami: analizy naprężeń z zastosowaniem metody energetycznej i twierdzenia Castigliano (dla pojedynczego pierścienia), oraz metodą elementów skończonych MES dla całej głowicy. Uprzednio dobrał kształt i materiał pierścieni (stal 51CrV4). Metodę Castigliano wykorzystał przyrównując odkształcenia ramienia pierścienia do przypadku zginania belki momentem M_ϕ (wzór 3.5). W przypadku odkształceń pierścienia (rys. 3.5) takie uproszczenie jest daleko idące. Poddawany jest on złożonemu układowi naprężeń i odkształceń w różnych płaszczyznach, również prostopadle do płaszczyzny rysunku 3.5. Autor podaje literaturę, na której oparł swoją analizę. Nasuwają się pytania: Gdzie jest swobodny koniec tej „teoretycznej belki”? Czy siła V_r jest reakcją na siłę F_y , a moment M_r reakcją na moment M_0 na rys. 3.5? Względem którego punktu działa moment M_ϕ ?

Autor wyprowadził zależności na odkształcenia w kierunkach x , y i obrót ϕ górnej części pierścienia względem dolnej. To oznacza, że dolną część pierścienia przyjął jako ostoję. Na rys. 3.7 oś y jest inaczej usytuowana w stosunku do pierścienia niż na rys. 3.5, co powoduje, że odkształcenia z indeksem y na str. 34 i 35 nie są tożsame z tak samo oznaczonymi odkształceniami na str. 36, 37.

Autor powołuje się na publikacje D. L. Hoag’a i Yoerger’a. Natomiast bardzo podobne rozwiązanie pierścienia pomiarowego, analiza obciążeń i układ tensometryczny znajdują się w pracy Afzalinia i Roberge. Taki typ pierścienia sprężystego nazywany jest EOR (extended octagonal ring). Czy autor korzystał z tych wyników?

Po analizie analitycznej odkształceń i naprężeń pojedynczego pierścienia autor przeprowadził analizę działania całej głowicy pomiarowej składającej się z sześciu pierścieni mocowanych do płyty w kształcie pierścienia. Sztywność głowicy jest sumą sztywności pierścieni. Istotne jest aby była niezmienna w czasie obrotu koła. Autor przeanalizował wpływ ilości pierścieni (4, 6, 8) na odkształcenia głowicy pomiarowej i do badań przyjął głowicę z sześcioma pierścieniami (str. 42). Natomiast czujniki tensometryczne naklejone były tylko na czterech pierścieniach.

Metodę elementów skończonych autor zastosował w celu sprawdzenia wytrzymałości głowicy przy maksymalnych obciążeniach oraz w celu sprawdzenia czułości przyrządu dla projektowanych obciążeń minimalnych, np. pomiarów oporów toczenia. Wyniki przedstawił w tab. 3.3 dla siedmiu wartości obciążenia przyczepy pomiarowej i kąta poślizgu koła α (kąta znoszenia). Występuje niezgodność między danymi w tab. 3.3, wykresem 3.9 i tekstem, w którym autor podał, że największe odkształcenie wystąpiło dla przypadku obciążenia nr 2, dla

którego największe jest naprężenie, a na rys. 3.9 jest to przypadek nr 3, dla którego naprężenia nie są największe.

Jako rezultat tych szerokich obliczeń wytrzymałościowych autor podał wymiary pierścienia pomiarowego (tab. 3.4).

Punkt 3.4 to opis techniki pomiarowej z zastosowaniem tensometrów. Tensometry założono do czterech przeciwnych pierścieni: a , c , e , f (rys. 3.13). Pozostałe dwa pierścienie: b i d nie są elementami układu pomiarowego, spełniają rolę usztywnienia obwodowego i promieniowego głowicy. Na każdym z pierścieni pomiarowych zamontowano 8 tensometrów: po 4 w pełnych mostkach Wheatstone'a. Otrzymujemy więc 8 niezależnych sygnałów: po dwa z każdego pierścienia pomiarowego. Tor pomiarowy uzupełnił o czujnik kąta obrotu koła.

Przedstawił przebiegi sygnałów napięciowych z czujników tensometrycznych w funkcji obrotu koła, wykazując symetrię działania poszczególnych pierścieni, str. 50. Obliczenie sił i momentów komplikuje się, ponieważ sygnały z wirujących czujników oscylują i ich pojedyncze sygnały nie reprezentują przebiegu sił. Autor podał skomplikowany matematyczny algorytm wyznaczania sił i momentu, najpierw w płaszczyźnie koła x , z i momentu M_{yC} względem osi obrotu koła, a następnie sił poprzecznych F_{yC} i momentu M_{xC} i M_{zC} na podstawie sygnałów z odpowiednich par czujników, w funkcji kąta obrotu koła (wzory 3.62 – 3.65). Moment wokół osi y jest iloczynem sześciu średnich sygnałów sił F_{xC} z naprzeciwległych czujników razy promień koła r_{MD} (wzór 3.68). Czy oznacza to, że przyjęto równomierny rozkład obciążeń obwodowych wszystkich pierścieni, łącznie z tymi, na których nie ma czujników tensometrycznych?

W dalszej części dotyczącej przygotowania głowicy pomiarowej dokonano kalibracji pierścieni na specjalnym stanowisku z hydraulicznym wywoływaniem siły w płaszczyźnie pierścienia, w kierunkach x i y (rys. 3.18), a następnie przy równoczesnym działaniu sił w kierunkach x i y , z „wirującym” obciążeniem. Przeanalizował wpływ kierunków obciążeń na wartość sygnałów z czujnika. Omówił trudności z kalibracją całości głowicy pomiarowej, które spowodowały kalibrację całości tylko w kierunku y .

Uwagi:

Na str. 51 i 56 jest błąd w powołaniu się na wzory, powinno być [3.64] i [3.65].

Czy sprawdzono kalibrację w kierunku osi z wg rys. 3.18 ?

W tab. 3.5, kol. 6 jest podana różnica w kg – nie wiadomo czego dotyczy.

Proszę o wyjaśnienie znaczenia parametru „cross over talk” – str. 59.

W **punkcie 3.5** autor opisał trudności techniczne z mocowaniem płyt pomiarowych do tarczy koła i piasty z układem napędowym planetarnym. W końcowej części tego rozdziału przedstawił tor pomiarowy z przetwornikiem A/C i układem akwizycji danych. Analizę wyników badań autor przeprowadzał w programie Matlab.

Punkty 3.4 i 3.5 pracy pokazują szczegóły techniczne badań i bardzo duży wkład pracy w część badawczą.

Uwagi:

Str. 67: Co oznacza wymiar [g] opisany jako najmniejszy mierzony krok siły.

W **Rozdziale 4** autor przedstawił zadania jakie spełnia stanowisko MMTR (Mobile Tire Test Rig) czyli jego funkcjonalność. Stanowisko umożliwia badanie parametrów opony w zależności od: obciążenia pionowego od 20 do 50 kN, rodzaju drgań, wielkości kąta skrętu koła ($\pm 15^\circ$), kąta pochylenia koła (podano $\pm 15^\circ$), wartości momentu hamującego.

W **punkcie 4.2** autor przedstawił płaski pionowy model ciągnika (traktora) i przyczepy pomiarowej (test rig), rys. 4.2. Istotne jest rozłożenie obciążeń osi traktora względem tzw. środka równowagi (CB) tak aby drgania międzyosiowe były pomijalnie małe. Połączenie przyczepy z traktorem jest bezmasowe. Przy tych założeniach przyjęto, że badane koło z masą m_r zachowuje się jak oscylator jednomasowy obracający się wokół pkt K ciągnika (rys. 4.2).

Do analizy dynamiki wzdłużnej i poprzecznej autor posłużył się modelem traktora (rowerowym) i „jednościeżkowym” modelem całego zestawu. Przyjęto sztywne połączenie traktora z przyczepą w kierunku poprzecznym. Model przyczepy reprezentuje tzw. ćwiartkowy model pojazdu. Autor stwierdził, że przy założeniu stałej prędkości i położenia środka ciężkości (center of gravity) w osi układu, układ ma 2 stopnie swobody: obrót i przemieszczenie poprzeczne (str. 74). A co z ruchem wzdłużnym ?

Autor rozwiązuje zadanie ruchu ciągnika, na który oddziałuje koło przyczepy skręcone o znany kąt δ . Opisał matematycznie prędkości i przyspieszenia środka równowagi CB, kół oraz siły poprzeczne z uwzględnieniem znoszenia opon. Wykazał, że dla kąta skrętu koła badanego do 5° i prędkości v do 40 km/godz. ruch pojazdu jest stabilny. Przy przesuwie środka CB w kierunku osi przedniej układ staje się niestabilny.

Wyniki obliczeń przedstawił na wykresach (rys. 4.4, 4.5).

W **punkcie 4.3** przedstawił budowę przyczepy badawczej. Obciążenie przyczepy jest tak rozkładane aby środek ciężkości leżał w płaszczyźnie koła i możliwie blisko nad jego osią obrotu. Jest to warunek do analizy układu jako oscylatora jednomasowego. W przyczepie

zamontowane jest 6 czujników mierzących 9 parametrów oraz 3 aktuatory: momentu hamowania, kąta skrętu koła, kąta pochylenia koła.

Uwaga: Proszę o wyjaśnienie zasady „poziomowania” przyczepy i łączenia z traktorem.

Rozdział 5 to metodyka wykonywania testów, analiza i ocena wyników badań. Testy wykonywane były na torze pomiarowym w Kolonii, na nawierzchni asfaltowej, poziomej.

Sztywność promieniowa i tłumienie opony badane były dwoma metodami:

- metodą drgań swobodnych z tłumieniem,
- metodą analizy drgań losowych

W punktach 5.1.1 i 5.1.2 autor omówił zasady testu drgań swobodnych przy pojedynczym wymuszeniu od nierówności drogi. Koło przejeżdżało przez specjalnie zaprojektowany próg o przekroju trapezowym (rys. 5.3) i spadając z niego wpadało w drgania tłumione. Do obliczeń promieniowych własności opony stosowany był sygnał przyspieszenia osi koła z_r'' . Autor przedstawił podstawowe zależności układu drgającego o 1 stopniu swobody z tłumieniem wiskotycznym. Na schemacie tego układu (rys. 5.2). zamienione są oznaczenia sztywności i tłumienia w stosunku do oznaczeń w równaniach opisujących układ drgający.

Przebieg $z_r'' = f(t)$ uzyskany z czujnika przyspieszeń został wygładzony przy pomocy średniej kroczącej. Na podstawie tak przygotowanego przebiegu $z_r'' = f(t)$ i obliczonej wartości średniej amplitudy przyspieszenia w analizowanym czasie, wyliczał kolejno: okres drgań tłumionych T_d , częstość kątową drgań tłumionych ω_d , logarytmiczny dekrement tłumienia Λ , wskaźnik zaniku drgań δ , częstość kątową drgań własnych ω_0 , sztywność promieniową opony k , bezwymiarowy wskaźnik tłumienia ξ , stałą tłumienia wiskotycznego c . Sztywność promieniowa k , stała tłumienia c i wskaźnik tłumienia ξ są podstawowymi parametrami oceny opony w tym teście.

Analiza wykonana jest w sposób klasyczny. Natomiast należało ocenić rozrzut wyników pomiarów w kolejnych próbach, ilość powtórzeń przejazdów dla uzyskania określonej dokładności. Jest to szczególnie ważne wobec bardzo małych wartości wskaźnika tłumienia i związanych z tym minimalnych różnic częstości kątowych drgań swobodnych i tłumionych. Na ten temat nie ma żadnej informacji.

W punkcie 5.1.3 pracy autor przedstawił możliwości oceny sztywności i tłumienia opony dla wymuszeń losowych od drogi i małych amplitud drgań. Badania wykonał przy prędkości jazdy 5 - 25km/godz. t swobodnym toczeniu koła. Przedstawił wykresy przebiegów prędkości wzdłużnej koła, przyspieszenia pionowego, wartości parametru rms w funkcji czasu.

W tej części pracy autor szczegółowo analizuje losowość drgań. Przyjął, że w wybranych okresach czasu rozkład nierówności drogi, czyli losowe wymuszenie, jest rozkładem bliskim normalnego (rozkładem Gausa), a drgania koła również mają rozkład gaussowski. Na podstawie dwóch parametrów: skewnees (asymetrii - skośności) i kurtosis (spłaszczenia) ocenił, że sygnał przyspieszenia koła a_z ma rozkład gaussowski ($s_k \approx 0$, $k \approx 3$) w okresie jazdy ze stałą prędkością v . Na str. 99 napisał, że jest tylko bliski gaussowskiemu.

Stwierdził, co jest dość oczywiste, że cały przebieg ruchu przyczepy od rozpędzenia do zatrzymania jest niestacjonarny. Ten cykl jazdy podzielił na etapy. W okresie jazdy z ustaloną prędkością parametr rms zmienia się niewiele i przyjął, że w określonym przedziale czasu (około 12 sekund – rys. 5.5) przebieg jest funkcją losową quasi stacjonarną, a proces ergodyczny – str. 98. Przebieg nazwał pseudo losowymi drganiami (*pseudo random vibration*). Wiele z tych analiz byłoby bardziej jasne gdyby autor pokazał fotografie nawierzchni drogi, na której prowadził badania.

W dalszej części pracy autor przeszedł do analiz drgań (a ściśle opóźnień koła) w dziedzinie częstotliwości. Wyzначył gęstość widmową mocy PSD przyspieszeń pionowych osi koła stosując transformatę Fouriera. Nie podał w sposób jednoznaczny zależności na wyznaczenie parametru PSD. Na str. 154 podał trzy zależności.

Przedstawił przykładowo zależność PSD od częstotliwości sygnału przyspieszenia dla jednej prędkości badań (25 km/godz.). Wydaje się, że najpierw należało pokazać podstawową charakterystykę amplitudowo częstotliwościową funkcji przyspieszenia koła.

Autor omówił również możliwe błędy przypadkowe i systematyczne w analizie PSD (wzór 5.23). Wiele miejsca poświęcił na analizę błędów. Przyjął zasadę, że błąd statystyczny nie powinien przekraczać 15% i do tego założenia przystosował zasady podziału sygnału przyspieszenia (str. 100, 101). Zachodzi pytanie, czy te ustalenia dotyczą tylko tych konkretnych warunków badań (stan nawierzchni, własności opony, prędkość), czy mają szerszy charakter ?

Na podstawie obliczeń wartości sygnału PSD identyfikuje parametry opony: sztywność, tłumienie. Zastosował metodę ekwiwalentności między mechanicznym układem tłumiącym o jednym stopniu swobody i filtrem o określonej przepustowości (rys. 103). Jest to metoda przedstawiana w literaturze, np. Aspinwall. Polega na „zastąpieniu” przebiegu $PSD(f)$ rzeczywistego, o stromym przebiegu, umownym białym szumem o stałej wartości PSD. Autor

obliczył tzw. wskaźnik jakości $Q = \frac{f_0}{\Delta f} = \frac{f_0}{f_2 - f_1}$, a następnie łączy ten wskaźnik z

wskaźnikiem tłumienia $\zeta = \frac{1}{2Q}$ i wylicza tłumienie opony. Nie wyjaśnia fizykalnego związku

między wskaźnikiem Q i wskaźnikiem tłumienia ζ ($\zeta = \frac{\delta}{\omega_0} = \frac{c}{2m\omega_0}$). Jaki jest rozrzut

wyników wskaźnika Q dla powtórzeń pomiarów? W pracy podany jest jeden przykład obliczeniowy.

Nasuwa się uwaga, że jest to metoda wyznaczania parametru tłumienia z pewnym prawdopodobieństwem. W literaturze używa się określenia „oszacowanie”.

Przebieg PSD w funkcji częstotliwości będzie różny na różnych nawierzchniach – przy różnych wymuszeniach. Czy w związku z tym parametry opony (tłumienie) wyznaczone tą metodą będą takie same czy różne?

Następny **punkt, 5.2**, dotyczy badań oddziaływania poprzecznego opona – jezdni. Badania wykonano przy prędkości jazdy 5 km/godz., początkowej jeździe na wprost, hamowaniu i nagłym skręcie koła przyczepy o około 10° , a następnie jeździe z kołem skręconym i zatrzymaniu. W celu obliczenia kąta poślizgu α_r koła przyczepy mierzono i rejestrowano 5 sygnałów: kąt skrętu koła δ , prędkość odchyłania ψ' , prędkość środka równowagi v (v_x , v_y), odległość środka równowagi CB od osi koła przyczepy (str. 106).

Autor przedstawił przykładowe wyniki pomiarów i obliczeń kąta znoszenia środka równowagi traktora β (slip angle) i kąta poślizgu koła badanego α_r oraz przebieg siły poprzecznej F_{YC} w funkcji czasu. Autor ocenił, że był to stan nieustalony. Pomimo stałego wymuszenia (v , δ), kąt znoszenia α_r narastał, a siła F_y silnie pulsowała. Wyniki pomiarów siły F_y charakteryzują się dużym rozrzutem (rys. 5.14). Może to wskazywać na silne oddziaływanie zakłóceń pomiarów. Autor tłumaczy to pionowymi zmianami obciążenia. Nasuwa się uwaga, że mogło to być spowodowane również zbyt małą sztywnością poprzeczną łącznika przyczepy z traktorem, lub układu skręcającego. Wyniki pomiarów aproksymował funkcją liniową.

Na str. 111 autor pisze, że równanie [5.32] reprezentuje skokową odpowiedź siły F_y w teście przy prędkości 5 km/godz. oraz że nie jest to zamiennik (substitute) charakterystyki opona – podłoże prezentującej zależność siły poprzecznej w funkcji kąta poślizgu koła. Wobec tego czy należy uważać, że były to indywidualne, specjalne warunki badań i tych wyników nie można uogólniać?

Rozdział 6 – Wyniki (Results)

W tym rozdziale autor komentuje wyniki badań drgań przy przejeździe przez pojedynczą przeszkodę i drgań losowych od nawierzchni jezdni. Do badań stosowano bezdętkowe opony Michalin Xeobib o ciśnieniu 1 bar, maks. prędkości 65 km/godz., bieżnik do jazdy po gruncie i drogach utwardzonych.

W punkcie 6.1 przedstawia charakterystyki sztywności i tłumienia opony koła przedniego i tylnego traktora w funkcji prędkości przy przejeździe przez pojedynczą przeszkodę – próg o przekroju trapezowym. (rys. 6.3). Można zauważyć prawie dwukrotne zmiany (wzrost) sztywności opony przy niewielkiej zmianie prędkości (10 – 15 km/h). Również prawie dwukrotnie rośnie tłumienie. Autor pisze o „złej historii przyspieszania” dla różnych prędkości – str. 116. Co to oznacza ?

W analizie drgań przy wymuszeniu losowym posłużył się parametrem PSD przyspieszenia osi koła. Na podstawie wyników badań i obliczeń parametru rms przyjął, że w określonych przedziałach czasu sygnał odpowiedzi, czyli przyspieszenie $z_r''(t)$ jest stacjonarny. Wyniki w tab. 6.2 najprawdopodobniej dotyczą koła przedniego, a nie tylnego jak podano.

Oprócz analizowanych sygnałów PSD dla częstotliwości własnej $f_0 = 1,56$ Hz występują piki PSD dla innych częstotliwości (rys. 6.4 i 6.5). Autor ich nie skomentował.

W badaniach drgań losowych autor otrzymał stałe wartości sztywności opony k , inaczej niż w teście przejazdu przez przeszkodę. Natomiast tłumienie zmniejszyło się prawie o połowę przy niewielkiej zmianie prędkości jazdy (20 – 25 km/godz.). W zależności od warunków badań i metody analizy wyników zmiany sztywności i tłumienia są w odwrotnym kierunku, a wartości zdecydowanie inne (2 i 3, wobec 7 i 8,5 – rys. 6.3 i 6.6) przy przejeździe przez przeszkodę i po jezdni. Tak dużą zmianę wartości tłumienia autor tłumaczy nieliniowością własności opony (Voit – Kelvin model).

Uwaga: Czy wyniki na rys. 6.3 i 6.6 reprezentują pojedyncze przejazdy czy uśrednione z kilku prób ? Autor nie podał parametru Q dla kolejnych prób, a wartość tego parametru ma podstawowe znaczenie w obliczeniach tłumienia i wskaźnika tłumienia dla drgań losowych.

Testy sił poprzecznych wykonywane były tylko dla opon jednego rozmiaru (kół tylnych traktora), do prędkości 15 km/godz. Z powodu małej szerokości jezdni trwały tylko kilkanaście sekund. Wyniki badań wykazały bardzo duże pulsacje siły bocznej.

Autor stwierdza, że siła poprzeczna była mierzona w stanach nieustalonych (przejściowych) (str. 126). Nasuwa się uwaga, że takie badania powinny być poprzedzone pomiarami w stanach ustalonych, bo takie charakterystyki są podstawą oceny opon.

Rozdział 7 – Dyskusja

W dyskusji autor przyznaje, że sztywność promieniowa opony uzyskana w badaniach opony tylnej nie jest zgodna z danymi literaturowymi i tłumaczy to złą jakością „historii przyspieszania”. Czy jest możliwość „poprawy” tej jakości ?

Na podstawie analizy literatury autor podaje wyniki badań innych naukowców. Różnice są tak znaczne, że nie można wyciągnąć konkretnych wniosków. Potwierdza to, że wyniki badań w istotny sposób zależą od warunków ich przeprowadzania i sposobu ich analizy.

Autor wskazuje, że w analizach innych badaczy z zastosowaniem gęstości widmowej PSD do identyfikacji systemu, brak jest informacji o statystyce sygnału, szerokości pasma filtracji, błędzie statystycznym. Ocena parametru PSD bez uśredniania może prowadzić do błędu większego od 80% (str. 128). Dlatego tym zagadnieniom poświęcił dużo miejsca w pkt 5.1.3.

W punkcie 7.2 „Perspektywach dalszych badań” stwierdził, że wyniki badań opon poddanych wymuszeniom losowym mogą być porównywalne między różnymi ośrodkami pod warunkiem, że metoda obliczeń musi być zawsze taka sama. Można dodać, że i warunki badań powinny być identyczne.

Autor przyznaje, że dysponując tylko sygnałem wyjściowym (tak jak w pracy) może dojść do przeszacowania, lub niedoszacowania funkcji przejścia $H(t)$, czyli funkcji określającej własności obiektu badań (w tym przypadku sztywności, tłumienia).

Równoczesny pomiar (obliczanie) PSD wymuszenia, czyli profilu drogi i PSD odpowiedzi, czyli przyspieszenia koła dostarczyłoby informacji potrzebnych do obliczenia funkcji przejścia. W tym punkcie autor wskazuje tradycyjną metodę postępowania, czyli ustalenie zależności między gęstością widmową mocy wymuszenia $G_x(f)$ (jednostronna gęstość widmowa), gęstością widmową wyjścia $G_y(f)$ i transmitancją przejścia $H(f)$:

$G_y(f) = |H(f)|^2 G_x(f)$. Jeżeli występują zakłócenia to należy wprowadzić funkcję koherencji

$$\gamma^2(f) = \frac{H_2(f)}{H_3(f)} \text{ i obliczać wskaźnik szumów SNR (signal to noise ratio: } R(f) = \frac{\gamma^2}{1 - \gamma^2} \text{)}.$$

Według autora uzyskanie sygnału wejścia w opracowanej metodzie badań jest niemożliwe, ponieważ nie ma możliwości niezależnego (wolnego od drgań) zamocowania koła mierzącego nierówności drogi (skid wheel).

Rozdział 8 - zakończenie (Conclusion)

W tym rozdziale autor stwierdza, że rezultaty badań potwierdzają, że mobilna przyczepa (mobile tire test rig) umożliwia pomiar parametrów opon takich jak sztywność i

tłumienie w kierunku promieniowym oraz wykonanie charakterystyk oddziaływania między oponą, a jezdnią w kierunkach wzdlużnym i poprzecznym. Koła o różnych rozmiarach obręczy mogą być badane bez stosowania obręczy specjalnych.

Wnioskiem jest, że do badań potrzebna jest duża powierzchnia jezdni: jej szerokość i długość, co jest dość oczywiste. Pomiar na dłuższych odcinkach pozwala zwiększyć dokładność analiz dla wymuszeń losowych oraz przebadać własności opon przy większych prędkościach. Badania potwierdziły konieczność oceny dokładności obliczanych parametrów w teście drgań z wymuszeniem losowym.

Autor podaje efekty przyszłościowe pracy, która może być przydatna do opracowania standardów, norm do badań drogowych tego typu opon. Wyniki badań drogowych są przydatne przy opracowywaniu i uściślaniu modeli matematycznych opon do programów symulacyjnych ruchu pojazdów.

Można stwierdzić, że przedstawione wnioski mają swoje uzasadnienie w treści pracy.

3. Końcowa ocena pracy i wniosek

Autor recenzowanej pracy zaprezentował możliwość zastosowania jednokołowej przyczepy z głowicą pomiarową specjalnej konstrukcji do badań własności sprężysto tłumiących opon wielkogabarytowych w warunkach drogowych. Praca charakteryzuje się wielowątkowością i dużą szczegółowością. Obszar zagadnień naukowych i technicznych jest bardzo szeroki: dynamika pojazdu, wytrzymałość materiałów, tensometria oporowa, analiza drgań, analiza procesów stochastycznych, pomiary wielkości elektrycznych, komputerowa analiza wyników. Pracę charakteryzuje naukowe podejście do kolejno rozwiązywanych problemów technicznych.

Na uwagę zasługuje dokładna analiza teoretyczna odkształceń pierścieni pomiarowych i analiza pomiaru sił w trzech kierunkach na podstawie sygnałów z tensometrów umieszczonych na tych pierścieniach. Autor na podstawie istniejących rozwiązań opracował konstrukcję pozwalającą precyzyjniej rozdzielić sygnały pochodzące od sił działających w kierunkach x , y , z .

Autor bardzo dokładnie rozważył konstrukcję ramy przyczepy aby uzyskać rozkład obciążeń dający środek masy przypadający nad osią koła. Takie rozwiązanie, łącznie z konstrukcją połączenia przyczepy z ciągnikiem pozwala traktować przyczepę z badanym kołem jako układ o jednym stopniu swobody drgający w kierunku osi z .

W części dotyczącej przejazdu przez przeszkodę zaprojektował płytę o przekroju trapezowym co pozwoliło „uspokoić” ruch przyczepy przed chwilą zjazdu z płyty i analizy drgań.

Autor starannie opracował wyniki badań. Analizy dla drgań swobodnych po przejeździe przez przeszkodę nie budzą zastrzeżeń, oparte są o podstawowe zależności. Brakuje tylko przedstawienia rozrzutu wyników przy kolejnych przejazdach przez płytę pomiarową. Znacznie trudniej było autorowi analizować wyniki badań losowych od nawierzchni jezdni. Zastosował metodę proponowaną przez niektórych badaczy polegającą na potraktowaniu mechanicznego tłumika drgań (opona – masa) jako filtra o określonym paśmie przenoszenia. W tym celu posłużył się parametrem gęstości widmowej i wskaźnikiem jakości Q obliczonym na podstawie częstotliwości rezonansowej układu drgającego f_0 i przedziału częstotliwości umownego filtra Δf . Jest to podejście, w którym bez informacji o parametrach wymuszenia ocenia się własności obiektu badanego. Może to budzić wątpliwości. Ta metoda nazywana jest w literaturze szacowaniem tłumienia.

Należy podkreślić, że autor zdawał sobie sprawę z możliwych błędów przy tego typu analizie. Dużo miejsca poświęcił na analizę sygnału przyspieszenia w zakresie oceny jego stacjonarności oraz na przedstawienie sposobu ograniczania możliwego błędu obliczeń według tej metody. Jest to podejście, które uściśla analizę w stosunku do dotychczasowych opracowań wyników drgań losowych opon innych autorów.

W kolejnych rozdziałach pracy powoływał się na stosowną literaturę i wyniki badań innych ośrodków. Spis literatury załączony do pracy liczy 76 pozycji. Przy tak obszernym tematycznie zakresie pracy doktorskiej autor podaje tylko jedną pozycję własną z roku 2008 [63].

Oczywiście istnieją jeszcze pewne pytania i wątpliwości, z których autor zdaje sobie sprawę (np. sposób analizy drgań losowych, badania dynamiki poprzecznej opony w stanach ustalonych), niemniej opracowana konstrukcja przyczepy i metodyka badań stanowi znaczny wkład w trudną tematykę badań charakterystyk opon.

Układ pracy jest logiczny, kolejne rozdziały wprowadzają w kolejne etapy pracy. Należy podkreślić bardzo duży wkład pracy autora obejmujący zarówno zagadnienia teoretyczne jak i badawcze i inżynierskie. Zakres pracy wskazuje, że autor musiał wykazać się również umiejętnościami pracy w zespole.

Uwzględniając wykazane zalety pracy, jej zakres i poziom oraz uwagi krytyczne zawarte w niniejszej opinii, uważam że praca spełnia wymagania stawiane przez Ustawę o stopniach naukowych i tytule naukowym i może być dopuszczona do publicznej obrony.

