



Numeryczna analiza wyężenia podwozia gównego z uszkodzeniem w dynamicznym teście przyziemienia

WIESŁAW KRASOŃ, JERZY MAŁACHOWSKI

Wojskowa Akademia Techniczna, Wydział Mechaniczny,
Katedra Mechaniki i Informatyki Stosowanej,
00-908 Warszawa, ul. S. Kaliskiego 2

Streszczenie. Lądowanie jest najniebezpieczniejszą fazą lotu samolotu. Gównym zadaniem podwozi lotniczych jest pochłanianie energii samolotu podczas lądowania i startu. Dlatego podwozie lotnicze musi posiadać odpowiednią wytrzymałość zapewniającą bezpieczeństwo i założony czas eksploatacji. Większość analiz zmęczeniowych i numerycznego prognozowania czasu eksploatacji podwozi lotniczych ogranicza się do liniowych analiz i badania zjawisk lokalnych występujących wokół uszkodzenia. Największą zaletą prezentowanej w pracy metody numerycznej jest możliwość zastosowania do badania kompletnego układu podwozia lotniczego z możliwością uwzględnienia uszkodzenia. Jest to niemożliwe do zrealizowania innymi metodami, w tym także za pomocą badań eksperymentalnych. W pracy przedstawiono idealny model MES oraz model podwozia z uwzględnieniem uszkodzenia. Modele takie zastosowano w analizie wyężenia poszczególnych podzespołów podwozia podczas różnych symulacji przyziemienia.

Słowa kluczowe: podwozie lotnicze, idealny/nominalny model MES i model 3D z uszkodzeniem, numeryczna symulacja przyziemienia

Symbole UKD: 629.7.027

Wprowadzenie

W różnych pracach w literaturze światowej oraz krajowej omawiane są zagadnienia bezpieczeństwa krytycznych faz lotu, tj. np. lądowania, badania wytrzymałości podwozi lotniczych z coraz powszechniejszym zastosowaniem metod komputerowych i symulacji numerycznych [1-5]. Poszukiwanie przyczyn powstawania uszkodzeń i awarii zespołów podwozi samolotu stało się bardzo kosztowne oraz pracochłonne. Skłoniło to konstruktorów do przejścia z analizy rzeczywistego mo-

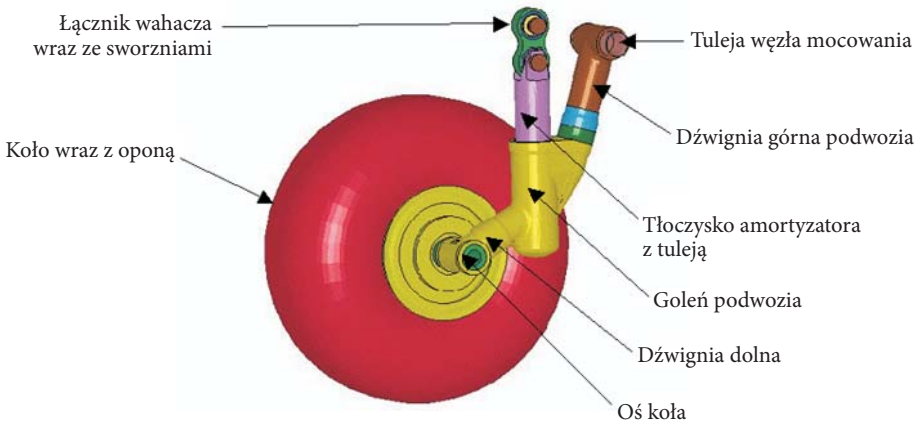
delu do analizy modeli wirtualnych, a także do budowania modeli matematycznych, opisujących zjawiska zachodzące przy lądowaniu.

W znanych autorom pracach krajowych i zagranicznych [4, 6-10] nie pojawiła się dotychczas koncepcja wykorzystania kompletnego modelu odkształcalnego układu podwozia w analizach dynamicznych. Najbardziej spopularyzowana w badaniach numerycznych podwozi jest wieloetapowa metoda z zastosowaniem modeli globalno-lokalnych [7-9]. W ostatnich latach często wykorzystywane są modele układów wieloczłonowych (ang. *multibody*) w analizie numerycznej kompletnych zespołów podwozi lotniczych. Przykładem są prace [4, 6, 10]. Zastosowano w nich wieloczłonowe modele podwozi złożonych z brył sztywnych połączonych za pomocą odpowiednich więzów kinematycznych. Omówione metody podlegają poważnym ograniczeniom i mogą być zastosowane w wąskim zakresie. Problemy pojawiające się w takich ujęciach badań podwozi lotniczych można rozwiązać, stosując metody analizy dynamicznej w modelach kompletnego podwozia głównego. Wirtualne modele 2D i 3D, zbudowane w środowisku CAD, oraz analizy numeryczne prowadzone za ich pomocą pozwalają na zmniejszenie kosztów związanych z poszukiwaniem przyczyn awarii oraz ograniczenie do minimum pojawiania się błędów konstrukcyjnych w procesie eksploatacji.

W pracy zaproponowano model odkształcalny 3D kompletnego układu podwozia głównego w konfiguracji nominalnej i z uszkodzeniem, który zastosowany będzie do analizy wpływu postępującego procesu zniszczenia jednego elementu (pęknięcie) na wyężenie kompletnego podwozia [7, 8]. Główną zaletą proponowanego w pracy modelu do analizy numerycznej jest możliwość jego zastosowania do badań podwozi, których wykonanie innymi metodami, w tym także metodami eksperymentalnymi, jest niemożliwe do zrealizowania (np. ze względu na konieczność zapewnienia bezpieczeństwa personelu i sprzętu). W modelach globalno-lokalnych stosowanych w analizach wieloetapowych, omawianych w [11, 12], a także w modelu 3D kompletnego podwozia do analiz dynamicznych, przedstawionych szczegółowo w pracach [13-15] autorów, odwzorowano nominalną konstrukcję podwozia głównego samolotu transportowego. Oznacza to, że rozpatrywane modele globalne i lokalne były modelami idealnymi, w których nie było możliwości uwzględnienia wielu zjawisk, mogących poważnie zaburzyć pracę układu. Może to dotyczyć obecności wad materiałowych, technologicznych, czy też oddziaływania na układ podwozia uszkodzeń podzespołów, wynikających na przykład z procesu eksploatacji (efekty zużycia części) [7, 16-17]. Ważną rolę w doprecyzowaniu dodatkowych czynników wpływających na stan wyężenia układu podwozia odegrały badania laboratoryjne podwozia. Okazało się, że w trakcie badań stanowiskowych obiekt badań uległ zniszczeniu. Badania obszaru przelomu dźwigni podwozia [12, 17] pozwoliły ustalić, że zniszczenie to nie wystąpiło jednak w obszarach wskazanych przez model globalny jako obszary maksymalnie wyężone i w związku z tym potencjalnie niebezpieczne. Problemem okazała się technologia (wykonanie) ele-

mentu podwozia. Uległo ono zniszczeniu na skutek nieciągłości materiału powstałej w spoinie łączącej dźwignię górną i dolną goleni badanego podwozia.

W pracy omówiono model 3D kompletnego podwozia z uwzględnieniem uszkodzenia odwzorowanego na podstawie wyników badań fraktograficznych. Model MES podwozia zbudowano z odkształcalnych brył, które wiernie odzwierciedlają parametry geometryczno-fizyczne podstawowych podzespołów wykonawczych. W modelu tym uwzględniono dźwignię wraz z podzespołem węzła mocowania podwozia do struktury kadłuba, amortyzator z tuleją, przeguby kulowe, oś koła oraz sworznie. Połączenia ruchowe układu modelowano z uwzględnieniem odpowiednich warunków kontaktu. Nominalny model numeryczny zastosowany w analizie dynamicznej podwozia gównego samolotu transportowego przedstawiono na rysunku 1. Model nominalny i odwzorowujący uszkodzenie dźwigni goleni podwozia zastosowano w analizie dynamicznej, zrealizowanej za pomocą wyspecjalizowanego oprogramowania LS-Dyna [19]. W pracy omówiono wyniki symulacji testu przyziemienia podwozia w obu modelach. Dokonano oceny wpływu uszkodzenia na wyężenie podzespołów badanego podwozia gównego.

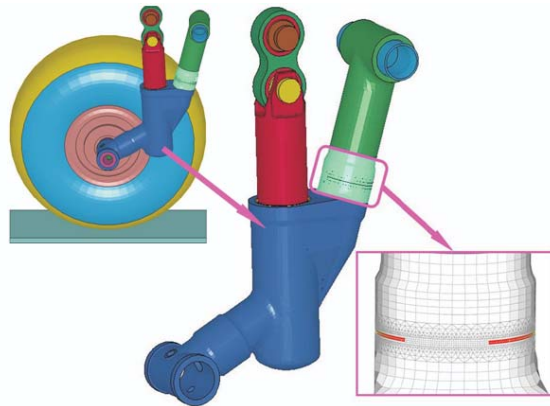


Rys. 1. Model nominalny (bez uszkodzenia) podwozia gównego

Modele dyskretne MES podwozia

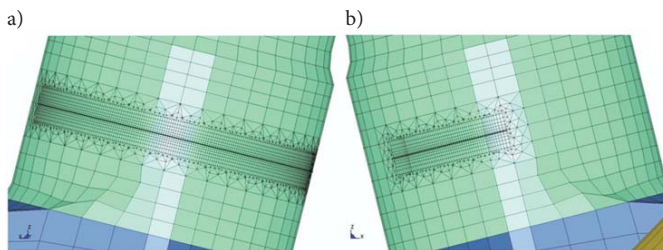
W kompletnym modelu podwozia gównego do analiz dynamicznych z uwzględnieniem uszkodzenia odwzorowano stan uszkodzenia, który na podstawie badań faktograficznych uznano za ostatni etap pęknięcia zmęczeniowego, w trakcie którego dalsze oddziaływanie sił zewnętrznych doprowadziło do przełomu statycznego. W odkształcalnym modelu 3D kompletnego układu odwzorowano zatem najbardziej niebezpieczny stan rozwijającego się uszkodzenia określony eksperymentalnie.

Przyjęto na podstawie obrazów fraktograficznych, że zmniejszenie nominalnego przekroju dźwigni podwozia przekracza 50%. W modelu do badań numerycznych zdefiniowano dwie szczeliny pęknięcia zlokalizowane w dźwigni goleni podwozia jak na rysunkach 2 i 3. Zastosowano w nim wszystkie założenia przyjęte do budowy modelu nominalnego 3D do analiz dynamicznych, który scharakteryzowano szczegółowo w pracach [13-15, 16, 18]. W modelu 3D, przeznaczonym do analiz dynamicznych podwozia z uszkodzeniem, odwzorowano wszystkie podzespoły układu podwozia, identycznie jak w modelu nominalnym (rys. 1). W wariancie podwozia z uszkodzeniem uwzględniono zatem następujące podzespoły: łącznik wahacza wraz z przegubami kulistymi — bieźniami łożysk i sworzniami, tłoczysko amortyzatora wraz z pierścieniami i z trzonem mocowania do łącznika, tuleję amortyzatora, oś koła ze sworzniem mocowania do dźwigni goleni, piastę koła podwozia, stator hamulca, oponę oraz dźwignię dolną i górną goleni podwozia. Modyfikacje w modelu 3D z uszkodzeniem w porównaniu do modelu nominalnego wprowadzono w obszarze spoiny łączącej dźwignię dolną i górną goleni podwozia. Sposób zagęszczenia siatki w obszarze pęknięcia przedstawiono na rysunku 3. Efekt uzyskany w obszarze spoiny w postaci zagęszczonej siatki elementów dyskretnych MES zastosowanych do modelowania szczelin uszkodzenia w modelu 3D kompletnego podwozia przedstawiono na rysunkach 2 i 3.



Rys. 2. Widok fragmentu modelu 3D kompletnego podwozia z modelem uszkodzenia w obszarze spoiny łączącej dźwignię górną i dolną goleni

Istotnym elementem wpływającym na pracę spoiny jest tuleja osiująca [7, 16-17]. Uwzględniano ją we wszystkich modelach lokalnych obszaru uszkodzonego, zastosowanych w obliczeniach quasi-statycznych. Zadaniem takiej tulei było osiowe ustawienie, przed spawaniem, dwóch łączonych elementów konstrukcji. Została ona powiązana spoinami szepnymi z górną częścią dźwigni podwozia. W modelu 3D kompletnego układu podwozia z uszkodzeniem (rys. 2) odwzorowano także



Rys. 3. Widok dwóch szczelin pęknięcia uwzględnionych w modelu 3D podwozia: a) w obszarze rozciągającym połączenia spawanego pomiędzy dźwignią górną i dolną goleni; b) w obszarze ściskanym połączenia spawanego pomiędzy dźwignią górną i dolną goleni

tuleję osiującą oraz jej połączenie z dźwignią górną podwozia za pomocą 7 spoin szczepnych. Spoiny takie modelowano, łącząc punktowo odpowiednie węzły tulei i dźwigni. Występują one tylko w obszarze ciągłości materiałowej, identycznie jak w konstrukcji rzeczywistej, testowanej eksperymentalnie [17].

Pomiędzy powierzchniami odwzorowującymi uszkodzenia w spoinie dźwigni zamodelowano dwie szczeliny o rozwarości wynoszącej 0,01 mm (rys. 3). Powierzchnie pęknięcia przekroju dźwigni podwozia zamodelowano jako płaskie i gładkie. Pomiędzy tymi powierzchniami odwzorowującymi uszkodzenie zdefiniowano kontakt typu *slave-master* z uwzględnieniem tarcia [19]. Parę kontaktową stanowią w tym przypadku sąsiadujące ze sobą powierzchnie pęknięcia. Powierzchnie pęknięcia zamodelowano poprzez identyfikację odpowiednich ścian elementów przylegających do uszkodzenia oraz nadając im odpowiednie charakterystyki. Zastosowany w tym modelu uszkodzenia rodzaj kontaktu nie wymagał definiowania dodatkowych elementów typu GAP, modelujących współpracę pomiędzy powierzchniami pęknięcia, jak to uczyniono w przypadku modeli lokalnych zastosowanych w quasi-statycznej analizie wieloetapowej. Tak zdefiniowane obszary kontaktu na powierzchniach pęknięcia umożliwiły ich współpracę poprzez wzajemny docisk w przypadku przenoszenia obciążeń ściskających (zwieranie szczelin pęknięcia) oraz rozwieranie pęknięcia w przypadku wystąpienia obciążeń rozciągających w obszarze uszkodzenia podczas testów dynamicznych.

Ostatecznie otrzymano model 3D kompletnego układu podwozia z odwzorowanym uszkodzeniem odpowiadającym postaci bezpośrednio poprzedzającej pełne przełamanie przekroju dźwigni badanego podwozia. W modelu kompletnego układu podwozia zastosowano 130 429 bryłowych elementów skończonych typu heksagonalnego oraz tetragonalnego. Kompletny model układu podwozia wraz z kołem w wersji uwzględniającej uszkodzenie zawierał ponadto 2760 elementów 2D (typu QUAD4) oraz 120 elementów MPC. Statystyka tak przygotowanego modelu 3D kompletnego układu podwozia z uwzględnieniem uszkodzenia zastosowanego w analizach dynamicznych jest następująca:

— całkowita liczba elementów w modelu podwozia	133 269,
— całkowita liczba węzłów w modelu	140 889,
— liczba elementów odkształcalnych w modelu	127 749,
— liczba elementów sztywnych w modelu płyty zrzutowej	5520,
— charakterystyki materiałowe	22.

Szczegółowe opisy budowy modelu 3D do badań dynamicznych wraz z podstawami teoretycznymi zamieszczono w pracach [13-18].

Analiza numeryczna

W rozważanym przypadku zagadnienie kontaktu między współpracującymi elementami podwozia, w tym także pomiędzy powierzchniami opisującymi szczelinę pęknięcia, zostało opisane z zastosowaniem metody obliczeniowej bazującej na funkcji kary [20-22]. Funkcja ta może być nałożona na przemieszczenia normalne w sformułowaniu przemieszczeniowym, na prędkości normalne zdefiniowane w ujęciu prędkościowym oraz — najczęściej stosowana forma — na przemieszczenia normalne w sformułowaniu prędkościowym. W metodzie funkcji kary siła normalna kontaktowa jest wyrażana równaniem (1):

$$F_{nij} = \zeta u_{nji} H(-u_{nji}), \quad (1)$$

gdzie: $H(\cdot)$ jest funkcją Heaviside'a, $\zeta = 1/\kappa$, a κ jest współczynnikiem funkcji kary. Warunki kontaktu są sprawdzane na podstawie $Bu \geq \gamma$, gdzie B jest macierzą opisującą kinematykę warunków brzegowych, a γ to wektor początkowych szczelin.

W trakcie realizacji numerycznej tej metody dodaje się fikcyjny człon energetyczny [19-22] w postaci funkcji kary (2).

$$\pi = \frac{1}{2} u^T K u - u^T f + \kappa [(Bu - \gamma)^T (Bu - \gamma)]. \quad (2)$$

Z punktu widzenia interpretacji fizycznej parametru funkcji kary należy jego działanie zdefiniować jako fikcyjny element sprężysty występujący pomiędzy dwoma kontaktującymi się węzłami. Wartość tego parametru jest wyznaczana na podstawie dokładności maszyny obliczeniowej, liczby niewiadomych oraz najmniejszej sztywności elementów będących w danej chwili w kontakcie. Podczas współpracy podzespoły układu podwozia głównego przemieszczają się, realizując złożone ruchy względne w przestrzeni. Taki charakter współpracy i zjawisk kontaktowych w przestrzeni trójwymiarowej powoduje, że wartości wielkości fizycznych w węzłach znajdujących się na styku kontaktujących się ciał wyznaczone są w każdym kroku czasowym. Procedura sprawdzająca wejście w kontakt dwóch współpracujących ciał bazuje na standardowym algorytmie zaimplementowanym w systemie LS-Dyna [19].

W trakcie współpracy tych ciał wyznaczane są odpowiednio wartości sił w tych punktach (węzłach). W tym procesie numerycznym wektory sił są przyłożone do punktów (węzłów) reprezentujących brzeg ciał.

Obliczenia realizowane metodą elementów skończonych [20] prowadzą do utworzenia macierzy bezwładności, sztywności i tłumienia, a następnie rozwiązania równania ruchu w postaci macierzowej (3):

$$M\ddot{d} + C\dot{d} + Kd = R, \quad (3)$$

gdzie: M — macierz bezwładności modelu dyskretnego;
 K — macierz sztywności modelu dyskretnego;
 C — macierz tłumienia modelu dyskretnego;
 R — wektor sił zewnętrznych;
 d — współrzędne uogólnione.

W metodach całkowania bezpośredniego równania ruchu w postaci (3) są rozwiązywane według jawnego algorytmu bazującego na metodzie różnic centralnych [20].

Warunki początkowo-brzegowe testów numerycznych

Opisaną powyżej metodykę obliczeń MES oraz modele 3D kompletnego podwozia głównego w wariancie nominalnym oraz w wariancie uwzględniającym propagujące uszkodzenie, zastosowano do wykonania analiz dynamicznych testu przyziemienia kompletnego układu podwozia.

W modelu 3D podwozia z uszkodzeniem uwzględniono dwie szczeliny pęknięcia goleni o różnej długości, występujące w obszarze spoiny łączącej górną i dolną część dźwigni podwozia. Uszkodzenie takie obejmuje około 50% przekroju dźwigni. Zamodelowany przypadek odpowiada fazie uszkodzenia poprzedzającej bezpośrednio całkowite przełamanie dźwigni podwozia. W ramach badań numerycznych z zastosowaniem takiego modelu zrealizowano symulację pracy układu podwozia głównego w warunkach lądowania samolotu o masie 7500 kg. W zamodelowanych wariantach przyziemienia przyjęto warunki brzegowo-początkowe odpowiadające przypadkom lądowania samolotu wyłącznie na dwa koła podwozia głównego. W takich przypadkach na układ podwozia głównego samolotu działają możliwie największe obciążenia dopuszczalne. Założono, że samolot wykonuje lądowanie z zachowaniem kąta natarcia lotu w fazie wyrównania przed przyziemieniem wynoszącym $\alpha = 13^\circ$. Odpowiada to tzw. lądowaniu na ogon i przyziemieniu w pierwszej fazie manewru tylko na dwa koła podwozia głównego. Tak wykonane przyziemienie powoduje oddziaływanie największych obciążeń na elementy podwozia. Ponad-

to przyjęto, że samolot ląduje z prędkością pionową $V_z = 2,13$ m/s i poziomą $V_x = 38$ m/s. Identyczne warunki brzegowo-początkowe zdefiniowano w modelu nominalnym 3D podwozia. W obu modelach zastosowanych w wariacie analizy dynamicznej odwzorowano więc warunki przyziemia podwozia głównego „na dwa punkty” z uwzględnieniem rozkręcenia koła podwozia do prędkości kątowej $\omega = 127,52$ rad/s (rys. 4). Symulowano w ten sposób występowanie prędkości postępowej w fazie przyziemia samolotu. Tak odwzorowanym wariantom symulacji przypisano w tabeli 1 oznaczenia I_{-nom} i I_{-usz} .

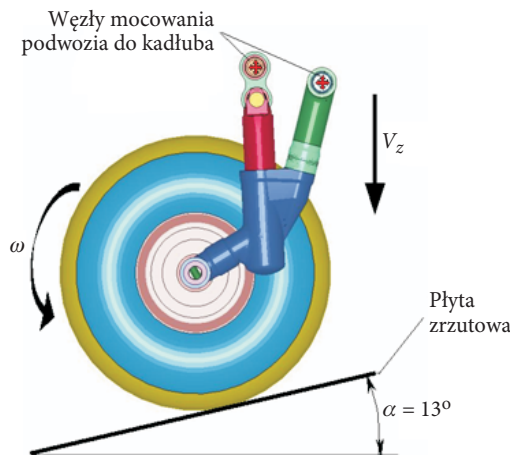
Opis parametrów odwzorowanych w badanych wariantach symulacji dynamicznych w modelu nominalnym oraz w modelu 3D podwozia z uszkodzeniem zamieszczono w tabeli 1.

TABELA 1

Parametry symulacji numerycznych zrealizowanych w modelu nominalnym oraz w modelu 3D kompletnego podwozia z uszkodzeniem

Wariant analizy	m_{zred} [kg]	α [°]	V_z [m/s]	V_x [m/s]	Uwagi
I_{-nom}	3750	13	2,13	38	Model 3D nominalny — zrzut z rozkręceniem koła
I_{-usz}	3750	13	2,13	38	Model 3D z uszkodzeniem — zrzut z rozkręceniem koła

W obu omawianych modelach dyskretnych, zastosowanych w symulacjach dynamicznych, uwzględniono model płyty zrzutowej. Schemat położenia płyty zrzutowej względem modelu podwozia w rozważanych wariantach analizy zaprezentowano na rysunku 4.



Rys. 4. Widok modelu 3D podwozia wraz z modelem płyty zrzutowej obróconej względem płaszczyzny samolotu w fazie przyziemia o kąt $\alpha = 13^\circ$

W zastosowanych modelach odwzorowano dwa połączone ze sobą na sztywno węzły mocowania podwozia gównego do kadłuba samolotu oraz zamodelowano więzy unieruchamiające model fragmentu płyty, na której realizowane jest przyziemienie badanego układu podwozia (rys. 4).

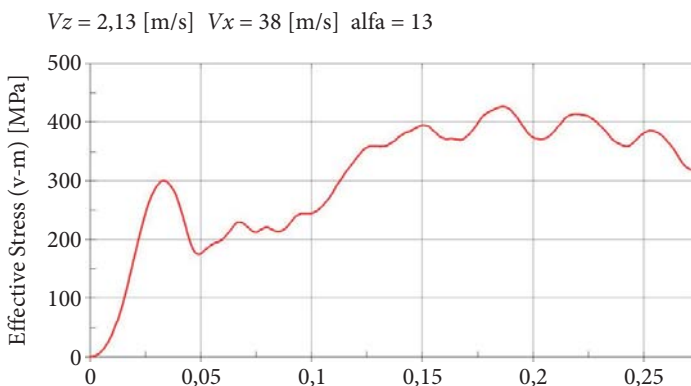
Nałożono odpowiednie więzy w węzłach mocowania modelu podwozia do kadłuba. Założono, że podwozie mocowane jest poprzez tuleję sworznia goleni oraz ucho i sworznię korbowodu zawieszenia przegubowego podwozia do sztywnego kadłuba samolotu.

Obciążenia podwozia zdefiniowano w postaci odpowiednio rozmieszczonych mas zredukowanych, które symulowały oddziaływanie w fazie przyziemienia obciążeń przekazywanych od kadłuba samolotu.

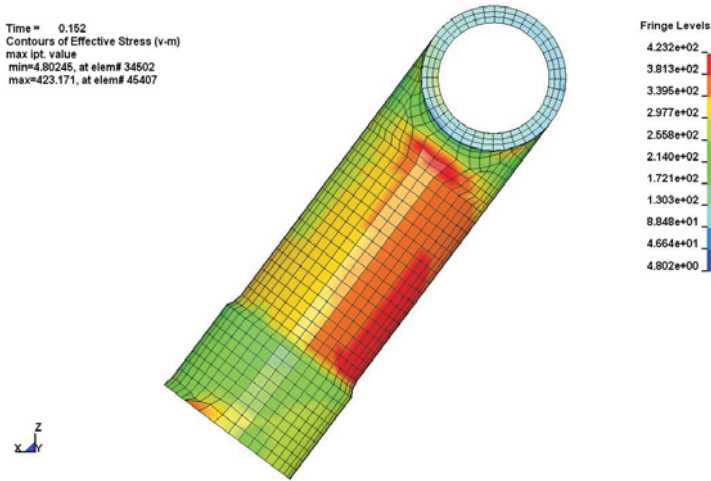
Omówione w tabeli 1 warianty symulacji przyziemienia podwozia wykonano w warunkach oddziaływania sił grawitacji, przy zadanych warunkach brzegowych i początkowych. W wyniku zrealizowanych analiz dynamicznych określono wyężenia poszczególnych elementów konstrukcji podczas symulacji zrzutu.

Wyniki analizy numerycznej — warianty $I_{\text{-nom}}$, $I_{\text{-usz}}$

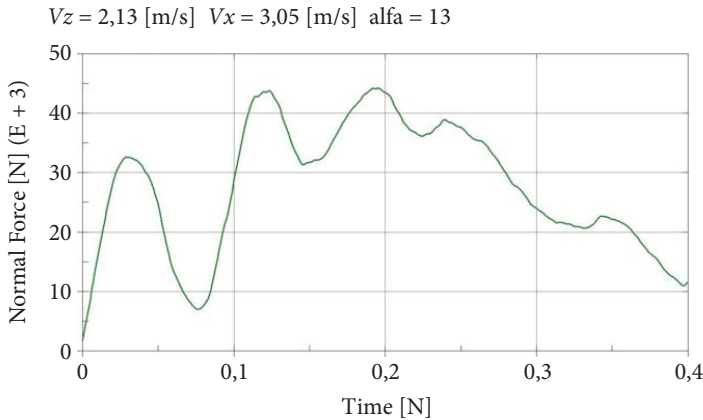
Szczegółowe wyniki analiz dynamicznych w wariantach $I_{\text{-nom}}$, $I_{\text{-usz}}$ w postaci map naprężen zredukowanych w obszarze połączenia spawanego pomiędzy dźwignią górną i dolną oraz przebiegu sił reakcji w funkcji czasu trwania symulacji zamieszczono na rysunkach 5-10.



Rys. 5. Przebieg zmian maksymalnych naprężen zredukowanych w rejonie wystąpienia uszkodzenia spoiny łączącej dźwignię dolną i górną goleni podwozia ($\sigma_{\text{max}} = 430$ MPa) — wariant $I_{\text{-nom}}$



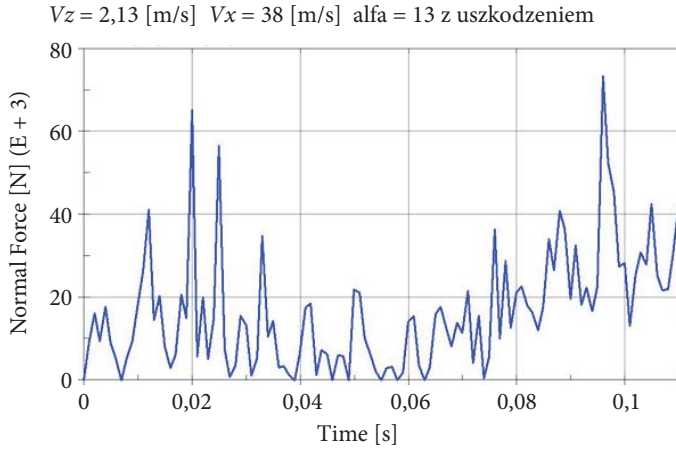
Rys. 6. Mapa z rozkładem naprężeń zredukowanych w dźwigni górnej goleni podwozia w rejonie wystąpienia uszkodzenia — wariant I_{-nom}



Rys. 7. Przebieg zmian wartości siły reakcji pionowej mierzonej na płycie przyziemia podwozia ($R_{Zmax} = 44 \text{ kN}$) — wariant I_{-nom}

W przeprowadzonych symulacjach rejestrowano wybrane parametry opisujące pracę układu podwozia podczas przyziemia. W analizie z zastosowaniem modelu nominalnego wyznaczono:

- maksymalne naprężenia zredukowane w obszarze wystąpienia uszkodzenia spoiny łączącej dźwignię dolną i górną goleni podwozia,
- siły reakcji pionowej mierzone na płycie przyziemia podwozia.



Rys. 10. Przebieg zmian wartości siły reakcji pionowej mierzonej na płycie przyziemia podwozia ($R_{Zmax} = 74$ kN) — wariant I_{-usz}

TABELA 2

Porównanie wyników otrzymanych w wariantach I_{-nom} - I_{-usz} analizy dynamicznej w modelach 3D podwozia głównego

Wariant	σ_{ZRmax} MPa	R_{Zmax} kN
I_{-nom}	430	44
I_{-usz}	2187	74

Na podstawie zgromadzonych wyników można stwierdzić, że najbardziej wyężony okazuje się obszar uszkodzeń uwzględnionych w modelu analizowanym w wariantcie I_{-usz} . Maksymalne naprężenia zredukowane zarejestrowane w tym przypadku osiągają wartość 2187 MPa, która znacznie przekracza granicę wytrzymałości doraźnej ($R_m = 1570$ MPa). Wartość ta jest ponad pięciokrotnie większa od maksymalnych naprężeń wyznaczonych w modelu nominalnym bez uszkodzenia, przy założeniu identycznych warunków początkowo-brzegowych symulacji. Omawiane spiętrzenia naprężeń występują lokalnie w obszarach niezniszczonych spoin szcypnych oraz w punktach wierzchołków szczelin zamodelowanych pęknięć. Nie mogą zatem przesądzić o bezpośrednim zniszczeniu dźwigni, ale wpływają znacząco na propagację zainicjowanego uszkodzenia.

Wyniki wyznaczone w modelach z uszkodzeniami zwracają uwagę wyraźnie nieustalonym i szybkozmiennym charakterem zarejestrowanych przebiegów. Dotyczy to wszystkich analizowanych parametrów opisujących kinematykę i wytrzymałość elementów badanego układu podwozia głównego. Taki charakter pracy układu podwozia, odmienny od tych obserwowanych w przypadku modeli nominalnych, może być determinowany przez zderzenia zachodzące pomiędzy powierzchniami

współpracujących powierzchni modelujących szczeliny pęknięcia w procesie obciążenia w symulacji przyziemia. Ze względu na sposób modelowania szczeliny uszkodzenia i impulsowy charakter analizowanych zjawisk, powierzchnie szczeliny pęknięcia ze zdefiniowanymi warunkami kontaktowymi uderzają o siebie w przypadku działania obciążeń ściskających (rys. 3d) w obszarze odwzorowanych szczelin. Powoduje to wzmocnienie udarowego charakteru przebiegu procesu przyziemia i sprzyja wzbudzaniu impulsów wtórnych. Obok wpływu redystrybucji sił w układzie podwozia, spowodowanej wprowadzeniem szczelin uszkodzenia w dźwigni, wyżej omówione efekty mogą być również przyczyną wzrostu wartości siły reakcji maksymalnej ($R_{Z_{max}}$ w tabeli 2), zarejestrowanej podczas symulacji przyziemia podwozia z odwzorowanym uszkodzeniem.

Wyniki otrzymane w wariancie I_{-usz} zaprezentowane na rysunkach 8 i 10, zarejestrowano do 0,11 s czasu trwania symulacji przyziemia. Krótszy czas analizy w tym wariancie badań numerycznych w porównaniu z analizą z zastosowaniem modelu nominalnego jest spowodowany brakiem stabilności rozwiązania zadania w warunkach występowania dużych deformacji w obszarze uszkodzenia dźwigni rozważanego podwozia. Trudności z tym związane interpretuje się jako następstwo uwzględnienia w modelu konstrukcji uszkodzeń i naturalną tendencją do rozwoju odwzorowanych pęknięć. Problemu tego można uniknąć, wprowadzając w obszarze uszkodzenia w modelu podwozia elementy z odpowiednio określonym kryterium zniszczenia.

Wnioski

Podwozia lotnicze ze względu na złożoność konstrukcji, zmienność warunków pracy, różnorodność zjawisk towarzyszących ich eksploatacji i jednocześnie występowanie ekstremalnych obciążeń badane są najczęściej w modelach uproszczonych [13] lub z zastosowaniem podejścia analizy wieloetapowej i modeli częściowych [11-15] w wybranych quasi-statycznych położeniach ruchu konstrukcji, przy zastosowaniu badawczego lub eksploatacyjnego widma obciążeń podwozia.

Obecnie nie są znane prace krajowe lub zagraniczne poruszające problem bezpiecznej eksploatacji podwozia lotniczego z istniejącym uszkodzeniem. Jednocześnie wykorzystanie badań zmęczeniowych oraz fraktograficznych do modelowania i analiz numerycznych MES w zakresie dynamiki konstrukcji lotniczych jest zagadnieniem oryginalnym.

Model nominalny podwozia głównego zastosowany w prezentowanych analizach został zweryfikowany na podstawie wyników badań zrzutowych na stanowisku eksperymentalnym [11, 12, 14].

Obszarem szczególnie interesującym ze względu na zachodzące w nim zjawiska okazał się obszar spiny górnej łączącej górną i dolną część dźwigni podwozia. Na podstawie quasi-statycznych analiz globalno-lokalnych i dynamicznych kompletnie-

go podwozia, stwierdzono, że obszar ten poza skomplikowanymi przebiegami pól naprężeń nie wykazywał zagrożenia pracy konstrukcji. W konstrukcji podwozia zaobserwowano wiele innych miejsc, gdzie lokalne koncentracje naprężeń mogły spowodować np. inicjację pęknięcia zmęczeniowego, a w związku z tym obszary te należałoby przeanalizować dokładniej.

Zaprezentowany w pracy model MES podwozia głównego uwzględniający określoną na podstawie badań stanowiskowych postać uszkodzenia (szczelina pęknięcia poprzedzająca bezpośrednio przełom dźwigni rzeczywistego podwozia) oraz zastosowana metodyka analizy umożliwiają badanie na drodze symulacji numerycznej problemu wyężenia kompletnych konstrukcji podwozi lotniczych, kinematyki podwozia oraz zbadanie problemu dyssypacji energii w całym układzie z odwzorowaniem rzeczywistych warunków pracy takich konstrukcji, nieliniowości geometrycznych i materiałowych, zagadnienia kontaktu pomiędzy współpracującymi elementami i występujących uszkodzeń.

Artykuł wpłynął do redakcji 20.07.2009 r. Zweryfikowaną wersję po recenzji otrzymano we wrześniu 2009 r.

LITERATURA

- [1] J. JACHIMOWICZ, W. KOWALSKI, Z. WOŁEJSZA, *Metodyka określania rezerwy podwozi lotniczych na podstawie badań i eksploatacji*, Instytut Lotnictwa, 1998.
- [2] J. W. LINDLEY, *Lighter landing gear for future aircraft*, Nouvelle Revue D'Aéronautique Et D'Astronautique, 2, 1998, 86-90.
- [3] B. MILWITZKY, F. E. COOK, *Analysis of landing-gear behavior*, NACA TM 2755.
- [4] Z. TERZE, H. WOLF, *Dynamic simulation of transport aircraft 3D-landing — elastic leg shock absorber loads*, European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering ECCOMAS, 2004.
- [5] H. VINAYAK, J. J. ENRIGHT, *Pitch Plane simulation of aircraft landing gears using ADAMS*, International ADAMS User Conference, 1998.
- [6] J. FRĄCZEK, P. ŁAZICKI, A. LESKI, *Modelowanie dynamiki podwozia samolotu w manewrach generujących jego wyężenie*, Przegląd Mechaniczny, 65, z. 9, 2006.
- [7] J. JACHIMOWICZ, R. KAJKA, J. OSIŃSKI, *Wpływ wad technologicznych na rozkład naprężeń w pobliżu spawu*, Przegląd Mechaniczny, 65, z. 9, 2006.
- [8] M. P. KAPLAN, T. A. WOLFE, *Damage tolerance assessment of CASA*, Landing Gear, Willis & Kaplan, Inc., 2002.
- [9] *Metoda wyznaczania wytrzymałości współpracujących elementów podwozia samolotu wojskowego w warunkach obciążeń ekstremalnych*, Sprawozdanie z pracy badawczej, Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa, czerwiec 2002.
- [10] D. MORRISON, G. NEFF, M. ZAHRAEE, *Aircraft landing gear simulation and analysis*, ASEE Annual Conference Proceedings, Wisconsin, USA, June 15-18 1999.
- [11] J. JACHIMOWICZ, R. KAJKA, W. KOWALSKI, *Analiza MES wytrzymałości podwozia samolotu transportowego*, VI Międzynarodowa Konferencja Naukowa „Computer Aided Engineering”, Polanica Zdrój, 2002.

- [12] R. KAJKA, *Nieliniowa analiza naprężeń w konstrukcjach grubościennych w warunkach obciążeń eksploatacyjnych*, rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa, 2005.
- [13] J. MAŁACHOWSKI, W. KRASOŃ, M. WESOŁOWSKI, *Numeryczne badania dynamiki podwozia samolotu transportowego*, Modelowanie Inżynierskie, t. 1, nr 32, Gliwice, grudzień 2006, 369-374.
- [14] W. KRASOŃ, J. MAŁACHOWSKI, J. JACHIMOWICZ, R. KAJKA, *Wybrane aspekty weryfikacji modelu 3D do badań dynamiki podwozia gównego*, Acta Mechanica et Automatica, 2, 1, 2008, 57-62.
- [15] W. KRASOŃ, J. MAŁACHOWSKI, *Experimental and numerical analysis of transport aircraft's landing gear*, First South-East European Conference on Computational Mechanics SEECCM-06, 28-30.06.2006, proceedings SEECCM-06, Kragujevac, 2006, 503-509.
- [16] W. KRASOŃ, J. MAŁACHOWSKI, *Effort analysis of the landing gear with possible flaw during touchdown*, International Journal of Mechanics, 2, 2008, 16-23.
- [17] J. JACHIMOWICZ, J. MAŁACHOWSKI, W. KRASOŃ, R. KAJKA, *Some selected examples of FEM modeling of structure-affecting material and manufacturing faults*, Journal of KONES Powertrain and Transport, 15, 1, 2008, 96-107.
- [18] W. KRASOŃ, J. MAŁACHOWSKI, *Metodyka budowy modelu 3D do badań dynamiki podwozia*, XLVI Sympozjon „Modelowanie w mechanice”, Wisła, luty 2007, materiały konferencyjne, Gliwice, 2007, 25-30.
- [19] J. O. HALLQUIST, *LS-Dyna. Theoretical manual*, California Livermore Software Technology Corporation, 1998.
- [20] O. C. ZIENKIEWICZ, *Metoda elementów skończonych*, Arkady, Warszawa, 1972.
- [21] M. KLEIBER, *Metoda elementów skończonych w nieliniowej mechanice kontinuum*, IPPT PAN, Warszawa-Poznań, 1985.
- [22] E. RUSIŃSKI, J. CZMOCHOWSKI, T. SMOLNICKI, *Zaawansowana MES w konstrukcjach nośnych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2000.

W. KRASOŃ, J. MAŁACHOWSKI

Numerical analysis of landing gear effort with failure in dynamic touchdown test

Abstract. Landing is the most dangerous phase of aircraft flight. The primary purpose of the landing gear units is to absorb the impact energy of the aircraft when it lands and takes off. Therefore the landing gear has to sustain appropriate strength to guarantee safety and fatigue life. Majority of the fatigue numerical analysis and prediction of the landing gear's lifetime is limited to linear analysis and local phenomena appearing around a failure. The major advantage of the presented here numerical method is applicability thereof to complete landing gear testing with artificially introduced flaws, what is impossible to be performed with other methods, including experimental testing work. The ideal FE model and the model with failure of the complete landing gear were studied in the paper to define the effort of particular components of the complete structure during various touchdown simulations.

Keywords: landing gear, ideal/nominal FE model and 3D model with failure, numerical simulation of touchdown test

Universal Decimal Classification: 629.7.027

