



Wprowadzenie

Wobec coraz bardziej precyzyjnych robotów przemysłowych, o powtarzalności pozycjonowania rzędu $\pm 0,01-0,10$ mm, oraz procesów produkcyjnych wymagających wysokiej stabilności, pojawia się potrzeba zapewnienia najwyższej dokładności i sztywności w odniesieniu do współpracujących z robotami manipulatorów – pozycjonerów i torów jezdnych. Dla wieloosiowych pozycjonerów oraz torów podwieszanych konieczny staje się staranny dobór wszystkich elementów nośnych (belek, ramion, wysięgników, słupów podporowych) i napędowych (przewodnice, przekładnie, piasty osi). Na etapie badań przemysłowych racjonalne jest, z punktu widzenia obniżenia pracochłonności i kosztów, wykonanie i analiza modeli konstrukcyjnych CAD, wspartych obliczeniami i wirtualnymi próbami ruchowymi. Dopiero faza końcowych badań ruchowych fizycznych prototypów pociągnie za sobą znaczne koszty, stanowiąc jednak będzie ostateczne, obiektywne potwierdzenie jakości przyjętych rozwiązań. Dlatego tak ważne jest zastosowanie modelowania komputerowego CAD oraz zaawansowanych technik obliczeniowych, które wyeliminują potrzebę budowy rzeczywistych, kosztownych modeli.

Przedmiot i metodyka badań

Celem pracy była ocena zachowania się (rozkład naprężeń oraz ugięcia) konstrukcji pozycjonerów typu „L” i „H” oraz torów jezdnych pod obciążeniem statycznym dla wybranych wariantów modeli konstrukcyjnych CAD w oparciu o analizę wytrzymałościową za pomocą MES (rys. 1).



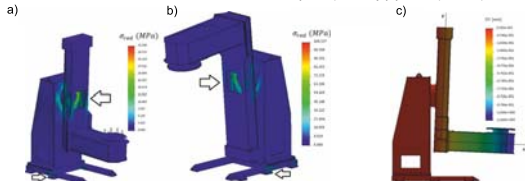
Rys.1. Projektowane i badane manipulatory (od lewej): typu „L”, typu „H”, tor jezdny

Dla celów analizy uzyskanych wyników wybrano hipotezę Hubera-Misesa w postaci naprężenia zredukowanego, którego wysoka wartość może wskazywać miejsce, gdzie dochodzi do spiętrzenia naprężeń do wartości niebezpiecznych z uwagi na ryzyko przekroczenia granicy plastyczności materiału i powstania odkształceń trwałych, które są niedopuszczalne w tego typu konstrukcjach. Jako drugi parametr wybrano wielkość przemieszczenia pionowego (ugięcia), która może wskazywać miejsca o nadmiernym wygięciu elementów konstrukcyjnych przy zadanym obciążeniu.

Wyniki modelowania MES

1) Pozycjoner typu „L”

W przypadku najbardziej skomplikowanych kinematycznie pozycjonerów typu „L” obserwowano spiętrzenia naprężeń w obszarze osi obrotu ramienia „L” oraz niektórych łap mocujących korpus do podłoża (rys. 2).

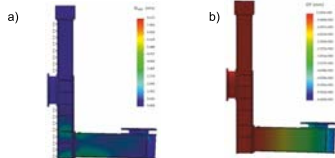


Rys. 2. Rozkłady naprężeń zredukowanych w modelach pozycjonera typu „L” obliczone za pomocą MES: a) o nośności 250 kg, b) o nośności 500 kg z ramieniem obróconym o 180°, c) przemieszczenie pionowe (ugięcie) DY w pozycjonercie „L” 250 kg.

Wartości maksymalne naprężeń koncentrują się w obszarze połączenia belki pionowej z korpusem i osiągają wartości ok. 31 MPa dla modelu z obciążeniem 250 kg (rys. 2a) oraz 109 MPa dla modelu z obciążeniem 500 kg. Model o nośności 500 kg z ramieniem obróconym o 180° (rys. 2b) nie wykazuje specjalnych różnic w rozkładzie naprężeń zredukowanych, których wielkość wyniosła 108,4 MPa. Dopiero dla ramienia obróconego o 90°, na skutek dodatkowego skręcania dłuższego poziomego ramienia, naprężenie zredukowane wzrasta do 138,7 MPa. W żadnym jednak przypadku nie zostaje przekroczona granica plastyczności materiału.

Kluczowym miejscem okazał się obszar połączenia ramienia L pozycjonera z jego korpusem, ponieważ tam właśnie dochodzi do obrotu pionowej belki względem osi poziomej tulei łączącej korpus z belką pionową. W toku badań przeprowadzono szereg modyfikacji zmierzających do usztywnienia krytycznego węzła, m.in. poprzez zaślepienie otworu rewizyjno-montażowego w belce ramienia „L” (modyfikacja odrzucona ze względów montażowych), powiększenie płyty pośredniej w korpusie w obszarze osi obrotu ramienia, a także przez dodatkowe wzmożenie belki „L”.

W celu dalszej oceny prześlędzono zachowanie się samego ramienia L dla pozycjonerów L250 oraz L500 (rys. 3) w sytuacji, gdy pionowe ramię pozycjonera jest usztywnione na całej tylnej powierzchni (a więc w oderwaniu od wpływu nieznanego elementu, jakim jest handlowa oś układu napędowego).



Rys. 3. Ramiona pozycjonera „L” 250 kg z zamocowaniem na pionowej części ramienia: a) rozkład naprężeń zredukowanych, b) rozkład ugięcia pionowego

Wartości maksymalne naprężenia zredukowanego okazały się bardzo niskie, a ugięcia pionowe na końcu ramienia poziomego osiągały maksymalną wartość $DY=0,06$ mm. Taki wynik oznacza i potwierdza, że kluczowym miejscem w konstrukcji pozycjonera jest połączenie elementów napędu z korpusem oraz ramieniem pionowym pozycjonera.

Praktycznie nie jest możliwe kontrolowanie ugięcia w układzie elementów napędu pozycjonera, stąd zaprojektowana konstrukcja pozycjonera wydaje się spełniać założenia odnośnie założonych wartości dopuszczalnych odchyłek przemieszczenia na powierzchni stołu roboczego. Wskazuje to także na to, że zaprojektowane elementy konstrukcyjne ramion pozycjonera L zostały dobrane prawidłowo i zapewniają na środkowej powierzchni tarczy poziomego ramienia pozycjonera ugięcia nie przekraczające zakładanej wartości 0,05 mm.

2) Pozycjoner typu „H”

Pozycjoner typu „H” analizowane były dla opracowanych wariantów konstrukcji, pracujących pod obciążeniem 300 kg oraz 1000 kg. Przyjęto za podstawową pozycję pracy pozycjonera „H” taką, w której ramiona (obrotowe belki) z tarczami ustawione są w pozycji skośnej pod kątem 36° względem osi pionowej.

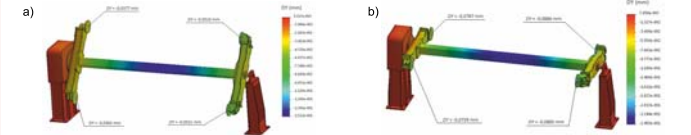
Zaawansowane metody projektowania i weryfikacji torów jezdnych i pozycjonerów spawalniczych – zewnętrznych osi robotów

Autoryzy: dr inż. Paweł Cegielski¹, dr hab. inż. Dariusz Golański, prof. PW², dr inż. Paweł Kolodziejczak¹, prof. dr hab. inż. Andrzej Kolasa¹, mgr inż. Damian Rochalski¹, dr inż. Tadeusz Sarnowski²

¹ Politechnika Warszawska, ² ZAP Robotyka Ostrów Wielkopolski

Dla pozycjonera obciążonego obustronnie masą 300 kg z kątowym (skośnym – normalnym) położeniem obu ramion z tarczami wyznaczone ugięcia pionowe na powierzchni tarcz mocujących wyniosły od -0,0377 mm do -0,0521 mm (rys. 4a), przy maksymalnym ugięciu poziomej belki pozycjonera wynoszącym $DY=-0,152$ mm. Nieznacznie większe wartości ugięcia tarczy wystąpiły po tej stronie pozycjonera (prawej), gdzie ramiona z tarczami mocowane są do mniejszego korpusu pozbawionego napędu.

W przypadku ustawienia ramion tarcz w położeniu poziomym (chwilowym) analogiczne wartości ugięcia zawierały się w zakresie od -0,0767 do -0,0885 mm, przy maksymalnym ugięciu belki poziomej wynoszącym $DY=-0,2455$ mm. Analizowany wariant jest mniej korzystny w stosunku do skośnego, ale w założeniu ustawienie poziome ramion pozycjonera „H” powinno być tylko chwilowe.



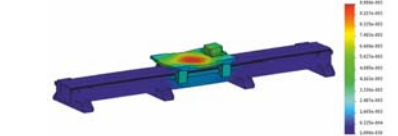
Rys. 4. Rozkład ugięcia pionowego (DY) pozycjonera typu „H” 300 kg z wartościami ugięcia na środku powierzchni stołów roboczych: a) w położeniu skośnym ramion, b) w położeniu poziomym ramion.

Podobne wyniki zobrazowano dla pozycjonera „H” o nośności 1000 kg (rys. 4b). W położeniu podstawowym ramion z tarczami ustawionymi skośnie, wielkości ugięcia pionowego na środku powierzchni tarcz wahają się w stosunkowo wąskim zakresie od -0,0685 mm do -0,0732 mm, przy maksymalnej wartości ugięcia na środku belki poziomej wynoszącym $DY=0,1645$ mm.

3) Systemy modułowe torów jezdnych

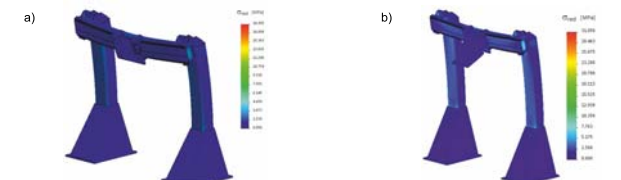
Analizowane tory jezdne zawierały trzy rozwiązania konstrukcyjne, jakie mogą mieć zastosowanie w warunkach przemysłowych. Były to tory jezdne podłogowe, tory bramowe w układzie z naściennym mocowaniem platformy jezdnej oraz w układzie odwróconym (podwieszonym) mocowania platformy jezdnej. Warianty obliczeniowe modeli torów jezdnych zaprojektowane zostały pod obciążeniem 250 oraz 500 kg oraz dla dwóch długości torów: 2,5 m oraz 5 m. Dodatkowo, przygotowano trzy warianty konstrukcji torów jezdnych o długości 5 m i obciążeniu 500 kg zawierające dwie platformy jezdne na wspólnym torze.

Modele konstrukcji torów podłogowych o długości 2,5, jak i 5,0 m są dobrze podparte przez dużą liczbę elementów łap i belek ustawionych poprzecznie do podłoża. Naprężenia maksymalne dla konstrukcji zarówno 2,5 m, jak i 5,0 m nie przekraczają 11 MPa przy obciążeniu 250 kg oraz 59 MPa przy obciążeniu 500 kg. Maksymalne ugięcia, jakie występują w centralnej części platformy jezdnej nie przekraczają wartości 0,01 mm oraz 0,03 mm odpowiednio dla obciążenia 250 oraz 500 kg i spełniają założone parametry związane z ugięciem (rys. 5).



Rys. 5. Rozkład przemieszczeń wynikowych w modelu toru 2,5 m (250 kg).

W przypadku torów bramowych i pozycji naściennej, platforma jezdna ustawiona została na środku długości belki poziomej podpartej na dwóch słupach pionowych (rys. 6a). Wariant o długości 2,5 m wskazuje na niewielkie wartości naprężeń do ok. 10 MPa. Z uwagi na zamocowanie platformy jezdnej po jednej stronie poziomej belki, pojawiają się boczne wygięcia wywołane momentem gnącym działającym na pionowe słupy. Ugięcia pionowe belki poziomej wyniosły dla toru 2,5 m maksymalnie $DY=-0,094$ mm przy obciążeniu 250 kg oraz $DY=-0,163$ mm przy obciążeniu 500 kg (naprężenie poniżej 40 MPa). Przy torach bramowych o długości 5 m wystąpiło podobne zachowanie konstrukcji pod obciążeniem 250 oraz 500 kg.



Rys. 6. Deformacja toru bramowego o długości 2,5 m (250 kg) w układzie: a) naściennym, b) odwróconym

Drugim wariantem konstrukcyjnym toru bramowego była wersja toru o długości 2,5 oraz 5 m pod obciążeniem 250 oraz 500 kg w układzie odwróconym platformy jezdnej (rys. 6b). Dla toru bramowego o długości 2,5 m przy obciążeniu 250 kg powstają w belce poziomej maksymalne ugięcia pionowe o wartości $DY=-0,369$ mm, a przy obciążeniu 500 kg ugięcia $DY=-0,60$ mm. Również boczne ugięcia belki poziomej osiągają odpowiednio wartości 0,295 mm oraz 0,53 mm. Zastosowanie platformy odwróconej prowadzi do większego odsunięcia od belki poziomej środka ciężkości zamocowanego do platformy robota i w efekcie zwiększenia momentu gnącego. Wielkość maksymalnych naprężeń w konstrukcji analizowanego toru o długości 2,5 m nie przekraczała 76 MPa.

Podsumowanie i wnioski

Przeprowadzone obliczenia MES zachowania się badanych urządzeń pod zadanym obciążeniem wskazują na szereg uwarunkowań przy projektowaniu ich konstrukcji, których efektem jest określony rozkład naprężeń i odkształceń w konstrukcji czy też wielkość ugięcia poszczególnych zespołów w aspekcie jego pracy na silnikowo-zrobotyzowanym.

W wyniku przeprowadzonych prac projektowych, obliczeń MES oraz wprowadzonych i/lub rekomendowanych modyfikacji kryterium dopuszczalnego odkształcenia sprężystego sformułowano w odniesieniu do wszystkich badanych modeli określone rekomendacje:

1. Dla pozycjonerów „L” krytyczne okazało się ruchowe połączenie ramienia „L” z korpusem – szczegółowe analizy wykazały, że sam korpus oraz wydłużone ramię „L” spełniają postawiany warunek dopuszczalnego ugięcia poniżej 0,05 mm, natomiast deformacja osi obrotu nie jest możliwa do weryfikacji obliczeniowej MES z uwagi na handlowy, nieznanymi konstrukcyjnie i materiałowo charakter tego elementu, a jego ostateczna weryfikacja (i ewentualna modyfikacja) nastąpi podczas badań ruchowych zbudowanych maszyn.
2. Dla pozycjonerów „H” istotne jest, aby obciążenie robocze umieszczone pomiędzy stolami posiadało wysoką sztywność, w praktyce stosowane są sztywne ramy pośrednie, do których mocowane są manipulowane obiekty. Brak możliwości zasymulowania takiego obiektu, który może w praktyce przyjąć niemal dowolną formę, uniemożliwia obliczenia w pełni oddające rzeczywiste warunki pracy. Rekomendowane jest ustawienie po stronie biernej (nienapędzanej) takiego samego korpusu jak po stronie z napędem.
3. W torach bramowych możliwe jest uzyskanie założonego ugięcia pionowego poniżej 0,05 mm, jeśli zostaną uwzględnione w konstrukcji torów 5 oraz 2,5 m pod obciążeniem 500 kg następujące założenia: należy wprowadzić dodatkową podpórę belki poziomej w połowie odległości między skrajnymi słupami pionowymi, należy wzmocnić konstrukcję słupów pionowych (grubsze przekroje) oraz wzmocnić miejsce połączenia słupa pionowego z belką poziomą a także elementy zamocowania toru jezdnego z belką poziomą (większe przekroje oraz inne ustrzykiwanie wzmocnień i żeber w elementach konstrukcji).

Kontakt:
 Politechnika Warszawska
 Instytut Techniki Wytwarzania
 Zakład Inżynierii Spajania
 ul. Narbutta 85, 02-524 Warszawa
 www.zis.wip.pw.edu.pl
 tel. 22 2348402, tel/fax: 22 8499621
 e-mail: zis@wip.pw.edu.pl

Podziękowanie

Praca finansowana w ramach projektu nr POIR.01.01.01-00-027116_2014-2020

60. KONFERENCJA SPAWALNICZA MIĘDZYNARODOWA

16-18 października 2018 r. - Sosnowiec



SPAWALNICTWO W DOBIE PRZEMYSŁU 4.0

