

POMIAROWA WERYFIKACJA ODKSZTAŁCENÍ RAMIENIA AKTUATORA DYSKU HDD OKREŚLONYCH METODĄ ANALITYCZNĄ I MES

ZBIGNIEW PILCH, TOMASZ TRAWIŃSKI

*Katedra Mechatroniki, Wydział Elektryczny, Politechnika Śląska
e-mail: zbigniew.pilch@polsl.pl, tomasz.trawinski@polsl.pl*

Streszczenie. Pamięci masowe - zwane potocznie dyskami twardymi komputerów(HDD) - są uważane za jedno z najpowszechniej występujących urządzeń mechatronicznych. Jednym z wyróżników takich urządzeń jest to, że można odnaleźć w ich budowie i zasadzie działania wiele zagadnień z obszarów różnych nowoczesnych inżynierii. Analiza konstrukcji dysków twardych pod kątem zagadnień mechaniki precyzyjnej, szeroko rozumianej elektrotechniki i elektroniki oraz dokonujący się ciągły postęp w zakresie wzrostu pojemności dysków twardych dowodzą, że nie wyczerpano jeszcze wszystkich możliwości technicznych związanych z tą konstrukcją.

W artykule przedstawiono analizę polegającą na wyznaczeniu stanu odkształcenia, naprężenia oraz wartości współczynnika sztywności ramienia aktuatora głowic w dysku twardym. Przeprowadzono obliczenia analityczne oparte na równaniu osi ugiętej belki sztywno utwierdzonej oraz obliczenia wykorzystujące metodę MES. Model geometryczny dla analizy połowej został określony z wykorzystaniem mikroskopowej techniki pomiarowej.

1. WSTĘP

Kształt oraz wymiary geometryczne elementu konstrukcyjnego odpowiedzialnego za przemieszczenie głowic nad powierzchniami talerzy dysku HDD (tzw. E-bloku) ściśle związane są z wymogami, jakim ten element podlega. Zwiększanie pojemności dysków twardych wymusza działania między innymi w następujących obszarach:

- zagęszczania ścieżek (zmniejszaniu odległości pomiędzy nimi oraz zmniejszaniu ich szerokości), czyli zwiększania tzw. gęstości ścieżek (z ang. track per inch – TPI) - wielkość ta opisywana jest liczbą ścieżek przypadających na cal długości promieniowej nośnika danych. W dzisiejszych konstrukcjach sięga ona nawet 10^6 TPI [2, 3],
- modyfikacji konstrukcji układu przeniesienia napędu w systemie pozycjonowania głowic, polegającym na wprowadzaniu dodatkowych silników (aktuatorów) elektrycznych. Silniki te mogą być wykonane z wykorzystaniem np. materiałów piezoelektrycznych PZT [3],
- modyfikacji budowy wewnętrznej nośników danych, w których dąży się do uzyskania jak najmniejszych gabarytowo domen ferromagnetycznych [4].

Silnik VCM stanowiący napęd główny dla aktuatora głowic jest silnikiem prądu stałego, wzbudzonym od magnesów trwałych. Zasada działania tego przetwornika jest przedstawiona między innymi w [5]. Silniki VCM oraz system pozycjonowania mogą pracować w trzech

różnych trybach. Należą do nich tryby [6]: wyszukiwania, umiejscawiania i śledzenia ścieżek. W zależności od trybu pracy silnik VCM może wytwarzać przemienny moment napędowy o częstotliwościach zmieniających się w szerokim przedziale od kilku do nawet kilku tysięcy herców.

Takie stany pracy wymuszają, aby, projektując te elementy, dobierać ich postać konstrukcyjną tak, aby wartości częstotliwości ich drgań własnych były powyżej obszaru wartości wymuszeń (generowanych przez silnik VCM), a zapewnienie sztywności ramion w płaszczyźnie ich ruchu było na wystarczająco dużym poziomie, aby częstotliwości drgań własnych były możliwie dalekie od zakresu częstotliwości wymuszenia siłowego.

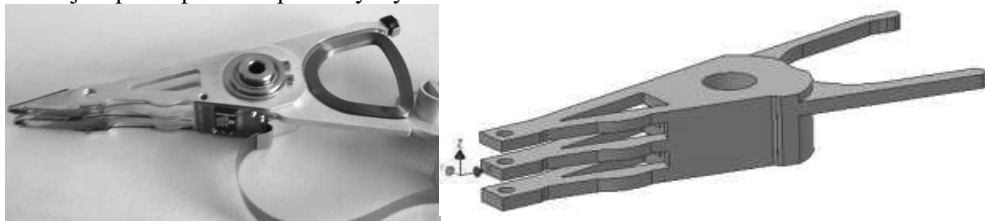
Drugim aspektem stanowiącym kryterium projektowe jest zapewnienie możliwie niewielkiej masy i masowego momentu bezwładności części ruchomej, co ma wpływ na dynamikę ruchu, a ta wiąże się z czasem dostępu do danych. Dobór kształtu ramienia E-bloku ze względu na przedstawione kryteria jest zagadnieniem, dla którego można stosować metody optymalizacji powiązane z obliczeniami polowymi [7].

2. SZTYWNOŚĆ RAMIENIA E-BLOKU

Element konstrukcyjny przenoszący ruch silnika VCM na ruch głowic nazywany jest E-blokiem. E-blok składa się z ramion (2, 3 lub więcej), gniazda osadzenia łożyskowania oraz po drugiej stronie osi obrotu z ramion, pomiędzy którymi wklejona jest cewka silnika VCM. Kształt geometryczny ramion nowoczesnych E-bloków jest złożony i musi spełniać wymóg odpowiednio dużej sztywności (mającej związek z częstotliwościami drgań własnych) przy zachowaniu jednocześnie niewielkiej masy. W procesie projektowania wykorzystuje się nowoczesne techniki obliczeniowe, które pozwalają optymalizować kształt tego elementu.

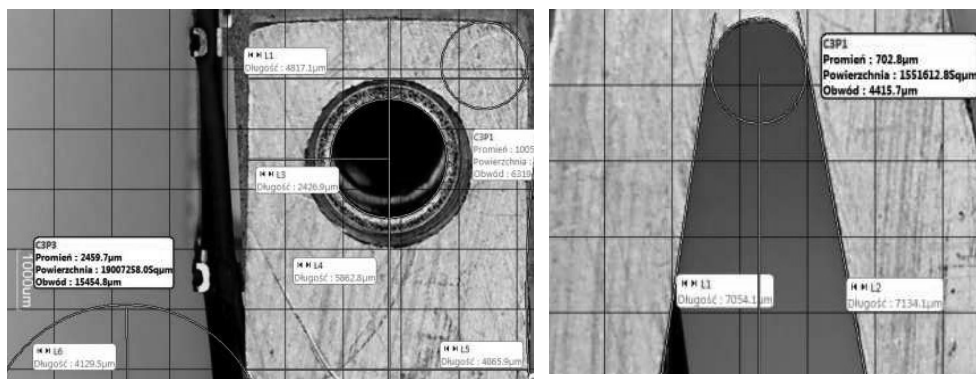
2.1. Model MES E-bloku i wyniki uzyskanych obliczeń

W pierwszej kolejności zbudowano właściwy dla prowadzonych obliczeń model geometryczny (rys. 1) oraz zdefiniowano rodzaj i gatunek materiału. Na rys. 1a przedstawiono zdjęcie rzeczywistej struktury geometrycznej aktuatora głowic dysku twardego komputera, a na rys. 1b jego model 3D wykonany w środowisku Inventor 2010. W modelu tym płaszczyzny ramion są równoległe do płaszczyzny XY przyjętego układu odniesienia, a oś Z jest prostopadła do płaszczyzny ramion.



Rys. 1. Zdjęcie aktuatora głowic oraz jego model CAD

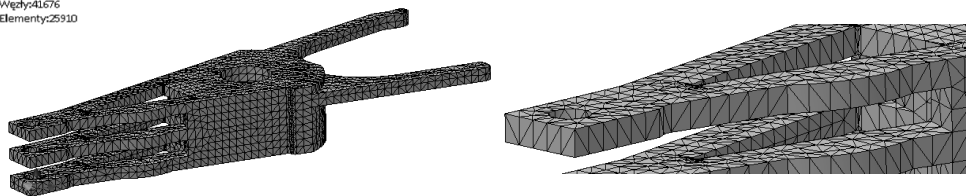
Przedstawiony na rys. 1 model CAD został opracowany na podstawie pomiarów wykonanych suwmiarką z dokładnością pomiarową $\pm 0,02$ mm z wyświetlaczem cyfrowym. Wymiary zostały zweryfikowane i uszczegółowione z wykorzystaniem mikroskopowej techniki pomiarowej. Do realizacji tych prac wykorzystano mikroskop Moticon 2300 współpracujący z oprogramowaniem MOTIC Images Plus 2.0 ML. Przykładowe zdjęcia ramienia wykonane mikroskopem przedstawia rys. 2.



Rys. 2. Zdjęcie fragmentów ramienia akuatora wykonane mikroskopem z naniesionymi przykładowymi wymiarami

Do generacji i kontroli siatki elementów skończonych wykorzystano narzędzia zawarte w programie Inventor 2010. Model akuatora głowic dysku twardego z podziałem na elementy skończone przedstawiono na rys. 3. Wygenerowana siatka zawiera 25910 elementów typu tetra (czworościanów) oraz 41676 węzłów.

Węzły:41676
Elementy:25910



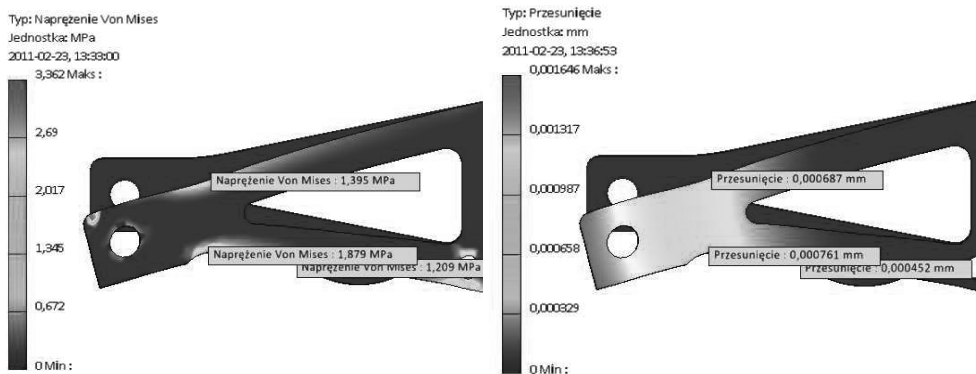
Rys. 3. Model E-bloku akuatora głowic z podziałem na elementy skończone oraz ich powiększenie w obrębie jednego ramienia

W dalszej kolejności wybrano rodzaj analizy. Inventor 2010 umożliwia przeprowadzenie obliczeń z zakresu statyki konstrukcji oraz z zakresu analizy modalnej, której celem jest określenie tzw. postaci drgań własnych oraz odpowiadających im częstotliwości drgań. W ramach tych obliczeń wyznaczono częstotliwości drgań własnych E-bloku na poziomie: 1859Hz, 2019Hz, 2198Hz. Wszystkie częstotliwości odpowiadają postaciom drgań, których kierunek jest prostopadły do płaszczyzny ramion.

W zakresie analizy statyki konstrukcji kolejnym etapem definiowania modelu obliczeniowego jest określenie tzw. warunków brzegowych. W obliczeniach z zakresu mechaniki warunki brzegowe to obciążenia w postaci: sił skupionych, ciśnienia, momentu, sił grawitacji oraz warunków unieruchomienia (czyli odebrania stopni swobody w wybranych punktach lub powierzchniach rozważanej geometrii).

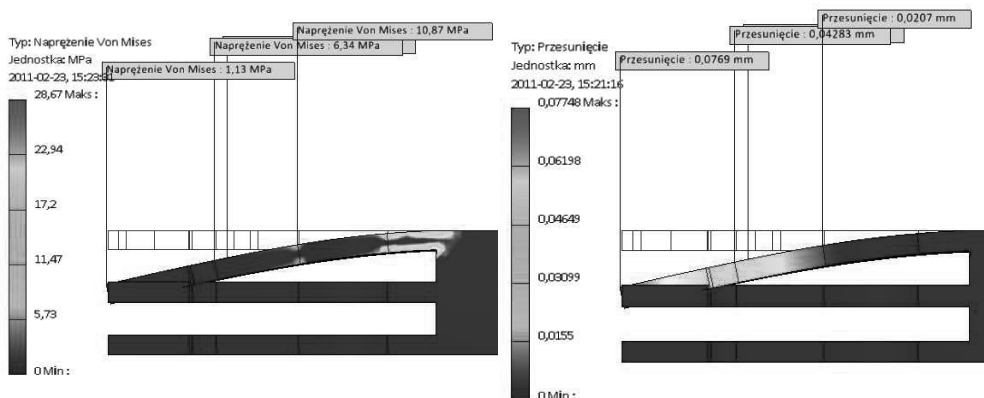
Etap przygotowania modelu do obliczeń kończy określenie warunków podparcia oraz warunków początkowych (np. w postaci wstępnego odkształcenia).

Na rys. 4 prezentowane są wartości przemieszczeń i naprężeń zredukowanych dla E-bloku pod wpływem siły obciążenia o wartości 1 N przyłożonej na końcu ramienia w jego płaszczyźnie XY (zgodnie z osią Y przyjętego na rys. 1 układu współrzędnych).



Rys. 4. Wyniki obliczeń dla aktuatora głowic dysku twardego – naprężenia redukowane oraz przemieszczenia w płaszczyźnie XY

Na rys. 5 prezentowane są wartości przemieszczeń i naprężeń redukowanych dla ramienia E-bloku pod wpływem siły obciążenia o wartości 1 N przyłożonej na końcu ramienia zgodnie z osią Z.



Rys. 5. Wyniki obliczeń dla aktuatora głowic dysku twardego – naprężenia redukowane oraz przemieszczenia w płaszczyźnie XZ

Ramię odkształca się w zakresie obowiązywania prawa Hooke'a, o czym świadczą minimalne wartości naprężeń redukowanych, jakie powstają pod wpływem przyłożonej siły. Zatem wartości odkształceń ramienia są proporcjonalne do przyłożonej siły. Na tej podstawie można wyznaczyć współczynnik sztywności ramienia w kierunku zgodnym z kierunkiem działania siły obciążenia.

Odczytując wartość maksymalnego przemieszczenia (maksymalną, bezwzględną wartość przemieszczenia), można wyznaczyć wypadkową sztywność ramienia w płaszczyźnie XY na podstawie przemieszczeń ramienia pod wpływem przyłożonej siły z następującej zależności:

$$F_{Y(Z)} = d_{Y(Z)} \cdot k_{Y(Z)} \quad (1)$$

gdzie:

$F_{Y(Z)}$ – siła o kierunku działania zgodnym z osią Y(Z) [N],

$k_{Y(Z)}$ – wypadkowa sztywność w kierunku osi Y(Z) [N/m],

$d_{Y(Z)}$ – maksymalne przemieszczenie w kierunku osi Y(Z) [m],

Wypadkową sztywność ramienia w kierunku osi Y obliczono:

$$k_y = \frac{F_y}{d_y} = \frac{1 \text{ N}}{1,646 \cdot 10^{-3} \text{ mm}} = 607,5 \text{ N/mm} = 60,75 \cdot 10^4 \text{ N/m} \quad (2)$$

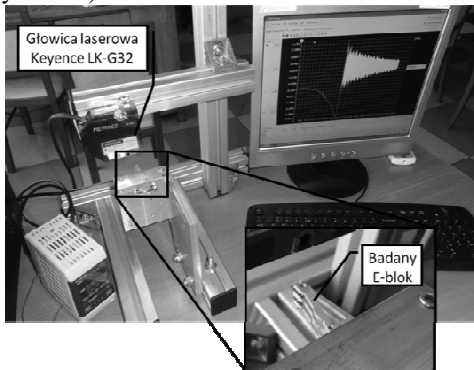
Analogicznie do poprzedniego przypadku obciążono ramię siłą działającą zgodnie z osią Z. Podobnie jak dla osi Y sztywność ramienia w osi Z wyznaczono z zależności:

$$k_z = \frac{F_z}{d_z} = \frac{1 \text{ N}}{0,06439 \text{ mm}} = 15,53 \text{ N/mm} = 15,53 \cdot 10^3 \text{ N/m} \quad (3)$$

Porównując dwie wartości sztywności: k_y i k_z , widać, że sztywność ramienia w płaszczyźnie XY jest ponad 39 razy większa niż sztywność tego ramienia w płaszczyźnie XZ.

2.2. Pomiary odkształcenia przeprowadzone dla ramienia E-bloku

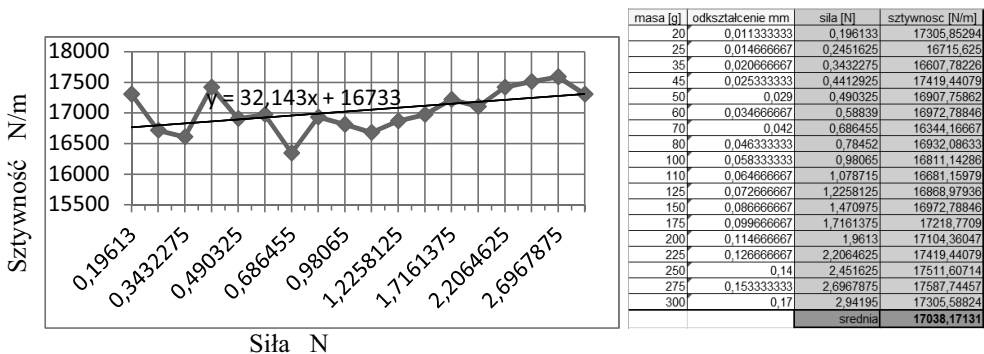
Dla porównania wyników, jakie uzyskano na drodze obliczeń połowych oraz wynikających z nich obliczeń analitycznych, przeprowadzono eksperyment pomiarowy, polegający na obciążeniu ramienia E-bloku w taki sposób, aby siła przyłożona była w kierunku prostopadłym do płaszczyzny ramion (a zatem zgodnie z kierunkiem mniejszej sztywności).



Na rys. 6 przedstawiono układ pomiarowy składający się z badanego ramienia, obciążenia stanowicowego wymuszenie siłowe oraz głowicy laserowej (Keyence LK-G32, o rozdzielczości pomiarowej 50 nm) przeznaczonej do wyznaczenia odkształcenia ramienia. Znając wartość odkształcenia oraz wartość działającego wymuszenia, będzie możliwe określenie współczynnika sztywności ramienia.

Rys. 6. Postać stanowiska do badań pomiarowych odkształcenia ramienia aktuatora

Pomiary zrealizowano, obciążając ramię E-bloku siłą ciężkości odważników laboratoryjnych zawieszonych na końcu ramienia. Na rys. 7 zestawiono wyniki pomiarów przemieszczenia w funkcji wartości siły obciążenia oraz wyznaczone na tej podstawie wartości sztywności ramienia.

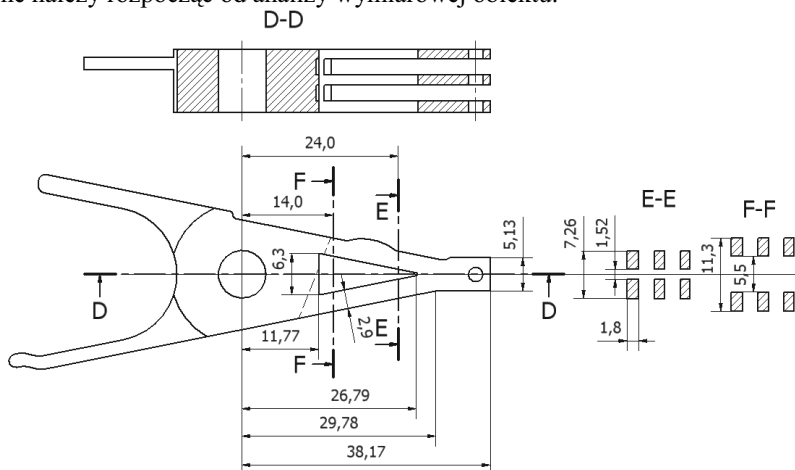


Rys. 7. Wyniki pomiarów odkształcenia ramienia oraz obliczone wartości sztywności

Pomiary przeprowadzono trzykrotnie dla każdej wartości obciążenia, wyznaczając następnie wartość średnią odkształcenia wyrażoną w mm. Na podstawie zestawionych na rys. 7 wartości obliczono współczynniki sztywności zestawione na rysunku w formie wykresu oraz w kolumnie tablicy. Wartość średnia sztywności wynosi 17038 N/m.

2.3. Model analityczny E-bloku i wyniki uzyskanych obliczeń

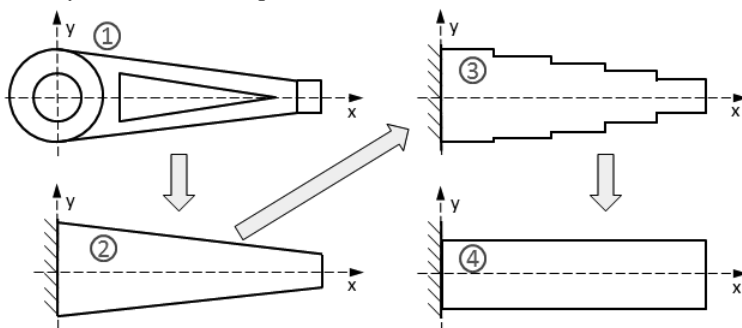
Kształt ramienia aktuatora głowic przedstawionego na rys. 8 jako model CAD. Obliczenia analityczne należy rozpocząć od analizy wymiarowej obiektu.



Rys. 8. Podstawowe wymiary ramienia aktuatora

Regułą jest, że rzeczywisty model w wielu przypadkach o bardzo złożonej geometrii zastępowany jest modelem zastępczym, którego geometria jest uproszczeniem kształtu obiektu rzeczywistego i daje możliwość łatwiejszego opisu analitycznego.

Dla rozważanego zagadnienia ramienia E-bloku aktuatora głowic kolejne modele mogą przyjąć postać jak na rys. 9. Stopnie uproszczenia mogą ewoluować od modelu oznaczonego jako 1 aż do modelu oznaczonego numerem 4 (model ten sprowadza się do zagadnienia zginania belki utwierdzonej o stałym przekroju). Model 1 najbliższy rzeczywistego kształtu ramienia oraz modele 2 i 3 są trudniejsze do opisu analitycznego ze względu na zmienną geometrię wzdłuż osi X. Modele 1 i 2 charakteryzują się ciągłą zmianą parametrów geometrycznych wzdłuż osi X. Model 3 to model charakteryzujący się tym, że parametry geometryczne są zmienne przedziałami.



Rys. 9. Modele zastępcze dla rzeczywistego kształtu ramienia E-bloku

Analiza konstrukcji może być przeprowadzona ze względu na dwa podstawowe kryteria: naprężenia oraz odkształcenia pod wpływem działającej siły. Przyjęty model dla układu, jako belki sztywno utwierdzonej, ma swoje konsekwencje w postaci obciążeń i odkształceń.

Zależność wiążąca wartość momentu gnącego, wskaźnika przekroju na zginanie, naprężeń oraz naprężeń dopuszczalnych ma postać:

$$\sigma = \frac{M_g}{W} \leq k_g \tag{4}$$

gdzie:

M_g – moment gnący maksymalny w Nm,

W – wskaźnik przekroju poprzecznego na zginanie w m^3 ,

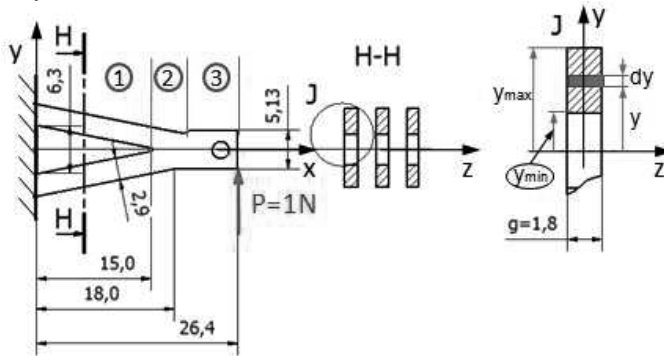
k_g – naprężenia dopuszczalne na zginanie w MPa,

R_e – granica plastyczności materiału w MPa (dla stopu Al: EN AW-6061 $R_e=90\text{MPa}$ [1]).

Z zaproponowanych modeli zastępczych dla ramienia E-bloku dysku HDD (rys. 9) przyjęto model 1, jako ten, który jest najbliższy kształtu ramienia rzeczywistego E-bloku. Dalsze rozwiązania i wyniki obliczeń dotyczą tego modelu.

Ze względu na kształt, ramię aktuatora głowic charakteryzuje się zmiennym wskaźnikiem przekroju na zginanie W . Dodatkowo należy podkreślić, że wskaźnik ten będzie miał różne wartości, zależnie od kierunku działania siły (a zatem zależnie od kierunku odkształcenia).

Kształt ramienia E-bloku dla opisu analitycznego zostanie ograniczony do części przedstawionej na rys. 10.



Rys. 10. Uproszczony model dla rzeczywistego kształtu aktuatora głowic

Wskaźnik przekroju na zginanie względem osi Z jest funkcją współrzędnej x i obliczono go z zależności:

$$W_z(x) = \frac{J_z(x)}{e(x)} \tag{5}$$

gdzie:

J_z – moment bezwładności przekroju względem osi Z [m^4],

$e(x)$ – odległość najdalszego zarysu przekroju od osi Z [m],

Moment bezwładności figury względem osi obliczono z definicji jako iloczyn pola powierzchni tej figury oraz kwadratu odległości jej środka ciężkości od osi. Dla przypadku przedstawionego na rys. 10 moment bezwładności przekroju ramienia obliczono ze wzoru:

$$J_z(x) = 2 \cdot \int_{y_{\min}}^{y_{\max}} y^2 dP \tag{6}$$

gdzie: $dP=g \cdot dy$ to różniczka pola a $g=1,8$ mm to grubość ramienia.

Liczba 2 w zależności (6) oznacza, że moment ten oblicza się dla dwóch, symetrycznie rozłożonych względem osi Z, pól. Po podstawieniu uzyskano:

$$J_z(x) = 2 \int_{y_{\min}}^{y_{\max}} y^2 \cdot g \cdot dy = 2 \cdot g \int_{y_{\min}}^{y_{\max}} y^2 \cdot dy = \frac{2}{3} g \cdot (y_{\max}^3 - y_{\min}^3) \quad (7)$$

A zatem, podstawiając (7) do (5) przy uwzględnieniu, że $e(x) = y_{\max}(x)$, uzyskano:

$$W_z(x) = \frac{J_z(x)}{e(x)} = \frac{2 \cdot g \cdot (y_{\max}^3 - y_{\min}^3)}{3 \cdot y_{\max}} \quad (8)$$

Kształt geometrii wskazuje na fakt, że wartości y_{\max} i y_{\min} zależne są od współrzędnej x .

Zależność tę łatwo można wyprowadzić na podstawie wymiarów geometrycznych przedstawionych na rys. 8. Zależność ta w funkcji współrzędnej x przyjmuje postać:

$$y_{\max}(x) = 0,5 \cdot (11,3 - 0,4 \cdot x) \quad (9)$$

Wskaźnik przekroju na zginanie będzie przyjmował różne zależności w przedziałach charakterystycznych dla rozważanej geometrii zależnie od osi, względem której wielkość ta jest wyznaczana. Na rys. 10 przedstawiono przedziały oznaczone w okręgach cyframi od 1 do 3. Wyrażenia na wskaźnik przekroju zestawiono w tabelicy 1. W_Y wyznaczono, stosując analogiczne obliczenia jak dla W_Z .

Tabela 1. Zależności na wymiary y_{\max} , y_{\min} , oraz W_Z i W_Y w trzech rozważanych przedziałach

	Przedział 1	Przedział 2	Przedział 3
$y_{\max}[mm]$	$y_{\max} = 0,5 \cdot (11,3 - 0,4 \cdot x)$	$y_{\max} = 0,5 \cdot (11,3 - 0,4 \cdot x)$	$y_{\max} = 0,5 \cdot 5,13$
$y_{\min}[mm]$	$y_{\min} = y_{\max} - 1,8$	$y_{\min} = 0$	$y_{\min} = 0$
$W_z[mm^3]$	$W_z = \frac{2 \cdot g \cdot (y_{\max}^3 - y_{\min}^3)}{3 \cdot y_{\max}}$	$W_z = \frac{2 \cdot g \cdot y_{\max}^3}{3 \cdot y_{\max}} = \frac{2 \cdot g \cdot y_{\max}^2}{3}$	$W_z = 7,895 \text{ mm}^3$
$W_Y[mm^3]$	$W_Y = \frac{g^3 \cdot (y_{\max} - y_{\min})}{3g}$	$W_Y = \frac{g^3 \cdot (y_{\max})}{3g}$	$W_Y = 1,675 \text{ mm}^3$

Odskształcenie dla układu obciążonego momentami gnącymi wyznacza się na podstawie tzw. „równania osi ugiętej”, której postać jest następująca:

$$EJz'' = -Mg \quad (10)$$

gdzie:

J – moment bezwładności przekroju [m^4],

E – moduł Younga [Pa], dla aluminium 6061 przyjęto $E = (69-70) \cdot 10^9$ Pa,

Mg – moment gnący [Nm],

z'' – druga pochodna przemieszczenia [1/m].

Przekształcając zależność (10), otrzymuje się wyrażenie na drugą pochodną przemieszczenia osi belki:

$$z'' = -\frac{1}{EJ} \cdot Mg \quad (11)$$

Podstawiając: $Mg(x) = (0,0264-x) \cdot F$ (gdzie $F = 1$ N), oraz całkując równanie (11) względem x uzyskano wyrażenia na kąt ugięcia ramienia z' oraz na przemieszczenie z .

$$z' = -\frac{1}{EJ} \cdot (0,0264 \cdot x - \frac{1}{2} x^2 + A) \quad (12)$$

oraz

$$z = -\frac{1}{EJ} \cdot (\frac{1}{2} \cdot 0,0264 \cdot x^2 - \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3} x^3 + A \cdot x + B) \quad (13)$$

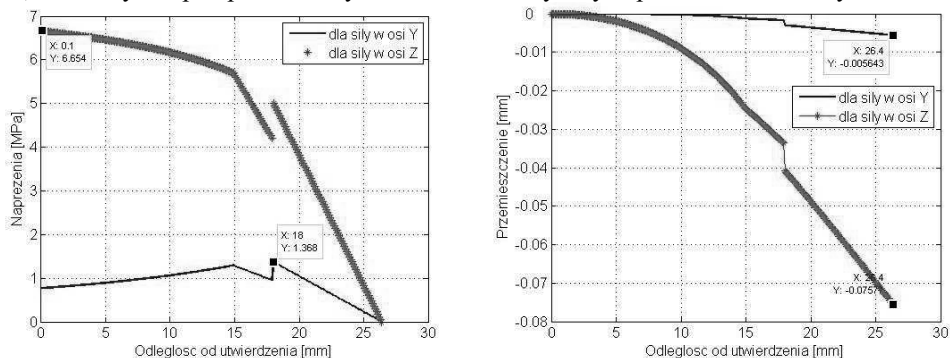
Stałe całkowania A i B określa się z warunków brzegowych:

Dla $x = 0$ przemieszczenie belki w miejscu utwierdzenia $y = 0$. Zatem $B = 0$.

Dla $x = 0$ kąt ugięcia belki w miejscu utwierdzenia $y' = 0$. Zatem $A = 0$.

Przedstawione wzory i zależności zostały zaimplementowane w pliku skryptowym utworzonym w programie Matlab.

Obliczenia przeprowadzono dla modelu zastępczego 1 z krokiem przyrostu współrzędnej $x=0,1\text{mm}$. Wyniki przeprowadzonych obliczeń analitycznych przedstawiono na rys. 11.



Rys. 11. Wykresy zależności naprężeń gnących oraz przemieszczenia dla siły działającej w kierunku osi Y i Z w funkcji odległości od utwierdzenia

Analiza zamieszczonych wyników prowadzi do następujących wniosków:

- Wartość wskaźnika przekroju na zginanie względem osi Z jest około 8,7-krotnie większa niż względem osi Y, a to oznacza, że przemieszczenie w kierunku osi Y jest odpowiednio mniejsze niż w kierunku osi Z.
- Wartość naprężeń uzyskanych na podstawie obliczeń analitycznych jest zbliżona do wyników, które uzyskano z obliczeń MES (rys. 11 i rys. 5). Różnica wynika z uproszczenia geometrii opisanej zależnościami analitycznymi oraz z faktu, że w modelu analitycznym uwzględnia się stan czystego zginania, a w rzeczywistym elemencie będzie to stan bardziej złożony.
- Wykres zależności naprężeń w funkcji odległości od utwierdzenia dla analizowanego kształtu jest zmienny w zdecydowanie mniejszym zakresie niż element o stałym przekroju; można założyć, że rzeczywisty kształt ramienia akuatora spełnia w przybliżeniu kryterium „belki o równomiernej wytrzymałości na zginanie”.

3. PODSUMOWANIE

Prezentowane wyniki prac modelowych i pomiarowych mają ścisły związek z realizacją projektu badawczego „Modelowanie, projektowanie i konstrukcja systemów pozycjonowania głowic pamięci masowych o wielu stopniach swobody ruchu” (projekt badawczy nr: N N510 355137).

Prace te były realizowane dwutorowo: w obszarze prac modelowych – dotyczących aspektów mechaniki i elektromagnetyzmu oraz w obszarze prac pomiarowych – wyznaczenie sztywności ramienia na podstawie pomiarów z wykorzystaniem techniki laserowej, pozwalającej określić odkształcenie ramienia pod wpływem siły obciążenia. Różnica w uzyskanych wartościach sztywności ramienia w kierunku prostopadłym do jego powierzchni pomiędzy wynikami z pomiarów a wynikami z analizy MES wynosi 8,85%. Rozbieżność ta może mieć związek z: niewłaściwym określeniem materiału konstrukcyjnego, z którego

wykonany jest E-blok, niedokładnością odtworzenia rzeczywistej geometrii w modelu CAD/MES oraz z błędami obliczeniowymi samej metody.

LITERATURA

1. Dobrzański L. i In.: Leksykon materiałoznawstwa. Warszawa: Wyd. Verlag Dashofer, 2010.
2. Choi M., Yang J. M., Lim J., Lee N., Kang S.: Measurement and analysis of magnetic domain properties of high-density patterned media by magnetic force microscopy. "IEEE Transactions on Magnetics" 2009, Vol. 45, No. 5, p. 2308-2311.
3. Trawiński T.: Gęstości powierzchniowe danych i dodatkowe napędy piezoelektryczne w systemach pozycjonowania głowic dysków twardych. Biuletyn PTZE 2011, nr 18, s. 21-33.
4. Oikawa T., Ajishi Y., Uwazumi H.: Perpendicular magnetic recording media with glass substrate. "Fuji Electric Review" 2009, Vol. 55, No.1, p. 6-10.
5. Trawiński T.: Model matematyczny silnika VCM z nierównomiernym rozkładem pola magnetycznego w szczelinie powietrznej. „Przegląd Elektrotechniczny” 2007, nr 12, s. 114-117.
6. Chen B.M., Lee T.H., Peng K., Venkataramanan V.: Hard disk driver serwo systems. Advances in Industrial Control. London: Springer-Verlag, 2006.
7. Tunkiewicz A.: Projekt optymalnego kształtu ramienia głowicy dysku twardego ze względu na odkształcenia oraz częstotliwości drgań własnych. Praca dyplomowa magisterska. Politechnika Śląska, Wydział Elektryczny, Katedra Mechatroniki, grudzień 2006.

MEASUREMENT VERIFICATION OF DEFORMATION OF HARD DISK DRIVE HEAD ACTUATOR ARM CALCULATED WITH HELP OF FEM AND ANALYTICAL METHODS

Summary. Presented results of modeling and measurements research have a close relationship with the subject matter of a research project "Modeling, design and construction of mass storage devices head positioning systems with multiple numbers of degrees of freedom" (research project No.: N N510 355137).

These research were carried out in two directions: in the area of modeling research - concerning aspects of mechanics and electromagnetism, measurements research - appointing the stiffness of the shoulder based on measurements using laser technology, for determination of shoulder deformation under different loads. Differences in obtained values of E-block shoulder stiffness (in direction perpendicular to XY surface) between results taken from measurements and results of numerical analysis riches value of 8.85%. This discrepancy may result from: improper determination of structural material of E-blok, inaccuracy with reconstructing real geometry in the model of CAD/FEA and finally with computational inaccuracy of calculation method.

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2009-2011 jako projekt badawczy N N510 355137