ZASTOSOWANIE SYSTEMU ANSYS W BADANIACH SYMULACYJNYCH OBRABIAREK

Krzysztof LEHRICH*
* Katedra Budowy Maszyn, Wydział Mechaniczny Technologiczny, Politechnika Śląska

Streszczenie. W artykule przedstawiono przykłady zastosowań systemu ANSYS w badaniach symulacyjnych obrabiarek. Prezentowane wyniki dotyczą, w pierwszej kolejności, weryfikacyjnych badań wytrzymałościowych stołu i belki wielkogabarytowej tokarki karuzelowej. Przyczyną sięgnięcia po narzędzie w postaci analiz numerycznych były w tym przypadku nieprzewidziane zmniejszenie grubości ścianek podczas obróbki oraz zwiększenie masy obrabianych elementów. Drugim prezentowanym przykładem jest wykorzystanie systemu ANSYS w przypadku modyfikacji stojaków frezarki bramowej ciężkiej. W dalszej kolejności w artykule przedstawione zostały wyniki badań symulacyjnych wrzeciennika frezarki pod kątem parametrycznej optymalizacji konstrukcji, a następnie wyniki optymalizacji postaciowej i parametrycznej wrzeciennika, którego postacią wyjściową był prostopadłościenny prymityw. Wyniki obu przypadków optymalizacji wrzeciennika zestawiono z wynikami analiz MES uzyskanych dla oryginalnego rozwiązania konstrukcyjnego.

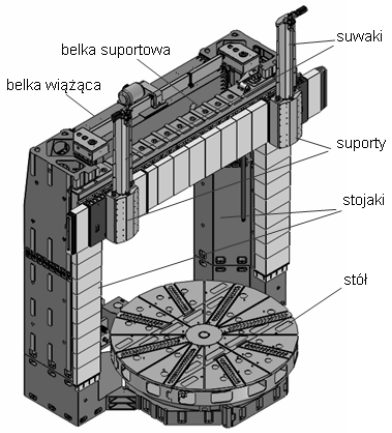
l. WSTĘP

Obrabiarki skrawające to maszyny, od których wymaga się dokładności przynajmniej o klasę wyższą od produkowanych na nich elementów. Z uwagi na wymaganą precyzję działania, skomplikowaną konstrukcję, stosowane techniki realizacji napędów oraz często duże wymiary gabarytowe wymagają one weryfikacji przyjętych założeń i rozwiązań konstrukcyjnych na etapie projektowania. Niezastąpione w tym zakresie są symulacyjne techniki obliczeniowe, w tym, najbardziej rozpowszechniona, metoda elementów skończonych. Zastosowanie ich nabiera szczególnego znaczenia w przypadku obrabiarek do obróbki szybkościowej (HSM- High Speed Machining). Obrabiarki te charakteryzują się dużą dynamiką ruchów głównych i posuwowych, co skutkuje znacznym zwiększeniem zjawisk, których znaczenie w przypadku obrabiarek konwencjonalnych było małe lub pomijalne. Dotyczy to szczególnie obciążeń bezwładnościowych, pojawiających się podczas przyspieszania i hamowania korpusów ruchomych, oraz zjawisk cieplnych, będących wynikiem dużych prędkości obrotowych realizowanych przez takie podzespoły jak elektrowrzeciona i przykładowo śruby toczne wykorzystywane w napędach posuwu. Wzrost temperatury w tych podzespołach wymaga stosowania specjalnych układów chłodzących, w przeciwnym razie skutkuje przekazywaniem ciepła do korpusów i w rezultacie odkształceniami cieplnymi oraz pogorszeniem dokładności obróbki.

W artykule skupiono się głównie na zastosowaniu systemu ANSYS w odniesieniu do konstrukcji korpusów obrabiarkowych. Korpusy obrabiarkowe powstają często w oparciu o doświadczenie konstruktora i rozwiązania sprawdzone w konstrukcjach wcześniej zrealizowanych. Ze względu na wymaganą od nich dużą sztywność statyczną, są często przewymiarowane. Dlatego też, jak pokażą przedstawione w artykule przykłady, w wielu przypadkach pozostaje możliwość ich optymalizacji.

2. BADANIA WERYFIKACYJNE KORPUSÓW TOKAREK KARUZELOWYCH

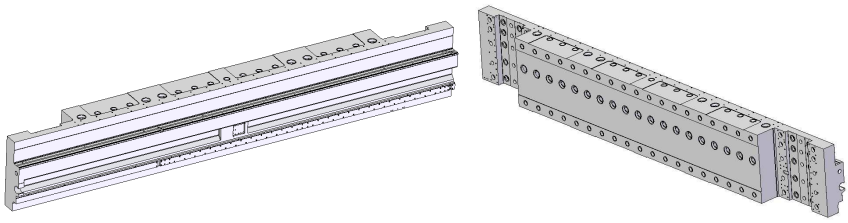
Obrabiarki ciężkie charakteryzują się wymiarami gabarytowymi dochodzącymi do kilkunastu metrów i masą do kilkuset ton. Produkowane są jednostkowo lub w seriach do kilku sztuk. Z tego względu każda z obrabiarek stanowi swoistego rodzaju prototyp, a konstrukcja powstaje w oparciu o wieloletnie doświadczenie konstruktorów. Konstrukcję nośną obrabiarki stanowią korpusy stojaków, belki suportowej, belki wiążącej oraz łoża (Rys. 1). Od tej części obrabiarki wymaga się przede wszystkim dużej sztywności statycznej i dynamicznej, ponieważ mają one decydujące znaczenie dla dokładności obróbki. Z tego względu konstrukcja nośna jest w większości przypadków przewymiarowana i dlatego głównym celem analiz nie jest określenie niebezpiecznych miejsc z punktu widzenia naprężeń, a ocena przemieszczeń i na tej podstawie sztywności. Z punktu widzenia przygotowania modelu do analiz MES uwagę należy zwrócić na fakt, że korpusy są silnie użebrowane, a wymiarom gabarytowym mieszczącym się w zakresie kilku do kilkunastu metrów towarzyszą grubości żeber w zakresie ok. 20 do 40mm. To wymaga odpowiedniego przygotowania modelu od strony geometrycznej i w znaczący sposób wydłuża czas dyskretyzacji oraz czas analiz.



Rys. 1. Postać konstrukcyjna tokarki karuzelowej serii KDC [1]

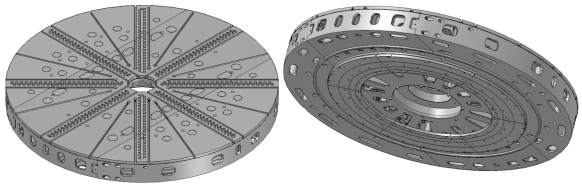
Przedmiotem badań symulacyjnych MES były elementy konstrukcji wielkogabarytowych tokarek karuzelowych produkowanych przez Fabrykę Obrabiarek Rafamet S.A. Należały do nich korpus stołu tokarki karuzelowej KDC800/1300N oraz belka suportowa tokarki karuzelowej KCI600/800N. Celem badań symulacyjnych było określenie wielkości i rozkładu naprężeń redukowanych w korpusach. Wymagania dotyczące celów analiz nie były zatem typowe dla obrabiarek, a przyczyny, dla których zdecydowano się przeprowadzić badania były w obu przypadkach różne.

Belka suportowa tokarki karuzelowej KCI600/800N (Rys. 2) charakteryzuje się gęsto żebrowaną konstrukcją wewnętrzną, długością 11,2m i masą 24,5tony. Belka mocowana jest przesuwnie na prowadnicach stojaków, co umożliwia jej ruch w kierunku pionowym wraz z zamocowanym na niej suportem i suwakiem.. Przyczyną przeprowadzenia analiz MES było nadmierne zmniejszenie grubości fragmentu tylnej ściany korpusu podczas obróbki odlewu belki. Należało sprawdzić czy takie odstępstwo od założeń projektowych nie zagraża jej prawidłowej i bezpiecznej eksploatacji.



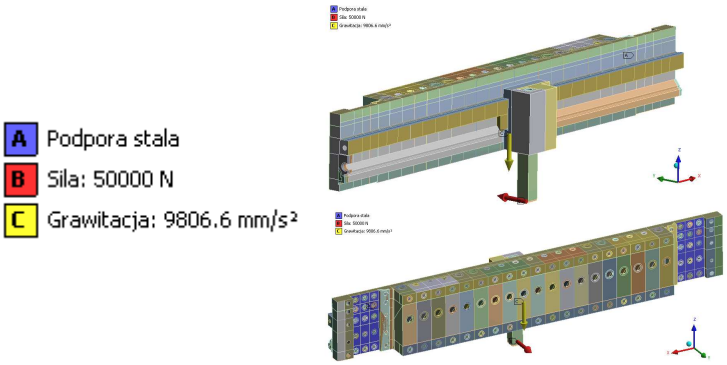
Rys. 2. Belka suportowa tokarki karuzelowej KCI600/800N w dwóch widokach [2]

Stół obrotowy tokarki karuzelowej KDC (Rys. 3) jest konstrukcją składającą się z trzech skręcanych segmentów. Położenie osiowe stołu ustalane jest za pomocą łożyska tocznego, natomiast w kierunku pionowym stół łożyskowany jest hydrostatycznie. Średnica stołu wynosi 8m, a jego masa to ok. 94tony. Stół charakteryzuje się skomplikowaną, żebrowaną konstrukcją. Celem analiz MES w tym przypadku było sprawdzenie rozkładu naprężeń redukowanych ze względu na zwiększenie masy przedmiotu obrabianego z 200ton do 250ton.



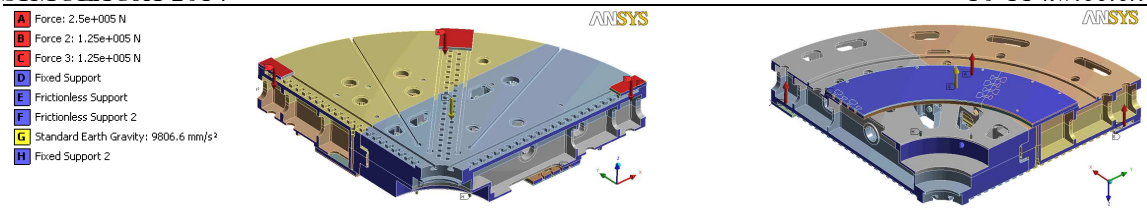
Rys. 3. Model stołu tokarki karuzelowej KDC800/1300N w dwóch widokach[3]

Sposób przyjęcia warunków brzegowych w obu przypadkach wynikał z ustalenia położenia obu korpusów w stosunku do pozostałych elementów konstrukcji nośnych i maksymalnych obciążeń, które na nie działają. Dlatego też w miejscach kontaktu belki suportowej z bramą odebrano wszystkie stopnie swobody, a w miejscu mocowania imaka narzędziowego, na końcu suwaka założono działanie siły 50kN odpowiadającej jednej ze składowych siły skrawania (Rys. 4). W analizach uwzględniono również ciężar własny belki oraz ciężar suportu z suwakiem.

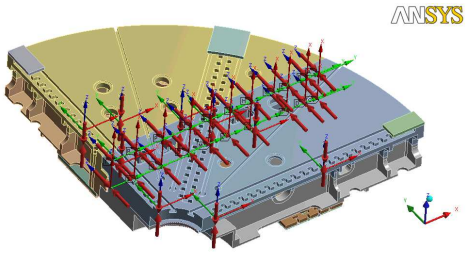


Rys. 4. Sposób obciążenia i warunki brzegowe przyjęte dla belki suportowej

Do analizy stołu tokarki KDC przyjęto model oparty na ¼ części konstrukcji, co wynikało z symetrii geometrii i obciążeń. W miejscach mocowania przedmiotu obrabianego w szczękach przyjęto działanie siły wynikającej z ciężaru własnego przedmiotu obrabianego. Założone warunki brzegowe odpowiadały warunkom posadowienia stołu i jego współpracy z pozostałymi elementami konstrukcji (Rys. 5). W modelu uwzględniono kontakt na powierzchniach współpracujących segmentów oraz oddziaływanie śrub łączących segmenty, co przedstawiono na Rys. 6.



Rys. 5. Sposób obciążenia i warunki brzegowe przyjęte dla stołu obrotowego

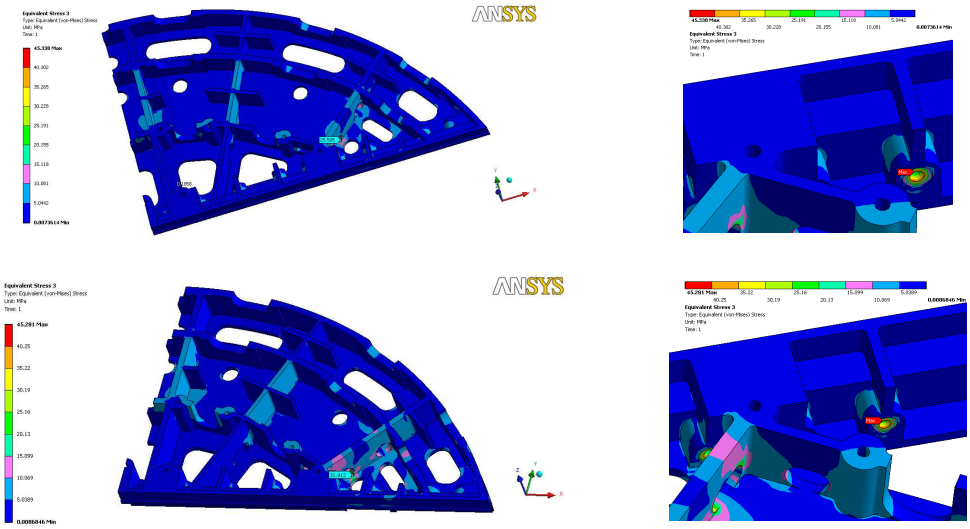


Rys. 6. Wizualizacja napięcia wstępnego śrub łączących segmenty stołu

Analizy MES przeprowadzono w każdym przypadku dwukrotnie. Wyniki analiz uzyskane dla oryginalnych wymiarów w przypadku belki i obciążenia 200ton dla stołu uznano jako wyjściowe do dalszych analiz. Analizy MES dla rozpatrywanych modeli belki suportowej i stołu wykazały pomijalnie małą zmianę naprężeń w stosunku od wyników wyjściowych. Obserwowane rozbieżności mieściły się w zakresie kilku MPa. Dla belki suportowej wartość maksymalnych naprężeń redukowanych osiągała poziom ok. 12MPa. Natomiast naprężenia redukowane w konstrukcji stołu nie przekraczały wartości 35MPa, wyłączając miejsca oddziaływania śrub łączących poszczególne korpusy, gdzie następowało ich spiętrzenie. Stwierdzono zatem, że dla przyjętego materiału obu korpusów (żeliwo EN-GJL 300) nie stanowi to niebezpieczeństwa uszkodzenia. Analizy MES wykazały, w obu przypadkach, również tylko nieznaczną zmianę przemieszczeń. Dla belki suportowej było to ok. 2µm dla obciążenia ciężarem własnym i ok. 8µm dla przypadku z działającą dodatkowo składową siły skrawania. W przypadku stołu zwiększenie masy spowodowało wzrost maksymalnych przemieszczeń o ok. 63µm. Przykładowe wyniki prezentujące rozkład naprężeń w konstrukcji stołu przedstawiono na poniższym rysunku.

a)

b)



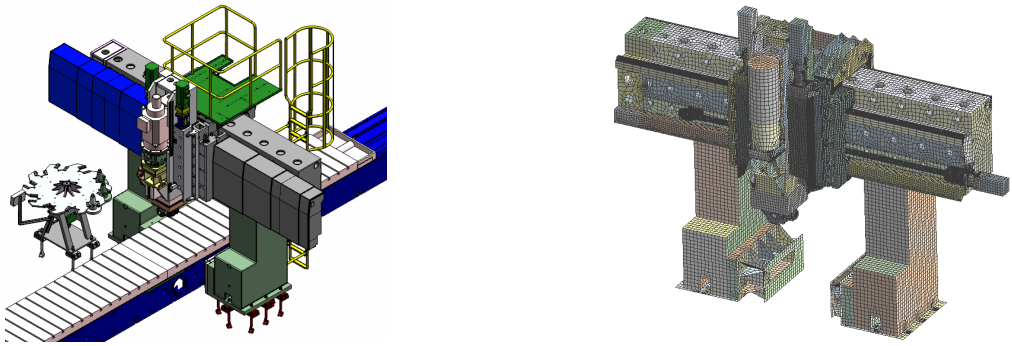
Rys. 7. Rozkład naprężeń, w wybranych miejscach stołu, w wyniku obciążenia ciężarem własnym stołu i przedmiotu obrabianego o masie: a) 200ton, b) 250ton

3. OPTYMALIZACJA STOJAKÓW FREZARKI BRAMOWEJ FB 125N

Korpusy obrabiarkowe z uwagi na możliwość ich optymalizacji podzielić można na dwie grupy. Pierwszą grupę stanowią korpusy nieruchomych, takie jak stojaki, belki suportowe, łoża. Drugą natomiast korpusy ruchome, takie jak wrzecienniki, suporty, sanie itp. Rozpatrując możliwości uzyskania oszczędności w oparciu o redukcję masy konstrukcji nośnej obrabiarki ciężkiej, należy stwierdzić, że będzie ona niewspółmiernie mała w porównaniu do kosztów całej obrabiarki. Wydaje się zatem, że dla tej grupy korpusów, właściwym podejściem jest optymalizacja mająca na celu zwiększenia sztywności przy minimalizacji lub zachowaniu tej samej masy. Redukcja masy w przypadku korpusów ruchomych również w niewielkim stopniu przekłada się na redukcję kosztów materiałowych. Wpływa jednak na zmniejszenie kosztów serwonapędów posuwu i przede wszystkim na możliwość zwiększenia dynamiki ruchów.

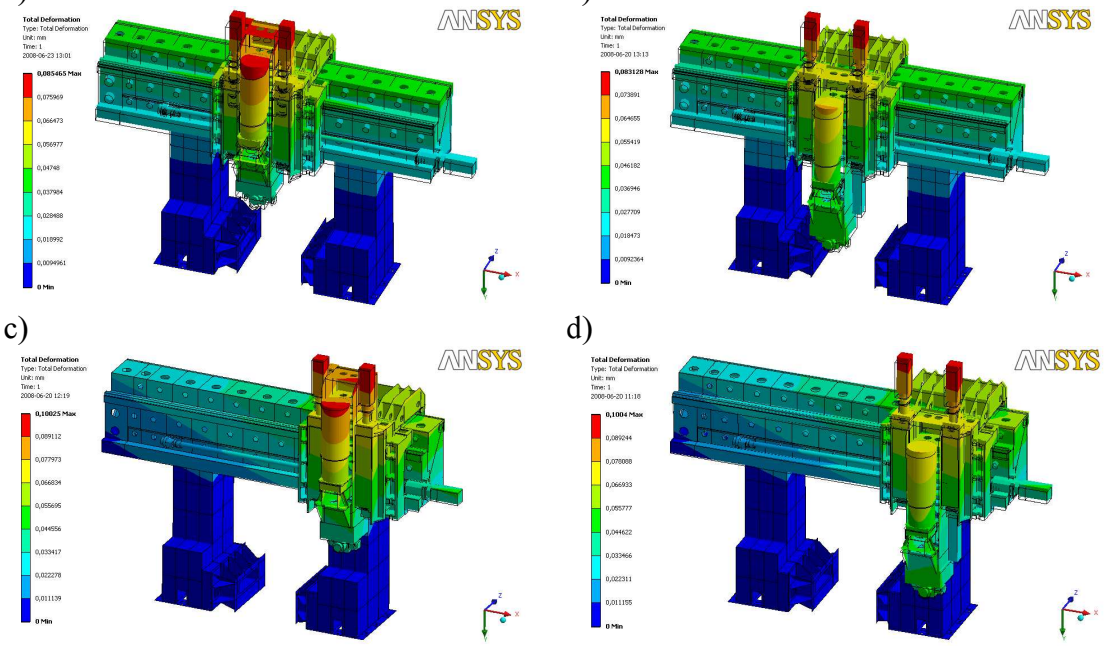
Wstępne badania symulacyjne frezarki bramowej FB125N (Rys. 8, Rys. 9) wykazały, że z punktu widzenia sztywności najsłabsze ogniwo jej konstrukcji stanowią stojaki. Dlatego też podjęto próbę ich modyfikacji.

a) b)



Rys. 8. Centrum frezarskie FB125N: a) model CAD 3D [4], b) model dyskretny

a) b)



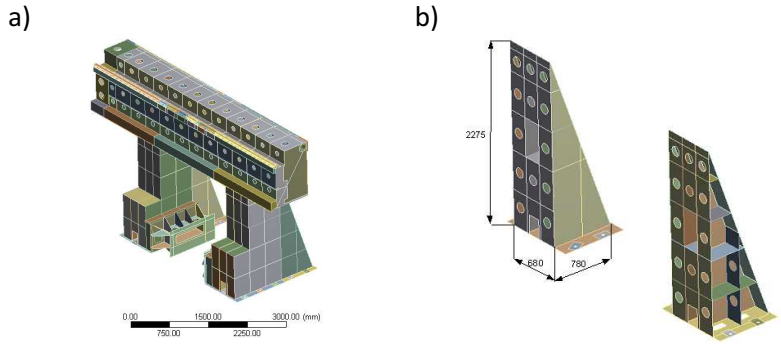
c) d)

Rys. 9. Przykładowe wyniki przemieszczeń centrum frezarskiego w wyniku działania siły na kierunku Z

W pierwszej kolejności przeprowadzono optymalizację konstrukcji stojaków stosując

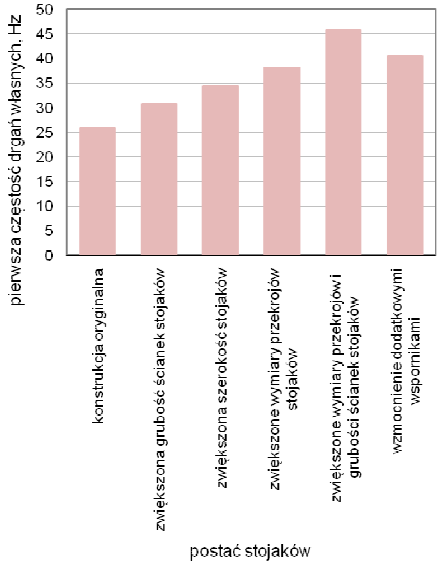
klasyczne podejście bazujące na wiedzy konstruktora-eksperta i wynikach analizy MES. Z uwagi na to, że badania symulacyjne drgań centrum frezarskiego wykazały niską wartość pierwszej częstości drgań własnych dokonano zmian wymiarowych stojaków celem zwiększenia ich sztywności i powtórnie przeprowadzono analizy. Pod uwagę wzięto kilka koncepcji, powiększając wymiar stojaka kolejno na kierunku X o 50%, na kierunku Y o 30%, a następnie na obu kierunkach równocześnie. Zwiększono również grubość ścian korpusu do 50mm, zachowując oryginalne wymiary gabarytowe a następnie zwiększono grubości ścian dla stojaków o powiększonych wymiarach na kierunku X i Y.

W oparciu o uzyskane wyniki zaproponowano wzmocnienie konstrukcji dodatkowymi wspornikami mocowanymi w tylnej części stojaków. Kształt oraz gabarytowe wymiary stojaków pokazano na Rys. 10.



Rys. 10. Wsporniki stojaków: a) konstrukcja nośna ze wspornikami, b) wsporniki w widoku, wymiary i rozmieszczenie żeber

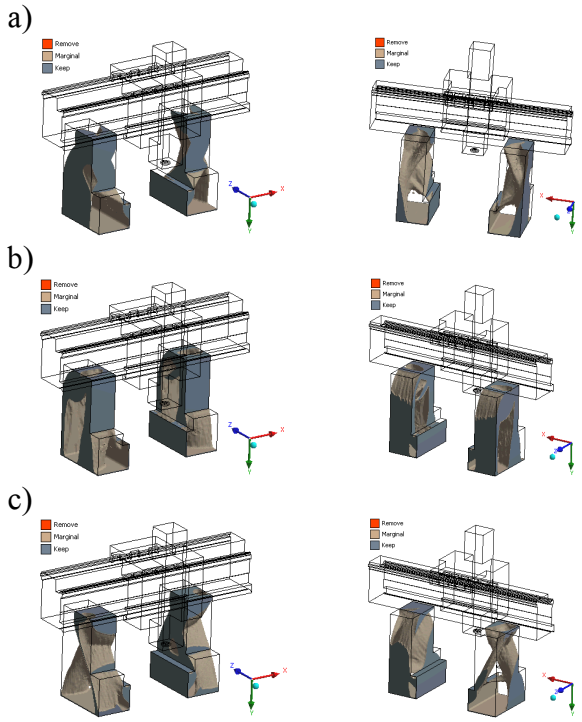
Dla takiej koncepcji konstrukcji nośnej przeprowadzono ponownie badania częstości i postaci drgań własnych. Zaproponowane wzmocnienie konstrukcji nośnej znacznie podniosło pierwszą postać drgań własnych, co stwierdzono, że powinno wpłynąć na poprawę własności eksploatacyjnych centrum frezarskiego. Dla lepszego zobrazowania różnic w częstościach drgań własnych pomiędzy poszczególnymi koncepcjami wyniki w postaci wykresu przedstawiono na rysunku 11.



Rys. 11. Zestawienie pierwszych częstości drgań własnych dla różnych wariantów konstrukcji stojaków frezarki bramowej

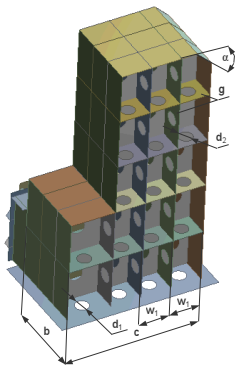
Kolejnym krokiem analiz centrum frezarskiego była optymalizacja postaciowa stojaków.

Model wejściowy stojaka do optymalizacji przyjęto w postaci bryły, zbliżonej pod względem kształtu i wymiarów zewnętrznych do rozwiązania zaproponowanego przez konstruktora. Wysokość i szerokość stojaka odpowiadały wymiarom korpusu oryginalnego, natomiast długość korpusu nieznacznie zwiększono. Optymalizację postaciową przeprowadzono zakładając kolejno obciążenie na trzech kierunkach wyznaczonych przez osie układu współrzędnych. Uzyskane wyniki przedstawiono na Rys. 12.



Rys. 12. Postać stojaków zaproponowana w wyniki optymalizacji kształtu dla siły działającej na kierunku: a) X, b) Y, c) Z

W oparciu o kształt stojaka uzyskany po optymalizacji postaciowej opracowano model stojaka do optymalizacji parametrycznej. Optymalizację przeprowadzono w module DesignXplorer systemu Ansys. W procesie optymalizacji założono wykorzystanie sortowania metodą MOGA (Multi-Objective Genetic Algorithm). Parametrami wyjściowymi do optymalizacji parametrycznej były szerokość i głębokość stojaka, grubości ścian zewnętrznych oraz żeber, średnica otworów w żebrach i kąt ukosowania tylnej części stojaka (Rys. 13 i Tabela 1). Model korpusu z zaznaczonymi parametrami przedstawiono na rysunku poniżej.

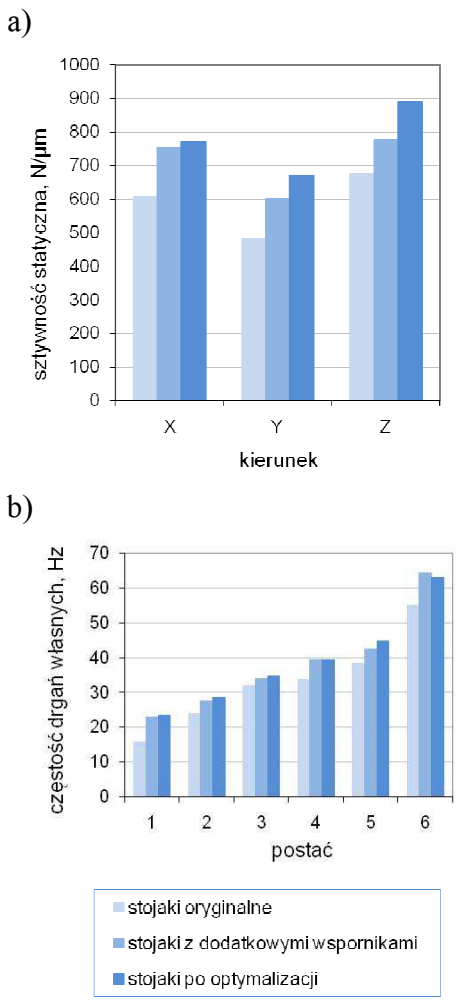


Rys. 13. Model stojaka do optymalizacji parametrycznej

Tabela 1. Zestawienie zakresu zmian parametrów wejściowych dla optymalizacji parametrycznej stojaków

Oznaczenie parametru (wg Rys. 13)	Zakres zmian
a	1,2 ÷ 1,33
b	600 ÷ 1200 mm
c	1190 ÷ 1710 mm
g_r	20 ÷ 40 mm
f	0,4 ÷ 0,8
α	30 ÷ 80°

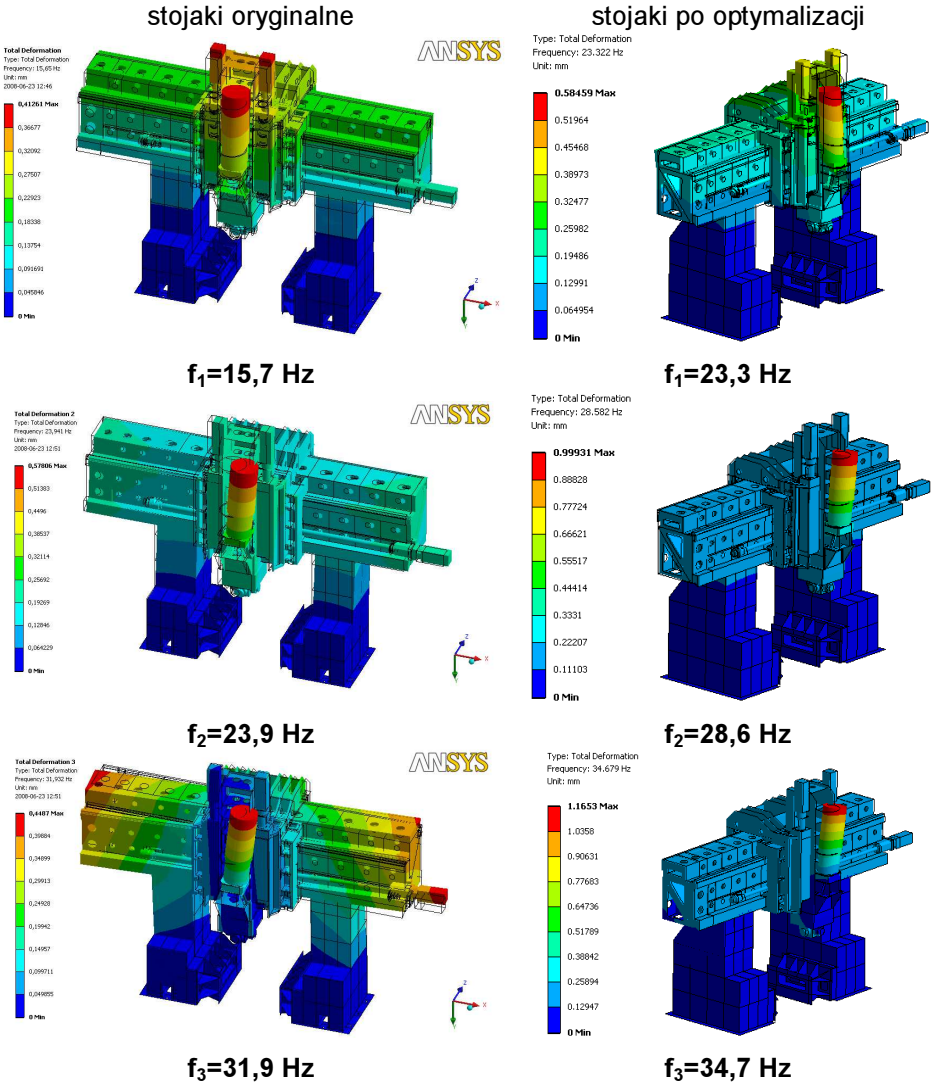
W wyniku przeprowadzenia optymalizacji parametrycznej stojaka uzyskano zmniejszenie podatności frezarki w stosunku do konstrukcji zaproponowanej przez konstruktora (ok. 33%) oraz do konstrukcji z dodatkowymi wspornikami (ok. 9,5%). Odbyło się to jednak kosztem wzrostu masy konstrukcji nośnej w stosunku do konstrukcji zaproponowanej przez konstruktora (ok. 18%). W porównaniu do konstrukcji z dodatkowymi wspornikami żeliwnymi uzyskano nieznaczny spadek masy (ok. 3%).



Rys. 14. Zestawienie wyników analiz MES frezarki bramowej: a) wyniki analiz sztywności statycznej, b) pierwsze częstości drgań własnych

Zmiana masy i sztywności statycznej spowodowała również zmianę częstości drgań

własnych frezarki bramowej (Rys. 15). Pierwsza częstość drgań własnych całej obrabiarki po optymalizacji wzrosła o ok. 50% w stosunku do częstości obliczonej dla konstrukcji zaproponowanej przez konstruktora i nieznacznie w porównaniu do częstości drgań własnych obrabiarki ze stojakami wzmocnionymi wspornikami żeliwnymi.

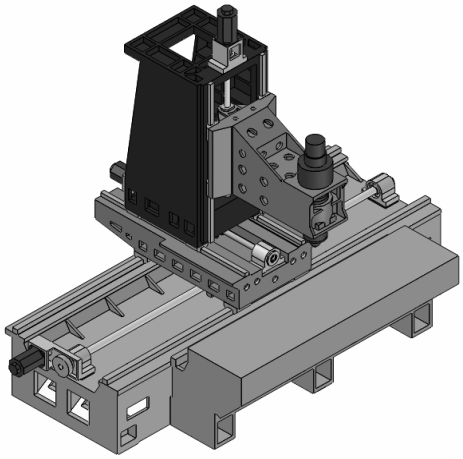


Rys. 15. Porównanie postaci drgań własnych konstrukcji nośnej

4. OPTYMALIZACJA WRZECIENNIKA CENTRUM FREZARSKIEGO

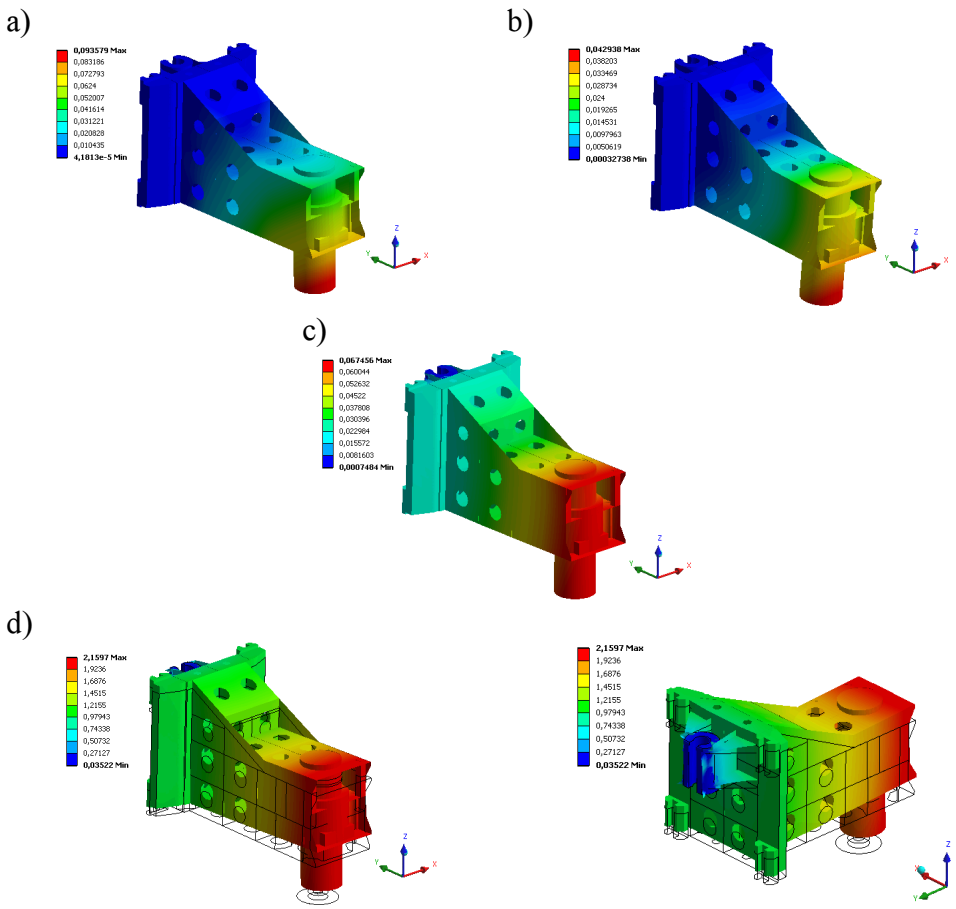
Zwiększanie dynamiki obrabiarek związane z wprowadzaniem obróbki z dużymi prędkościami skrawania (HSM) wymaga zmniejszenia masy podzespołów ruchomych, takich jak wrzecienniki, stojaki, suporty i stoły. Z drugiej jednak strony zmniejszaniu masy korpusów nie może towarzyszyć spadek sztywności, z uwagi na wymaganą dokładność obróbki. W związku z tym klasyczne podejście do projektowania polegające na wykorzystaniu sprawdzonych rozwiązań konstrukcyjnych obrabiarek o konwencjonalnych parametrach pracy należałoby zmienić na konstruowanie z wykorzystaniem symulacji MES.

W rozdziale tym przedstawione zostaną kolejne etapy procesu analizy i optymalizacji korpusu wrzeciennika jednostojakowego centrum frezarskiego (Rys. 16).



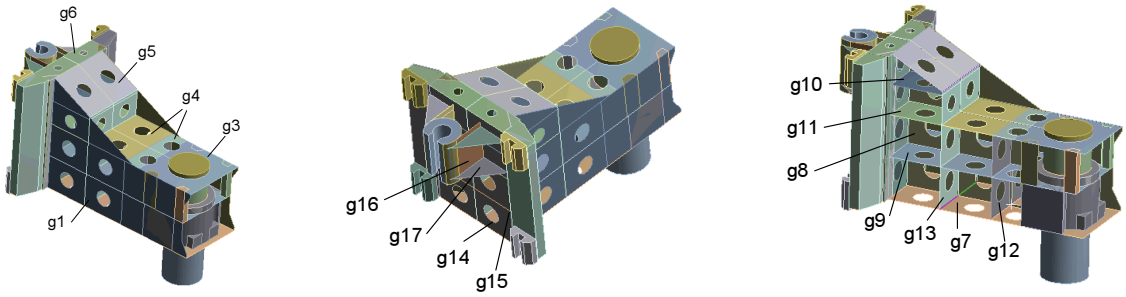
Rys. 16. Jednostojakowe centrum frezarskie z przesuwnym stojakiem [5]

Etapem poprzedzającym proces optymalizacji wrzeciennika była analiza MES korpusu zaproponowanego przez konstruktora. Określono sztywność statyczną korpusu w oparciu o wyniki analizy przemieszczeń na trzech kierunkach a w dalszej kolejności określono pierwsze częstości i postaci drgań własnych korpusu. Przykładowe wyniki analiz przedstawiono na Rys. 17.



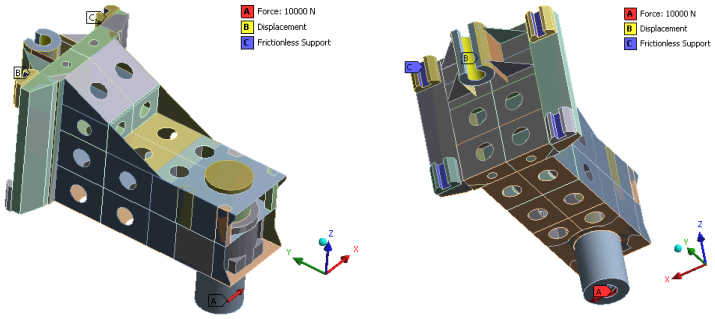
Rys. 17. Wyniki analiz MES korpusu wrzeciennika, przemieszczenia wypadkowe w wyniku działania siły F=10 kN na kierunku: a) X, b) Y, c) Z oraz d) pierwsza postać drgań własnych (f_1=132,9 Hz)

Pierwszym etapem optymalizacji parametrycznej była optymalizacja korpusu o postaci geometrycznej zaproponowanej przez konstruktora. Celem optymalizacji była redukcja masy, przy zachowaniu sztywności statycznej na poziomie zbliżonym do sztywności korpusu określonej dla pierwotnych jego wymiarów. . Do optymalizacji korpusu wrzeciennika zastosowano metodę MOGA (Multi-Objective Genetic Algorithm). Ograniczeniem tej metody jest możliwość wykorzystania jej jedynie w przypadku rozwiązywania zadań ze zmiennymi ciągłymi. Jako zmienne decyzyjne do optymalizacji przyjęto grubości ścian korpusu w sposób pokazany na Rys. 18.



Rys. 18. Oznaczenia grubości ścian wrzeciennika

Model wrzeciennika obciążono siłą 10 kN w miejscu mocowania narzędzia niezależnie na kierunku X, Y i Z. Na powierzchniach wózków prowadzących, które współpracują z prowadnicami, zapewniono możliwość ruchu tylko w kierunku wyznaczonym przez prowadnice. Natomiast możliwość ruchu w tym kierunku odebrano w miejscu mocowania nakrętki tocznej (Rys. 19). Dla korpusu przyjęto własności materiałowe odpowiadające właściwościom żeliwa szarego.



Rys. 19. Sposób obciążenia i miejsca odebrania stopni swobody

W wyniku przeprowadzonej optymalizacji parametrycznej wrzeciennika zaproponowano trzy postacie wymiarowe korpusu. Charakteryzują się one różnym stopniem redukcji masy i równoczesnym spadkiem wartości sztywności statycznej. W rezultacie uzyskano również wzrost pierwszej częstości drgań własnych korpusu. Na podstawie [6] zaproponowano funkcję oceny opisaną zależnością:

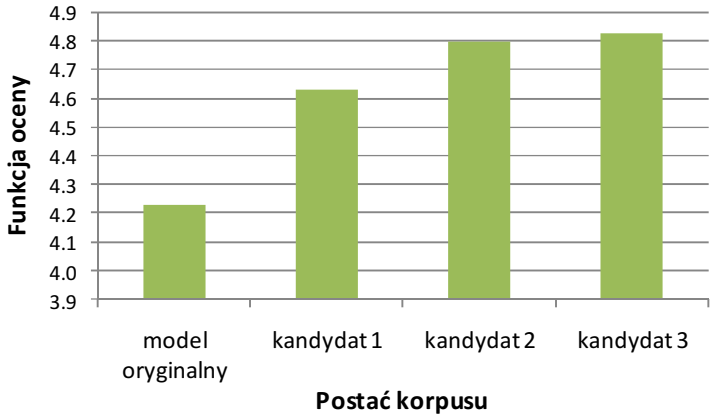
$$F = \frac{\sum f_i^{1/2}}{m}$$

gdzie:
f_i – wskaźnik sztywności statycznej na kierunku działania siły wymuszającej, N/µm,
m – masa korpusu, kg.

Najwyższą funkcję oceny uzyskano dla propozycji określonej jako „kandydat 3" (Rys. 20). Wyniki jednak nie są zadowalające z uwagi na fakt znacznej redukcji sztywności, przede wszystkim na kierunku osi Y (Tabela 2).

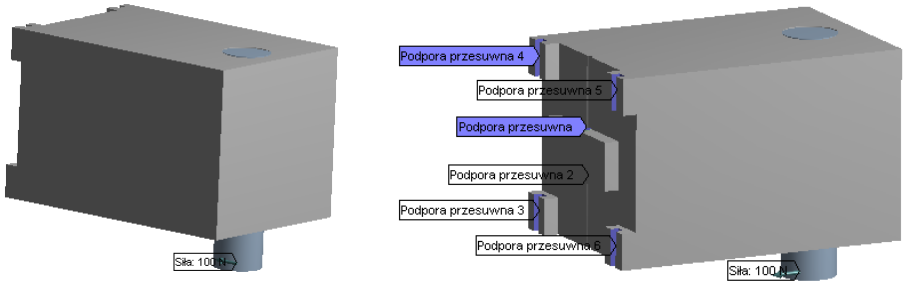
Tabela 2. Wyniki optymalizacji parametrycznej grubości ścian wrzeciennika

model	sztywność statyczna, N/µm			masa korpusu (kg) / zmiana %	pierwsza częstość drgań własnych, Hz/ zmiana %
	X /zmiana %	Y /zmiana %	Z /zmiana %		
model oryginalny	115,4 / 0	340,4 / 0	169,1 / 0	411,2 / 0	132,9 / 0
kandydat 1	126,4 / 9,5	323,6 / -4,9	200,8 / 18,8	383,5 / -6,7	154,2 / 16,0
kandydat 2	110,6 / -4,2	286,2 / -15,9	180,8 / 6,9	355,2 / -13,6	152,6 / 14,8
kandydat 3	102,7 / -11,0	258,1 / -24,2	174,6 / 3,3	344,8 / -16,1	152,1 / 14,5



Rys. 20. Wykres funkcji oceny dla zaproponowanych rozwiązań wymiarowych po optymalizacji parametrycznej grubości ścian wrzeciennika

Z uwagi na to, iż optymalizacja parametryczna postaci geometrycznej zaproponowanej przez konstruktora nie przyniosła oczekiwanych rezultatów postanowiono przeprowadzić próbę optymalizacji postaciowej i parametrycznej, bazując na możliwościach jakie daje oprogramowanie Ansys. Niektóre z wymiarów korpusu wynikają z powiązań geometrycznych z pozostałymi podzespołami obrabiarki. Dlatego też takie wymiary jak odległość pomiędzy wózkami prowadzącymi, czy odległość pomiędzy wózkami a osią wrzeciona pozostawiono bez zmian w stosunku od wersji oryginalnej wrzeciennika. Optymalizację postaciową przeprowadzono wychodząc od geometrii prymitywu prostopadłościennego, którego wymiary zewnętrzne odpowiadały wymiarom gabarytowym oryginalnego korpusu (Rys. 21). Do optymalizacji przyjęto kilka przypadków obciążenia oraz sposób podparcia analogiczny do opisanego wcześniej (Rys. 19). Podczas analiz MES program poszukiwał optymalnej drogi przepływu energii i wygenerował w modelu prymitywu możliwe do usunięcia objętości.



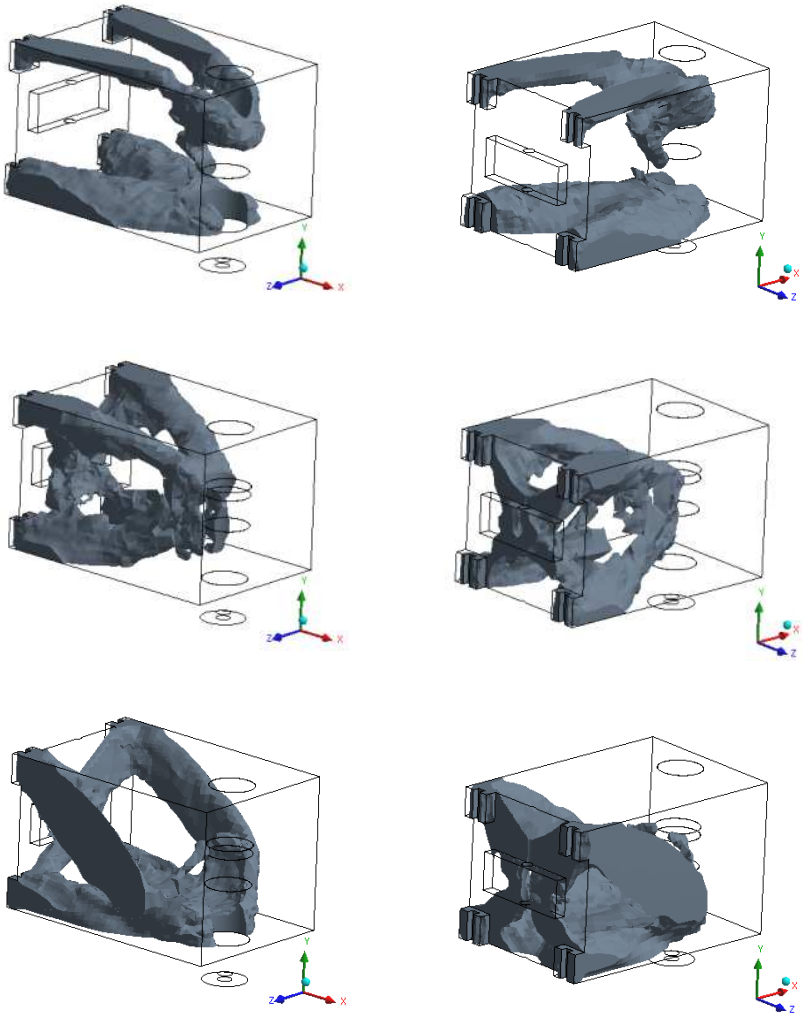
Rys. 21. Postać wyjściowa korpusu wrzeciennika do optymalizacji postaciowej

Wyniki optymalizacji postaciowej dla przykładowych przypadków obciążenia przedstawiono na rysunkach poniżej. Na ich podstawie opracowano model CAD korpusu wrzeciennika (Rys. 23). Model poddano optymalizacji parametrycznej, w której jako zmienne decyzyjne przyjęto grubości ścian korpusu (Rys. 24). Do optymalizacji przyjęto następujące rodzaje materiałów: żeliwo szare, stal, stop aluminium oraz stop magnezu. Własności wybranych materiałów korpusu przedstawiono w Tabeli 3.

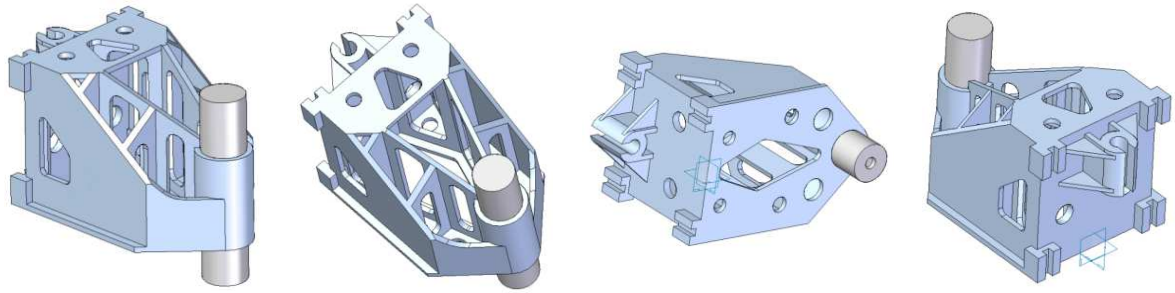
a)

b)

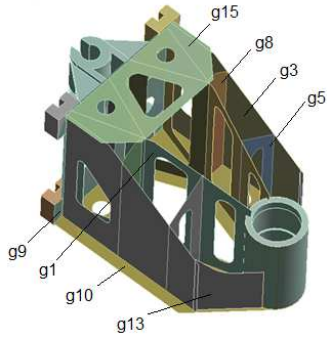
c)



Rys. 22. Wynik optymalizacji kształtu przy założeniu 80% redukcji masy dla obciążenia: a) na kierunku osi X, b) na kierunku osi Y, c) na kierunku osi Z



Rys. 23. Model CAD wrzeciennika opracowany na podstawie wyników optymalizacji postaciowej



Rys. 24. Model korpusu z oznaczeniami ścian do optymalizacji parametrycznej

Tabela 3. Własności materiałów wybranych do optymalizacji parametrycznej

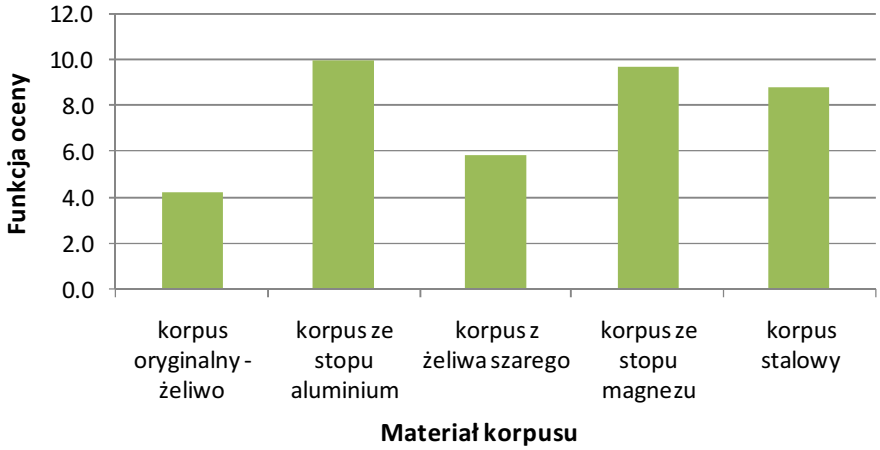
Materiał	Gęstość, kg/m^3	Moduł Younga, E MPa	Współczynnik Poissona
Żeliwo szare	7200	1.10E+05	0,28
Stal	7850	2.00E+05	0,30
Stop aluminium	2700	6.89E+04	0,33
Stop magnezu	1800	4.50E+04	0,35

Wyboru najlepszego rozwiązania, z zaproponowanych na podstawie optymalizacji parametrycznej, dokonano w oparciu o funkcję oceny przedstawioną powyżej. Wyniki optymalizacji pokazano w Tabeli 6. W celu uzupełnienia prezentacji wyników w Tabeli 7 przedstawiono również grubości ścian korpusów w zależności od zastosowanego materiału.

Analiza uzyskanych wyników pozwala stwierdzić, że najwyższe wartości funkcji oceny otrzymano dla korpusu wykonanego ze stopu aluminium i dla korpusu wykonanego ze stopu magnezu (Rys. 25). Dla korpusu stalowego wartości funkcji oceny są niższe, jednak ze względu na koszty wykonania to rozwiązanie może być najbardziej korzystne. W odróżnieniu od kosztów korpusu ze stopu magnezu, które będę bardzo wysokie. W tych trzech przypadkach redukcja masy jest stosunkowo wysoka i wynosi ok. 50% w porównaniu do korpusu oryginalnego. Dla niektórych kandydatów uzyskano zwiększenie sztywności statycznej nawet o ponad 30%. Najmniej korzystne rozwiązanie dotyczy korpusu wykonanego z żeliwa, dla którego uzyskano zmniejszenie sztywności na kierunku X i Y.

Tabela 6. Wyników optymalizacji korpusu wrzeciennika dla różnych materiałów

postać korpusu (materiał)	sztywność statyczna, N/um			masa korpusu (kg) / zmiana %	pierwsza częstość drgań własnych, Hz
	X /zmiana %	Y /zmiana %	Z /zmiana %		
korpus oryginalny - żeliwo	115.4 / 0.0	340.4 / 0.0	169.1 / 0.0	411.2 / 0.0	132.9 / 0.0
korpus oryginalny po optymalizacji parametrycznej "kandydat 3" (żeliwo szare)	102.7 / -11.0	258.1 / -24.2	174.6 / 3.3	344.8 / -16.1	152.1 / 14.5
korpus po optymalizacji postaciowej i parametrycznej (stop aluminium)	153.5 / 33.0	347.3 / 2.0	207.4 / 22.7	183.0 / -55.5	198.5 / 49.4
korpus po optymalizacji postaciowej i parametrycznej (żeliwo szare)	157.9 / 36.8	427.9 / 25.7	217.7 / 28.7	323.0 / -21.4	173.7 / 30.8
korpus po optymalizacji postaciowej i parametrycznej (stopu magnezu)	169.9 / 47.2	404.1 / 18.7	169.2 / 0.0	190.8 / -53.6	159.4 / 20.0
korpus po optymalizacji postaciowej i parametrycznej (stal)	131.4 / 13.8	372.7 / 9.5	234.6 / 38.7	210.0 / -48.9	207.2 / 56.0



Rys. 25. Wykres funkcji oceny dla zaproponowanych rozwiązań wymiarowych i materiałowych

Tabela 7. Zestawienie grubości ścian korpusu dla różnych materiałów

[redacted]

5. PODSUMOWANIE

Podsumowując zaprezentowane w pracy wyniki analiz MES można stwierdzić, że korpusy obrabiarkowe, z uwagi na swoje przewymiarowanie pozostawiają duże możliwości w odniesieniu do optymalizacji ich wymiarów. Optymalizacja, aby mogła być efektywna, musi obejmować nie tylko zmianę wymiarów ale również zmianę kształtu korpusu. Ponadto przedstawione wyniki pokazują, że uwzględnienie zmiany materiału w procesie optymalizacji daje bardzo duże możliwości w odniesieniu do redukcji masy korpusów, co ma szczególne znaczenie w przypadku korpusów ruchomych obrabiarek o dużej dynamice. Należy również pamiętać o możliwościach technologicznych wykonania korpusu, co dodatkowo komplikuje proces optymalizacji. Pokazane przykłady potwierdzają duże możliwości oprogramowania ANSYS i możliwość wykorzystania go, nie tylko do weryfikacji konstrukcji, ale bezpośrednio w procesie tworzenia postaci geometrycznych korpusów obrabiarkowych.

LITERATURA

[1] Dokumentacja konstrukcyjna tokarki karuzelowej KDC800/1300N, Rafamet.

[2] Dokumentacja konstrukcyjna belki tokarki karuzelowej KCI600/800N, Rafamet.

[3] Dokumentacja konstrukcyjna stołu tokarki karuzelowej KDC800/1300N, Rafamet.

[4] Dokumentacja konstrukcyjna centrum frezarskiego FB125N, Design Technologies International "D.T.I." Sp. z o.o.

[5] Dokumentacja konstrukcyjna centrum frezarskiego, Centrum Badawczo Konstrukcyjne Obrabiarek CBKO Sp. z o.o.

[6] AGGOGERI F., MERLO A., MAZZOLA M., 2010, Multifunctional structure solutions for Ultra High Precision (UHP) machine tools. International Journal of Machine Tools & Manufacture 50, 366–373.