

Otrzymano: 12 marca 2018 / Zaakceptowano: 20 kwietnia 2018 / Zamieszczono na WWW: 20 grudnia 2018

*obrabiarka, frezarka bramowa, konstrukcja nośna,
sztywność statyczna, analiza modalna*

Krzysztof LEHRICH^{1*}

BADANIA SYMULACYJNE CIĘŻKICH FREZAREK BRAMOWYCH

Artykuł powstał w oparciu o wyniki badań prowadzonych w Katedrze Budowy Maszyn Politechniki Śląskiej w ramach prac badawczo-rozwojowych, projektów celowych i badań własnych autora realizowanych we współpracy z krajowymi producentami obrabiarek ciężkich. Przedstawiono w nim wyniki analiz MES prowadzonych pod kątem oceny sztywności statycznej oraz częstotliwości drgań własnych, jako cech eksploatacyjnych decydujących o dokładności obrabiarki, a jednocześnie możliwych do określenia jeszcze na etapie projektowania. Wyniki analiz przedstawiono w odniesieniu do charakterystycznych wymiarów i mas konstrukcji nośnych, co nadaje artykułowi użyteczną wartość. Mogą one stanowić punkt odniesienia dla nowych konstrukcji tego rodzaju obrabiarek.

1. WPROWADZENIE

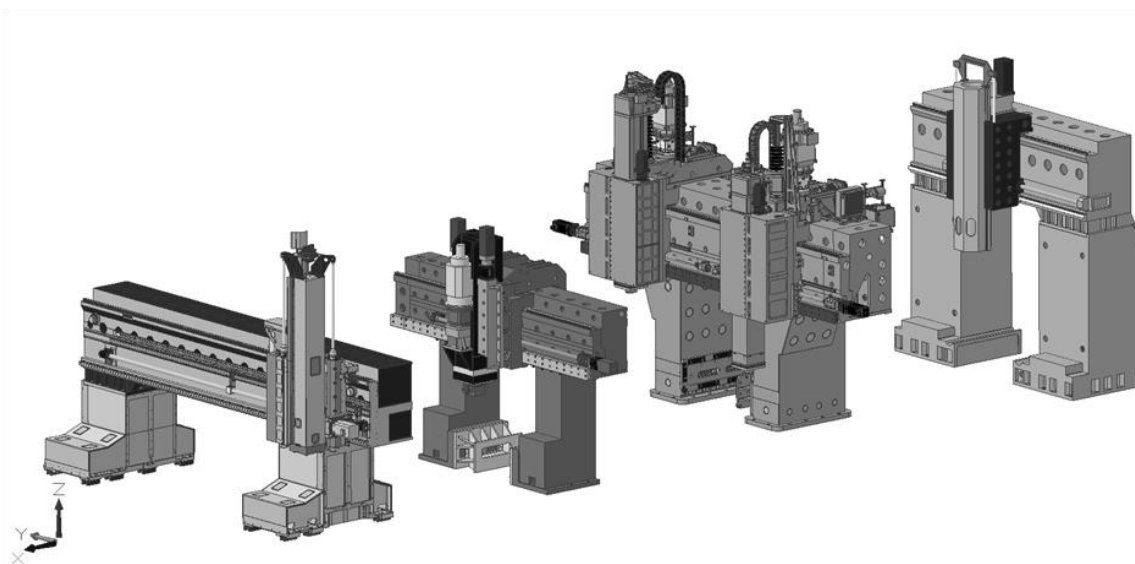
Frezarki bramowe mogą występować w konfiguracji z nieruchomą bramą i przesuwным stołem lub jako gantry, tzn. z przesuwным portalem i nieruchomym stołem. Współpraca z producentami frezarek ciężkich pokazuje, że najczęściej produkowane są one w pojedynczych egzemplarzach z indywidualnym wyposażeniem i konfiguracji odpowiadającej wymaganiom zamawiającego. Czas realizacji zamówienia bardzo często ogranicza się do kilkunastu miesięcy. Jeśli do tego dodamy wymiary gabarytowe dochodzące do kilku lub kilkunastu metrów i całkowitą masę w granicach kilkuset ton, to oczywistym jest, iż nie ma możliwości budowy prototypu. Ponadto stosunkowo krótki czas realizacji ogranicza lub wręcz bardzo często eliminuje możliwość prowadzenia szczegółowych badań eksperymentalnych w celu określenia na przykład takich cech jak sztywność statyczna czy drgania własne oraz odpowiedź na harmoniczne wymuszenie siłowe. Konstruując kolejne obrabiarki producenci najczęściej bazują na sprawdzonych rozwiązaniach. Niejednokrotnie jednak na etapie eksploatacji pojawia się problem w przypadku, gdy nowa konstrukcja musi sprostać na przykład dużo większym parametrom skrawania. Ma to miejsce w przypadku obróbki HSC (High Speed Cutting). W takiej sytuacji trudno jest poprawić cechy eksploatacyjne oddanej do użytku obrabiarki. Dlatego też wykonywanie badań symulacyjnych w procesie projektowania jest jak najbardziej

¹ Politechnika Śląska, Wydział Mechaniczny Technologiczny, Katedra Budowy Maszyn, Gliwice,

* E-mail: krzysztof.lehrich@polsl.pl

uzasadnione. Najczęściej badania symulacyjne związane są z identyfikacją własności mających znaczący wpływ na dokładność obróbki. Należą do nich sztywność statyczna, częstotliwości drgań własnych, odkształcenia termiczne oraz odpowiedzi na wymuszenie harmoniczne, które występuje w przypadku obróbki narzędziami wielostrzowymi. W niniejszym opracowaniu przedstawiono wyniki badań modelowych MES wielkogabarytowych frezarek ciężkich.

Katedra Budowy Maszyn Wydziału Mechanicznego Technologicznego Politechniki Śląskiej w Gliwicach jest jedną z nielicznych w kraju jednostek prowadzących badania obrabiarek ciężkich na tak szeroką skalę. Działania katedry w tym obszarze badań mają wieloletnią tradycję. W latach 70-tych ubiegłego stulecia prowadzone były głównie badania doświadczalne, ale wraz z rozwojem i upowszechnieniem komputerowego wspomaganie projektowania i numerycznych metod obliczeniowych rozpoczęto analizy modelowe konstrukcji obrabiarek ciężkich. Dotychczasowe prace badawcze obrabiarek ciężkich, w tym frezarek bramowych, realizowano we współpracy z ich czołowymi krajowymi producentami. Na rysunku 1 pokazano frezarki bramowe, których wyniki analiz numerycznych przedstawiono w niniejszych artykule.



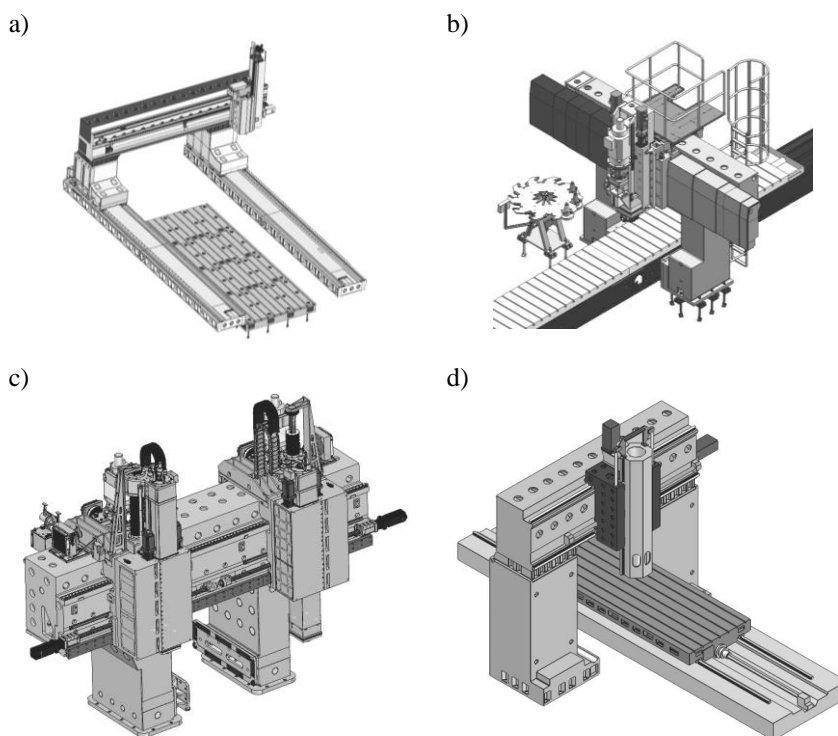
Rys. 1. Modele CAD 3D analizowanych konstrukcji nośnych ciężkich frezarek bramowych wraz z suportami
Fig. 1. 3D CAD models of the analyzed supporting structure of the heavy-duty planer mills with carriages

2. CHARAKTERYSTYKA CIĘŻKICH FREZAREK BRAMOWYCH

Charakterystyczną cechą frezarek bramowych jest tzw. brama. Tworzą ją dwa stojaki i belka suportowa. Brama najczęściej jest nieruchoma, a ruch wzdłuż osi X obrabiarki realizowany jest poprzez przesuw stołu. Wyjątek stanowi frezarka typu „gantry”, która posiada nieruchomy stół, a przesuw wzdłuż osi X wykonuje brama z suportami. Przykładem takiego rozwiązania konstrukcyjnego jest frezarka A (rys. 2a). Z uwagi na, gęste uźebrowanie, skomplikowany przekrój poprzeczny oraz duże wymiary gabarytowe, korpusy

belki suportowej i stojaków wykonywane są najczęściej jako odlewy żeliwne. Stanowią one konstrukcję nośną dla jednego lub dwóch suportów, które przemieszczają się po prowadnicach wzdłuż osi Y obrabiarki. Sposób rozmieszczenia prowadnic oraz ich rodzaj, liczba i wielkość zależą od rozwiązania konstrukcyjnego frezarki. Przykładowo w przypadku frezarki D (rys. 2d) występują dwie prowadnice. Z uwagi na dużą dynamikę ruchu suportów zastosowano tutaj prowadnice toczne. W przypadku frezarki B (rys. 2b) zastosowano jedną prowadnicę ślizgową hydrostatyczną oraz dwie prowadnice toczne. Charakterystyczne, w przypadku tej frezarki, jest umieszczenie jednej z prowadnic w górnej części tylnej ściany belki. Podobne rozwiązanie przejęto w konstrukcji frezarki C (rys. 2c).

Support frezarki bramowej powinien cechować się dużą sztywnością, stanowi bowiem konstrukcję nośną dla suwaka przemieszczającego się w osi Z obrabiarki. Suporty mogą stanowić korpusy odlewane z żeliwa (frezarka D) lub korpusy stalowe spawane (frezarki B i C). Ruch suwaka realizowany jest po prowadnicach tocznych (frezarka D) lub z zastosowaniem prowadnic hydrostatycznych (frezarki B i C). Sam suwak to najczęściej podzespół wykonany ze stali. Wynika to z konieczności zachowania maksymalnie dużej sztywności, przy równocześnie stosunkowo małym jego przekroju w odniesieniu do długości realizowanego wysuwu. Bardzo często suwak stanowi monolityczny, drążony, prostopadłościenny blok stalowy. W przypadku frezarki D przyjęto jednak inne rozwiązanie, w którym suwak wykonany został jako podzespół spawany o przekroju ośmiokąta foremnego. Uzyskano w ten sposób dużą sztywność suwaka przy jednocześnie stosunkowo małej masie.

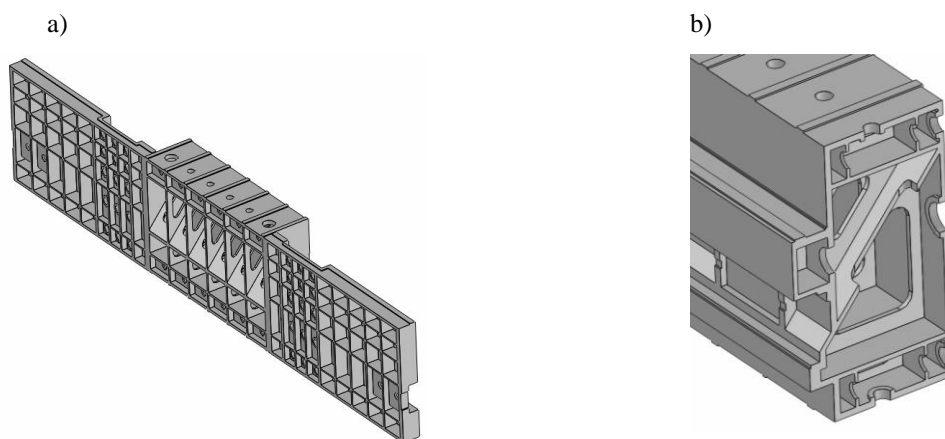


Rys. 2. Postać konstrukcyjna analizowanych ciężkich frezarek bramowych
Fig. 2. Structural design of the analyzed heavy-duty planer mills

3. MODELOWANIE OBRABIAREK WIELKOGABARYTOWYCH

Badania modelowe obrabiarek prowadzone są w celu określenia takich cech jak sztywność statyczna, częstotliwość drgań własnych, odpowiedź konstrukcji na wymuszenie harmoniczne, rozkład temperatury i odkształcenia cieplne wynikające z pracy napędów głównych i ruchów posuwowych. W niniejszym opracowaniu skupiono się wyłącznie na dwóch pierwszych cechach.

Sztywność statyczna w znaczący sposób decyduje o dokładności obróbki. W jej skład wchodzi sztywność postaciowa korpusów oraz sztywność kontaktowa elementów współpracujących. Sztywność postaciowa korpusów wynika z przyjętych wymiarów korpusów i ich uźebrowania oraz zastosowanego materiału (stal, żeliwo szare lub modyfikowane). Prace nad optymalizacją cech geometrycznych korpusów obrabiarek pod kątem minimalizacji masy z zachowaniem właściwej sztywności prowadzone są już od kilku lat w Katedrze Budowy Maszyn [1–5]. W odróżnieniu od symulacji wytrzymałościowej MES, w badaniach symulacyjnych sztywności statycznej obrabiarek występuje problem właściwych danych wejściowych dotyczących sztywności kontaktowej współpracujących elementów. Wyniki zrealizowanych prac badawczych [6–9] pokazują, że jest to problem stale aktualny. Należy pamiętać o tym, że sztywność kontaktowa ma charakter nieliniowy. W odniesieniu do badań modelowych wymaga to prowadzenia analiz nieliniowych, co w znaczący sposób zwiększa czas obliczeń i zapotrzebowanie na moc obliczeniową.



Rys. 3. Uźebrowanie belki suportowej: a) przekrój wzdłużny, b) przekrój poprzeczny
Fig. 3. Ribbing of the support beam: a) longitudinal section, b) cross section

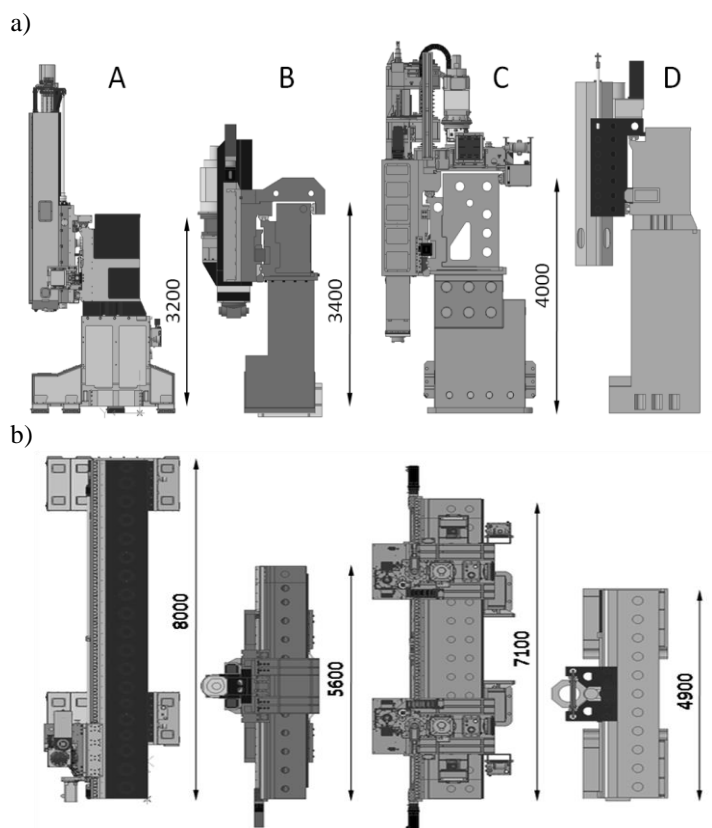
Znajomość częstotliwości drgań własnych oraz odpowiadających im postaci drgań podzespołów związanych bezpośrednio z narzędziem lub przedmiotem obrabianym jest bardzo ważna dla poprawnej pracy obrabiarki. Powstające podczas obróbki drgania wpływają głównie na falistość powierzchni przedmiotu obrabianego. Decydują także o stabilności procesu skrawania i możliwości zastosowania parametrów skrawania wymaganych z punktu widzenia zakładanej wydajności obróbki. Ma to szczególne znaczenie w przypadku procesu frezowania, ze względu na nieciągłość obróbki

i dynamiczne zmiany siły skrawania [10]. Z punktu widzenia procesu modelowania i analiz MES brak jest możliwości założenia w analizie modalnej wspomnianej wcześniej sztywności kontaktowej o nieliniowej charakterystyce.

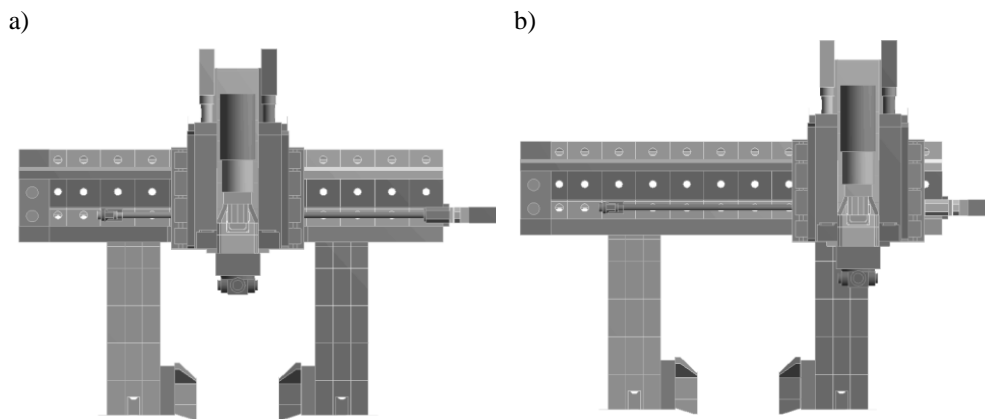
Efektywne prowadzenie analiz MES wielkogabarytowych obrabiarek ciężkich wymaga, podczas przygotowania modelu, wprowadzania wielu uproszczeń. Modele dyskretne MES opracowywane są w oparciu o dokumentację konstrukcyjną 3D obrabiarek. Zakres i rodzaj uproszczeń zależą głównie od dostępnej mocy obliczeniowej. Dla pokazanej na rysunku 3 postaci korpusów możliwe jest zastosowanie modeli płytowych lub płytowo-bryłowych, co znacząco skraca czas obliczeń.

4. WYNIKI BADAŃ SYMULACYJNYCH FREZAREK BRAMOWYCH

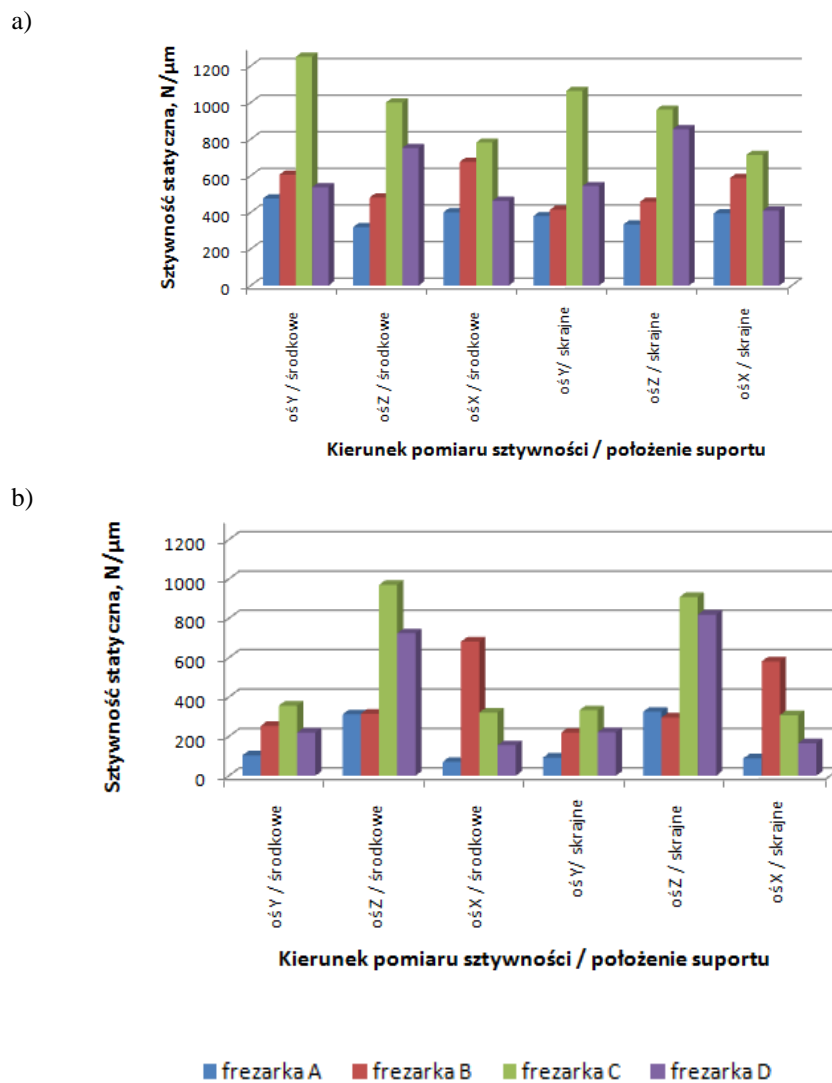
Badania symulacyjne frezarek bramowych przeprowadzono uwzględniając wyłącznie sztywność postaciową korpusów. Celem autora było zestawienie wyników analiz dla wybranych frezarek i dodatkowo przedstawienie ich w kontekście ich wymiarów (rys. 4) i masy. Z przeprowadzonych wyników analiz wybrano te, które dotyczyły dwóch położen suportu, tj. położenia na środku belki suportowej oraz w skrajnym bocznym położeniu (rys. 5).



Rys. 4. Porównanie gabarytów obrabiarek: a) widoku z boku, b) widok z góry
Fig. 4. Comparison of dimensions of machine tools: a) side view, b) top view



Rys. 5. Wybrane położenia suportu: a) położenie środkowe, b) położenie skrajne
Fig. 5. Selected position of the carriage: a) middle position, b) end position



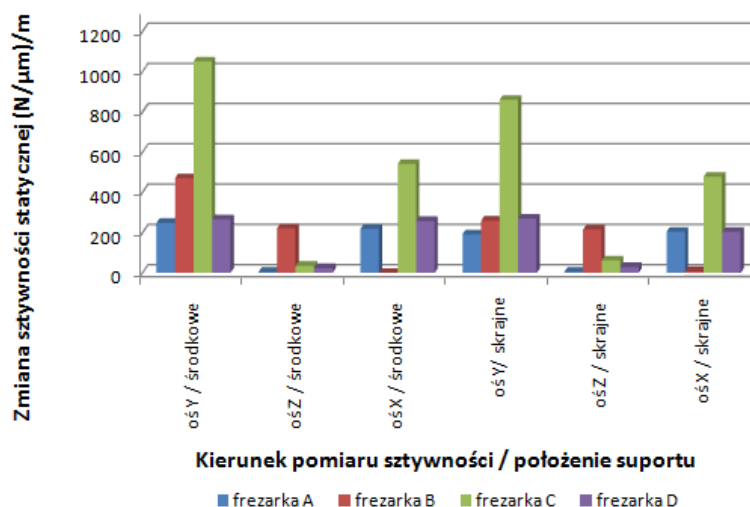
Rys. 6. Porównanie sztywności statycznej frezarek w zależności od położenia suportu na belce i kierunku działania obciążenia dla suwaka w pozycji: a) wsuniętej, b) wysuniętej

Fig. 6. Comparison of static stiffness of planer mills depending on the carriage position on the support beam and direction of load for slide position: a) tucked, b) outthrust

Środkowe położenie suportu jest związane bezpośrednio z obróbką, natomiast w skrajnym położeniu obróbka nie jest prowadzona, jednak wyniki uzyskane dla tego położenia dają pogląd jak zmienia się np. sztywność statyczna wraz ze zmianą położenia suportu na belce suportowej. W analizach uwzględniono również wpływ wysuwu suwaków. Analizy sztywności statycznej przeprowadzono w trzech kierunkach układu współrzędnych obrabiarki. Przyjęto kierunek X jako kierunek przesuwu stołu, Y jako kierunek przesuwu suportu i Z jako kierunek przesuwu suwaka. Każdorazowo obciążano miejsce mocowania głowicy narzędziowej znaną siłą i odczytywano przemieszczenia na kierunku jej działania. W oparciu o uzyskane wyniki obliczono wskaźniki sztywności statycznej dla każdej z frezarek (rys. 6). Z punktu widzenia dokładności frezarki powinna ona charakteryzować się podobną sztywnością na kierunkach X i Y . Natomiast sztywność na kierunku Z zawsze będzie miała największą wartość z uwagi na osiowe obciążenie suwaka, który w pozostałych kierunkach ma znacznie większą podatność.

Największą wartość sztywności statycznej stwierdzono dla frezarki C, w przypadku wsuniętego suwaka. Natomiast największą równomiernością sztywności statycznej na długości belki suportowej zaobserwowano w przypadku frezarki A. Wartości sztywności dla tej obrabiarki są jednak najmniejsze. Wysuw suwaka powoduje oczywiście spadek sztywności. W związku z tym, na podstawie wyników uzyskanych z symulacji MES oraz przyjętych do symulacji zmian położenia suwaków, dokonano oceny wpływu wysuwu suwaka o 1 m na spadek sztywności statycznej. Wyniki przeprowadzonych analiz pokazano na rys. 7. Na ich podstawie stwierdzono największy spadek sztywności dla frezarki C, tj. dla tej samej frezarki, dla której odnotowano wcześniej najwyższą sztywność statyczną.

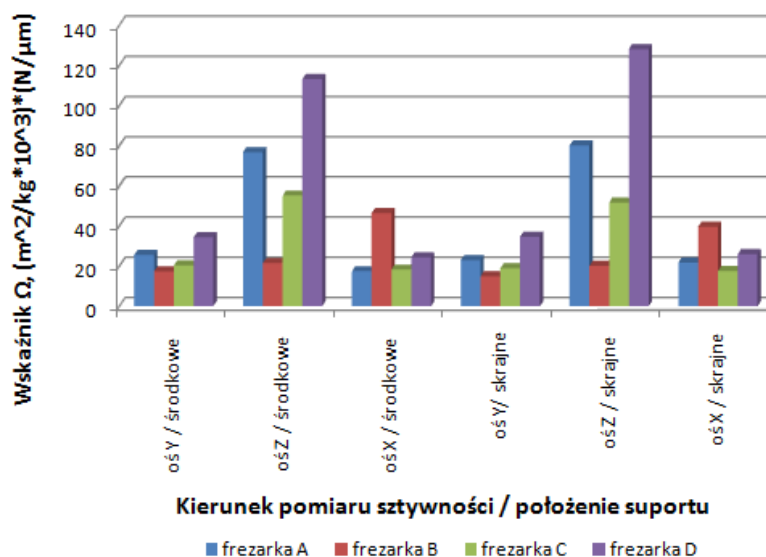
Zwiększenie sztywności statycznej konstrukcji uzyskać można przez zwiększenie przekrojów poszczególnych korpusów oraz przez zmianę grubości ścianek, zakładając że nie zmienia się materiału, z którego zostały wykonane. Stosunek sztywności statycznej do masy korpusów konstrukcji nośnej (w tym masy suportów i suwaków) daje pewną informację na temat tego, która z konstrukcji jest bardziej zbliżona do optymalnej, tj. w tym przypadku takiej, która charakteryzuje się jak najmniejszą masą oraz maksymalnie dużą sztywnością statyczną.



Rys. 7. Porównanie spadku wartości sztywności statycznej frezarek w odniesieniu do 1 m wysuwu suwaka
Fig. 7. Comparison of the fall of the static stiffness value of planer mills with respect to the 1 m of slider travel

Takie podejście nie uwzględnia jednak wielkości strefy roboczej obrabiarki, z której wynika rozpiętość bramy oraz wysokość stojaków. Dlatego też zaproponowano wskaźnik Ω , którego wartość wynika z iloczynu sztywności statycznej oraz stosunku pola powierzchni pod belką (iloczyn wartości prześwitu pomiędzy stojakami i odległości od czoła wrzeczona do płyty stołu) do masy konstrukcji nośnej. Zaznaczyć należy, że do obliczenia masy konstrukcji posłużono się modelami CAD i przyjęto wyłącznie te podzespoły, które mają wpływ na sztywność statyczną. Pominięto zatem masy układów napędowych ruchów głównych i posuwowych. W przypadku obrabiarki C pominięto również masę jednego z suportów, aby uzyskane wyniki mogły być porównywane z wynikami pozostałych frezarek (rys. 8).

Nasuwa się pytanie o sens fizyczny wskaźnika Ω i jak należy go interpretować? Projektując obrabiarkę konstruktor dobiera przestrzeń roboczą do założonych maksymalnych wymiarów przedmiotu obrabianego. Im większa będzie przestrzeń robocza, tym większymi wymiarami powinny charakteryzować się elementy konstrukcji nośnej, aby zapewnić odpowiednio dużą sztywność statyczną. Równocześnie wraz ze wzrostem przekrojów konstrukcji nośnej rośnie jej masa. Gdyby uznać, na etapie projektowania, wskaźnik Ω jako optymalizowaną wielkość, to kryteriami optymalizacji byłyby maksymalizacja wielkości pola obróbczego, przy jednoczesnej minimalizacji masy konstrukcji nośnej i maksymalizacji sztywności statycznej obrabiarki. Zakładając zatem, że wskaźnik Ω obliczany jest w sposób przedstawiony w poprzednim akapicie konstruktorowi powinno zależeć na uzyskaniu jak największej jego wartości.

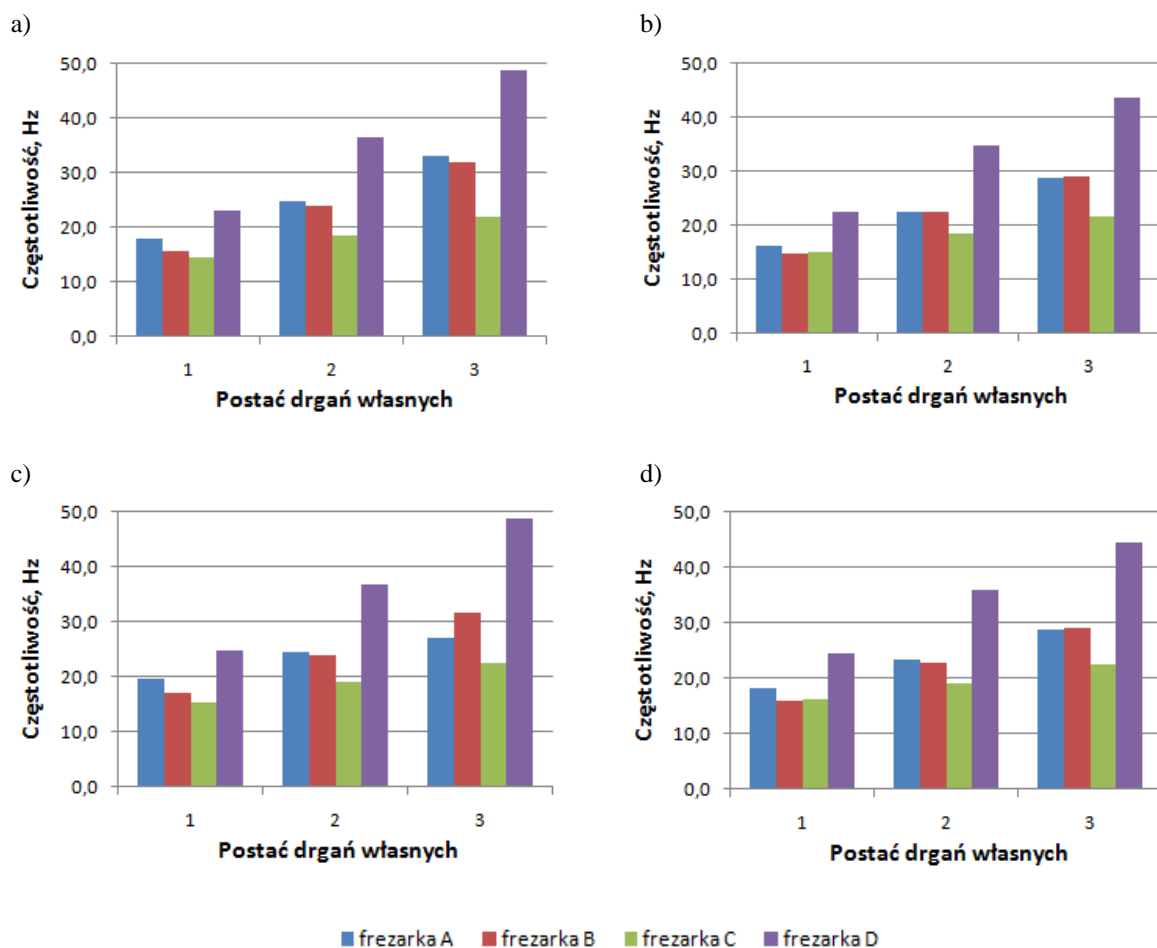


Rys. 8. Porównanie wskaźnika Ω w zależności od położenia suportu na belce i kierunku działania obciążenia dla suwaka w pozycji wysuniętej

Fig. 8. Comparison of the Ω index depending on the position of the slide on the beam and the direction of load action for the slider in the extended position

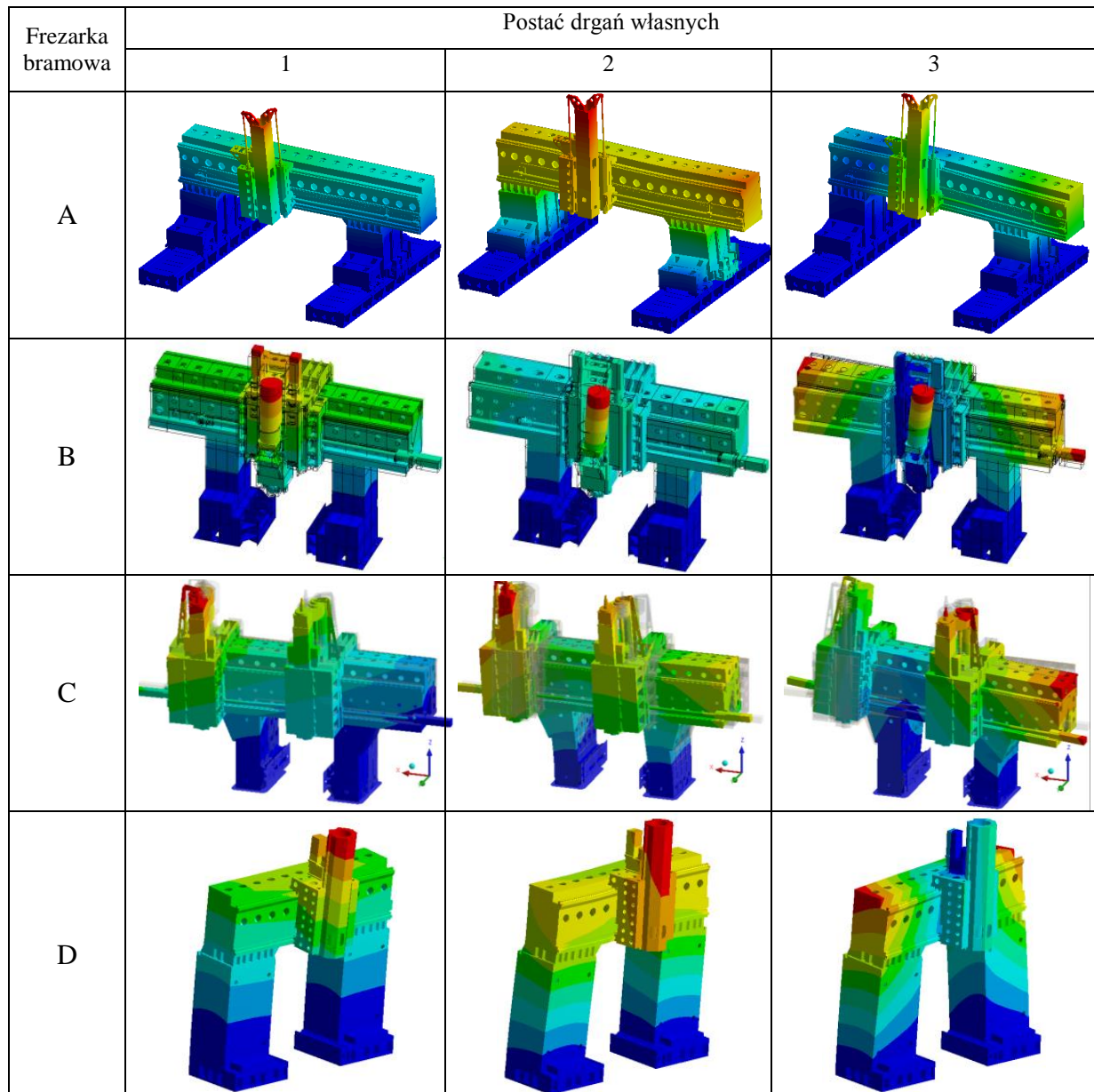
Analizę modalną frezarek przeprowadzono również dla wcześniej analizowanych położenia suportów i suwaków. Na rysunku 9 zestawiono wyniki trzech pierwszych

częstotliwości drgań własnych. Natomiast na rysunku 10 pokazano pierwsze postacie drgań własnych. W każdym z analizowanych przypadków pod uwagę wzięto tylko te postacie, które dotyczą konstrukcji nośnej i mogą mieć wpływ na własności eksploatacyjne podczas obróbki. Tym samym pominięto na rysunku postacie drgań dotyczące takich podzespołów jak np. śruby toczne, silniki napędowe, wsporniki itp., których drgania nie oddziałują na narzędzie skrawające. Dla trzech pierwszych frezarek wyznaczone częstotliwości drgań własnych są zbliżone. Dla frezarki D uzyskane wartości są większe o ok. 30%. Należy jednak zaznaczyć, że w przypadku frezarki C w analizach MES uwzględniane były oba suporty. Dlatego, pomimo stwierdzonej wcześniej dużo większej sztywności statycznej, częstotliwości drgań własnych są mniejsze w porównaniu do pozostałych frezarek. W przypadku wszystkich frezarek widoczny jest brak znaczącego wpływu wysuwu suwaka i położenia suportu na trzy pierwsze częstotliwości drgań własnych.



Rys. 9. Porównanie częstotliwości drgań własnych frezarek dla następujących położenia suportu i suwaka: a) środkowe położenie suportu, suwak w pozycji wsuniętej; b) skrajne położenie suportu, suwak w pozycji wsuniętej; c) środkowe położenie suportu, suwak w pozycji wysuniętej; d) skrajne położenie suportu, suwak w pozycji wysuniętej

Fig. 9. Comparison of the natural frequencies of the planer mills for the following positions of the carriage and slide: a) middle position of the carriage, slider in the retracted position; b) end position of the carriage, slider in the retracted position; c) middle position of the carriage, slider in the extended position; d) end position of the carriage, slider in the extended position



Rys. 10. Porównanie trzech pierwszych postaci drgań własnych frezarek bramowych dla środkowego położenie suportu i suwaka w pozycji wsuniętej

Fig. 10. Comparison of the first three mode shapes of the heavy-duty planer mills for the middle position of the carriage and slider in the retracted position

5. PODSUMOWANIE

Dzięki zastosowaniu metod numerycznych możliwa jest na etapie projektowania ocena własności eksploatacyjnych obrabiarki oraz ich wpływu na dokładność obróbki [11, 12]. Określenie poprawności przyjętych rozwiązań wymaga znajomości wartości sił skrawania oraz częstotliwości wymuszeń, które mogą pojawić się, jako wynik procesu skrawania lub na przykład, jako efekt oddziaływania łańcucha kinematycznego napędu. Przedstawione w artykule zestawienie jest prawdopodobnie pierwszym tego rodzaju

w literaturze krajowej. Na jego podstawie można porównać cechy nowej, projektowanej obrabiarki z rozwiązaniami już sprawdzonymi i uznanymi za poprawne. Jako oryginalne można uznać zestawienie wyników pokazujące zmianę sztywności statycznej w odniesieniu do przesuwu suwaka na długości jednego metra oraz wskaźnik konstrukcji nośnej bazujący na sztywności statycznej, masie konstrukcji i wielkości przestrzeni bezpośrednio w prześwicie bramy.

LITERATURA

- [1] KOSMOL J., LEHRICH K., WILK P., NIEDBAŁA M., 2009, *A new design method of machine tools frames using the finite element method and genetic algorithms*, Civil-Comp Press, Stirlingshire, Scotland, 265.
- [2] KOSMOL J., WILK P., NIEDBAŁA M., 2010, *Evaluation of machine tool frames in the process of optimization*, Proceedings on the 14th International Research / Expert Conference TMT 2010, Mediterranean Cruise, 41–44.
- [3] WILK P., 2008, *Optymalizacja wymiarów wrzeciennika frezarki z wykorzystaniem algorytmu selekcji klonalnej*, Prace Naukowe Katedry Budowy Maszyn, Gliwice, 3, 61–70.
- [4] WILK P., 2009, *Próba optymalizacji korpusów obrabiarki z zastosowaniem algorytmu ewolucyjnego i metody elementów skończonych*, Obrabiarki sterowane numerycznie i programowanie operacji w technikach wytwarzania, Monografia 137, Radom, 238–251.
- [5] WILK P., KOSMOL J., 2007, *Optimisation of Frames of a Milling Machine Tool using Genetic Algorithms and the Finite Element Method*, Civil-Comp Press, 179–192.
- [6] JASTRZĘBSKI D., MAJDA P., PAWEŁKO P., SZWENGIER G., 2010, *Obliczenia układu nośnego frezarek o różnych strukturach geometryczno-ruchowych*, Archiwum Technologii Maszyn i Automatyzacji, Poznań, 30/2, 145–154.
- [7] JASTRZĘBSKI D., MAJDA P., PAWEŁKO P., SZWENGIER G., 2010, *Prognozowanie właściwości układu nośnego frezarki w przestrzeni obróbczej*, Archiwum Technologii Maszyn i Automatyzacji, Poznań, 30/2, 155–161.
- [8] KOTNIS G., 1978, *Wpływ materiałów konstrukcyjnych połączeń przewodnicowych ślizgowych na ich własności eksploatacyjne, zwłaszcza dla obrabiarek sterowanych numerycznie*, Rozprawa doktorska, Praca niepublikowana, Politechnika Śląska, Gliwice.
- [9] ŚLIWKA J., 2013, *Identyfikacja sztywności statycznej obrabiarek ciężkich w warunkach przemysłowych*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice.
- [10] KOSMOL J., JOSZKO M., 2006, *Modeling of large-size milling cutter. 10th International Research/Expert Conference*, Trends in the Development of Machinery and Associated Technology, TMT 2006, Barcelona–Lloret de Mar, Spain, 1211–1214.
- [11] KRZYŻANOWSKI J., 1990, *Własności układu konstrukcyjnego obrabiarek skrawających. Zagadnienia oceny ze względu na dokładność kształtowania*, Prace Naukowe ITBM. Politechniki Wrocławskiej, 43, Monografie 10, Wyd. Politechniki Wrocławskiej, Wrocław.
- [12] WECK M., 1992, *Meßtechnische Untersuchung und Beurteilung*, Werkzeugmaschinen – Fertigungssysteme, B. 4, VDI-Verlag, Düsseldorf.

SIMULATION RESEARCH OF HEAVY-DUTY PLANER MILLS

This article is based on the results of research carried out in the Department of Machine Technology of Silesian University of Technology within the framework of research and development, targeted projects and own authors' research carried out in cooperation with domestic producers of heavy machine tools. It presents the results of FEM analysis conducted for the assessment of static stiffness and natural frequencies, as the operating characteristics that determine the accuracy of the machine tool, which can be determined at the design stage. The results of the analysis are presented in relation to the characteristic dimensions and masses of the supporting structures, which gives the article a utilitarian value. They can serve as a point of reference for designers developing new constructions of this kind of machine tools.

Keywords: *machine tool, planer mill, supporting structure, static stiffness, modal analysis*