

KONCEPCJA AKTYWNEJ PODTRZYMKI TOKARSKIEJ

Bartłomiej Szymczak^{1a}, Piotr Pawełko^{1b}

¹Institut Technologii Mechanicznej, Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie

^aBartlomiej.Szymczak@zut.edu.pl, ^bPiotr.Pawełko@zut.edu.pl

Streszczenie

Podtrzymki stanowią dodatkowe wyposażenie tokarek. Podczas toczenia elementów podatnych zapewniają dodatkowy punkt podparcia obrabianego przedmiotu. Umożliwia to zmniejszenie odkształceń elementu obrabianego, a tym samym drgań podczas obróbki. Dotychczasowe konstrukcje podtrzymek można nazwać pasywnymi. Nie są w stanie adaptować się do zmiennych warunków obróbki przez dostarczanie energii do układu, wpływając na parametry masowo-dyssypacyjno-sprężyste układu obrabiarka – uchwyt – przedmiot obrabiany – narzędzie. W pracy przedstawiono koncepcje modyfikacji istniejącej konstrukcji podtrzymki centrum tokarskiego AVIATurn 63M. Celem modyfikacji jest rozszerzenie jej funkcjonalności o sterowalny układ wykonawczy w postaci aktuatora liniowego. Modyfikacja podtrzymki miała na celu rozszerzenie granicy wibrostanowalności maszyny. Przeanalizowano istniejącą konstrukcję podtrzymki, zdefiniowano jej nowe cechy funkcjonalne oraz sprecyzowano założenia projektowe. Na podstawie przeprowadzonych analiz MES w zakresie statyki i dynamiki wytypowano rozwiązania możliwe do realizacji w istniejącym technicznym otoczeniu analizowanej podtrzymki.

Słowa kluczowe: toczenie, drgania, aktywna podtrzymka tokarska

CONCEPT OF ACTIVE LATHE STEADY REST

Summary

Steady rests are additional lathe equipment, which during turning prone parts provide necessary support. This leads to machining parts deformation reduction, reducing the vibration level at the same time. Previously designed structures of steady rests can be named passive. They are unable to adapt to varying turning conditions, by supplying energy to “machine-handle-part-tool” and affect spring-mass-damper system parameters. This paper presents concept of existing steady rest of machine tool AVIATurn 63M modification. The purpose of mentioned modification is functionality extension, realized by adding controllable linear actuator. This should result in machine tool vibrostanowalność increase. Existing construction was analyzed, defining new functional features and desing assumptions. On the basis of dynamic and static FEM analysis, from proposed solutions, those which could be implemented in technical environment of analyzed steady rest were selected.

Keywords: Turning, vibration, active lathe steady rest

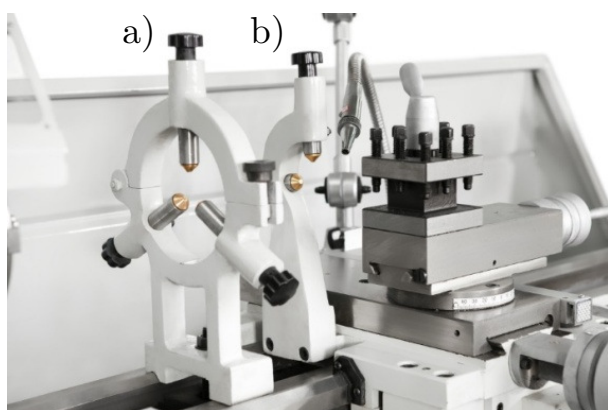
1. WSTĘP

Podczas toczenia smukłych elementów podatnych pojawia się problem drgań samowzbudnych. Główną przyczyną tych drgań jest niska sztywność przedmiotu obrabianego. Siły skrawania działające na przedmiot powodują odchylenie się jego osi od osi toczenia. W celu zapewnienia współliniowości osi obrotu przedmiotu obrabianego z osią toczenia, a tym samym minimalizowania drgań, podczas obróbki stosowane są przyrządy pomocnicze zwiększające sztywność układu OUPN (Obrabiarka – Uchwyt – Przedmiot obrabiany - Narzędzie),

czyli tzw. podtrzymki tokarskie. Zapewniają one dodatkowy punkt podparcia obrabianego elementu. Wyróżnia się dwa rodzaje podtrzymek: stałe oraz ruchome. Podtrzymka stała mocowana jest na prowadnicach łoża tokarki i podczas obróbki nie przemieszcza się wzdłuż osi obrotu przedmiotu obrabianego. Rozwiązanie to uniemożliwia obróbkę całej zewnętrznej powierzchni walcowej przedmiotu w jednym zamocowaniu, ponieważ sposób mocowania podtrzymki ogranicza zakres ruchu suportu narzędziowego. Podtrzymka ruchoma mocowana

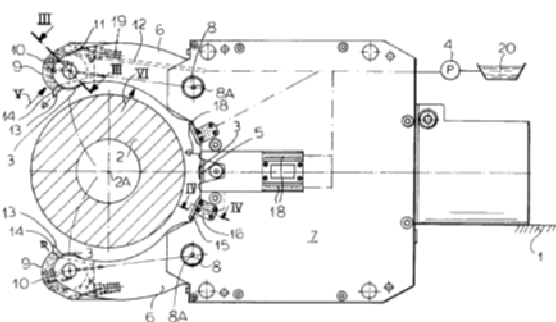
jest z kolei do suportu narzędziowego tokarki i porusza się wraz z nim. Podtrzymka ruchoma umożliwia obróbkę całej zewnętrznej powierzchni walcowej przedmiotu w jednym zamocowaniu. Dodatkowo rozwiązanie to powoduje, że dodatkowe podparcie przedmiotu obrabianego znajduje się w stałej odległości od teoretycznego punktu skrawania.

Pierwsze konstrukcje podtrzymek miały postać korpusu z regulowanymi trzpieniami podporowymi. Rys. Rys. przedstawia klasyczne rozwiązania konstrukcyjne tych przyrządów. W rozwiązaniach takich każdy z trzpieni był regulowany niezależnie. Wówczas zapewnienie dokładnego centrowania osi przedmiotu obrabianego z osią toczenia było czasochłonne i wymagało dużego zaangażowania operatora.



Rys. 1. Podtrzymka: a) stała, b) ruchoma

Obecnie standardem stało się stosowanie podtrzymek z samocentrującymi uchwytami, gdzie zacisk realizowany jest przez aktuator hydrauliczny lub elektryczny. Opatentowana geometria tych konstrukcji zapewnia stałość położenia osi obrotu przedmiotu w płaszczyźnie podparcia [5]. Przykładowy uchwyt podtrzymki o napędzie hydraulicznym, przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Samocentrujący uchwyt podtrzymki o napędzie hydraulicznym [9]

Powyżej opisane podtrzymki można nazwać pasywnymi. Nie są w stanie adaptować się do zmiennych warunków obróbki lub dostarczać energię do układu, wpływając dynamicznie na stabilność obróbki.

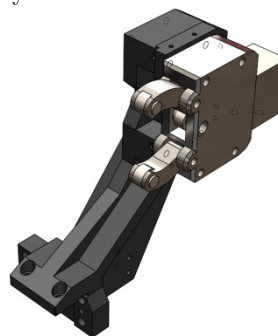
Dotychczas zmianę sztywności układu OUPN realizują jedynie tzw. aktywne narzędzia, gdzie istnieje w niewiel-

kim stopniu możliwość regulacji parametrów sztywności, napięcia wstępnego bądź tłumienia występującego głównie w specjalnie zaprojektowanym korpusie narzędzia [1] [3] [6] [7].

Artykuł niniejszy opisuje założenia i analizy wstępne układu nazwanego podtrzymką aktywną. Podtrzymka ta powstaje z synergii rozwiązań stosowanych obecnie konstrukcji podtrzymek z układami do aktywnej zmiany sztywności przez np. wywoływanie dodatkowego napięcia wstępnego między elementami konstrukcji.

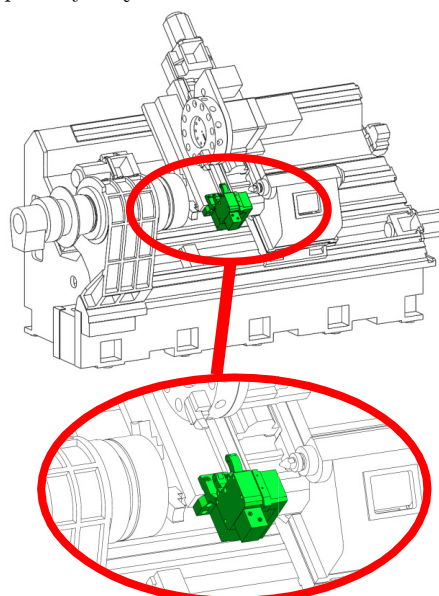
2. ANALIZA ISTNIEJĄCEJ KONSTRUKCJI

Przedmiotem analizy jest podtrzymka stała, będąca opcjonalnym wyposażeniem centrum tokarskiego AVIA-Turn 63M. Podtrzymka ta złożona jest z żeliwnego korpusu oraz z uchwytu hydraulicznego SLU-X2 firmy AUTOBLOK. Rys. 3 przedstawia model geometryczny opisanej podtrzymki.



Rys. 3. Model geometryczny analizowanej podtrzymki

Rys. 4 przedstawia uproszczony trójwymiarowy model geometryczny centrum tokarskiego AVIA Turn 63M wraz z podtrzymką.



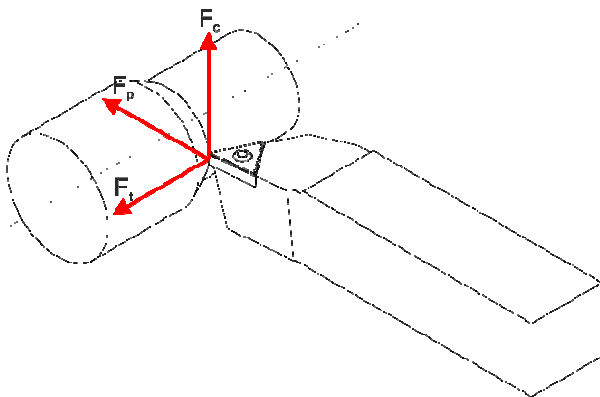
Rys. 4. Centrum tokarskie AVIA wraz z podtrzymką - model geometryczny 3D

W celu modyfikacji zaprezentowanej konstrukcji podtrzymki tokarskiej tak, aby nabrała cech układu aktywnego, należy przyrzeć się siłom występującym w procesie toczenia.

2.1 SIŁY DZIAŁAJĄCE NA PRZEDMIOT OBRABIANY

Wyznaczenie w sposób analityczny kierunku i wartości w punkcie przyłożenia siły występującej podczas procesu toczenia jest bardzo trudne (wręcz niemożliwe). Istnieje wiele metod wyznaczania sił występujących w procesie skrawania. Jedną z metod jest stosowanie wzorów statyczno-doświadczalnych wyrażających siły skrawania w funkcji głębokości skrawania a_p i posuwu f [2] [6].

Całkowitą siłę skrawania F działającą wzdłuż wektora prędkości skrawania można rzutować na osie układu współrzędnych obrabiarki. Tym sposobem wyznacza się siłę posuwową F_t działającą w kierunku posuwu narzędzia, siłę bierną F_p prostopadłą do siły posuwu. Siła skrawania F_c odpowiada bezpośrednio za zdejmowanie materiału w procesie skrawania. Schemat sił został przedstawiony na rys. 5.



Rys. 5. Siły skrawania podczas toczenia

Siły te mogą zostać obliczone z poniższych wzorów [4]:

$$F_c = C_c a_p^{x_c} f^{y_c} K_c [N]$$

$$F_f = C_f a_p^{x_f} f^{y_f} K_f [N]$$

$$F_p = C_p a_p^{x_p} f^{y_p} K_p [N]$$

Gdzie:

C_c, C_f, C_p – stałe zależne od warunków obróbki, wyznaczone doświadczalnie;

x_c, x_f, x_p – wykładniki potęgowe wyznaczone doświadczalnie i charakteryzujące wpływ głębokości skrawania;

y_c, y_f, y_p – wykładniki potęgowe wyznaczone doświadczalnie i charakteryzujące wpływ posuwu;

K_c, K_f, K_p – współczynniki poprawkowe uwzględniające wpływ różnych czynników na wartości sił skrawania, wyznaczone doświadczalnie.

a_p – głębokość skrawania [mm]

f - posuw [$\frac{mm}{obr}$]

Przy toczeniu wzdłużnym stali węglowej C45 walcowanej na gorąco, nożami ze stali szybko tnącej z płaską powierzchnią natarcia, wartości te przyjmują postać [2]:

$$F_c = 2000 a_p^1 f^{0,75}$$

$$F_f = 668 a_p^{1,2} f^{0,65}$$

$$F_p = 1248 a_p^{0,9} f^{0,75}$$

Dla obróbki zgrubnej o parametrach przedstawionych powyżej oraz o głębokości skrawania $a_p = 5 \text{ mm}$ i posuwie $f = 1,5 \frac{mm}{obr}$ otrzymano następujące wartości sił [2]:

$$F_c = 13500 \text{ N}$$

$$F_f = 3249 \text{ N}$$

$$F_p = 4546 \text{ N}$$

Zarówno siła skrawania F_c jak siła posuwowa F_f są niezbędne do oddzielenia wióra od materiału. Z kolei siła bierna F_p jest jednym z czynników wpływających na powstawanie drgań samowzbudnych - obróbka po śladzie [10].

2.2 ZAŁOŻENIA PROJEKTOWE I FUNKCJONALNE

Pierwsze sprecyzowane założenie projektowe zakłada, że projektowana aktywna podtrzymka tokarska powinna oddziaływać na przedmiot obrabiany w kierunku występowania siły biernej F_p . Oddziaływanie na przedmiot na innych kierunkach całkowitej siły skrawania powodowałoby zmianę parametrów procesu. Tym samym mogłoby mieć negatywny wpływ na efekt końcowy i dlatego należy tego unikać. Drugim głównym założeniem projektowym aktywnej podtrzymki było to, aby jej zabudowa znacząco nie ingerowała w istniejącą konstrukcję obrabiarki. Podejście takie umożliwi zastosowanie powstającego rozwiązania w jak największej liczbie istniejących już tokarek i centrów tokarskich. Ponieważ w analizowanej podtrzymce użyty jest samocentrujący uchwyt hydrauliczny, kolejne założenie projektowe dotyczy użycia napędu hydraulicznego w projektowanej konstrukcji. Pozwoli to na dostarczenie medium zasilającego do układu podtrzymki aktywnej i uchwytu z tego samego źródła zasilania. Dodatkową zaletą takiego rozwiązania jest minimalizacja wymiarów przy zachowaniu wystarczającej mocy układu. Kolejnym założeniem było, żeby nowo projektowany aktywny moduł był dodatkiem do istniejącej konstrukcji podtrzymki. Nadrzędnym kryterium było założenie, że dostawiony układ znacząco nie pogorszy właściwości mechanicznych pierwotnej konstrukcji podtrzymki z uchwytem hydraulicznym,

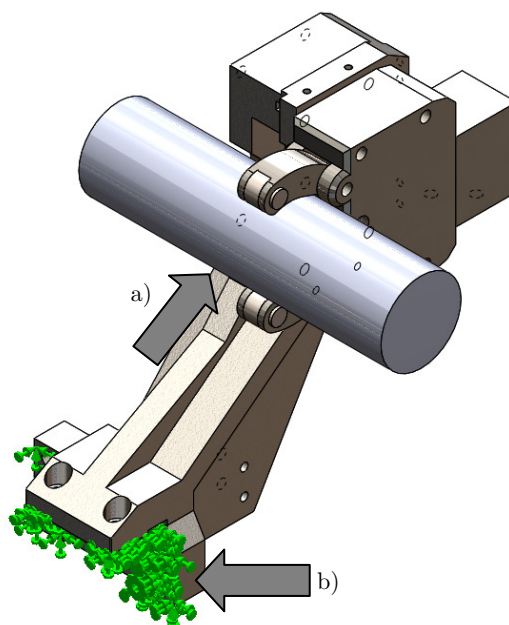
przy jednoczesnym zachowaniu jej obecnej funkcjonalności.

Koncepcyjny układ aktywnej podtrzymki tokarskiej powinien charakteryzować się następującymi cechami funkcjonalnymi: możliwość pracy układu jako aktywnego eliminatora drgań, wykrycie drgań obrabianego przedmiotu w obszarze skrawania, powinno skutkować wygenerowaniem przez projektowane urządzenie sił wygaszających drgania - przeciwdrgań, możliwość zastosowania go układu do statycznej zmiany sztywności układu OUPN (idea ta polegać miałaby na napięciu wstępnym przedmiotu obrabianego, co skutkowałoby zwiększeniem sztywności układu OUPN). Realizacja układu wymuszenia siłowego bazować będzie na źródle zasilania hydraulicznego typowej tokarki (moc ok. 5,5 kW, ciśnienie robocze do 180 barów). Przykładowo dla liniowego siłownika dwutłoczkowego o średnicy tłoka 50 mm i średnicy tłoczyska 20 mm pozwoli to na uzyskanie siły roboczej rzędu 29688 N. Wartość ta jest przeszło 6 razy większa od siły biernej przedstawionej powyżej. Powinno to w zupełności wystarczyć do przeciwdziałania powstania drgań samowzbudnych.

2.3 ANALIZA MES ISTNIEJĄCEJ KONSTRUKCJI

Dysponując oszacowanymi wartościami sił działających na przedmiot obrabiany, dokonano analizy parametrów masowo-dyssypacyjno-sprężystych (MDS) analizowanej bazowej konstrukcji podtrzymki ruchomej. W tym celu przeprowadzono analizy z zakresu statyki i dynamiki modelowanego układu, wykorzystując do tego środowisko metody elementów skończonych (MES).

Model bryłowy układu został poddany uproszczeniom w wymaganym zakresie uproszczeń geometrycznych. Uwzględniono trzy grupy materiałowe - elementy wykonane ze stali (uchwyt), z żeliwa (korpus) oraz olej hydrauliczny (wypełnienie komór siłownika). Odebrano stopnie swobody zgodnie z projektem układu konstrukcyjnego, czyli na powierzchni montażowej podtrzymki do suportu oraz płaszczyzn przylegania łbów śrub montażowych. Kolejnym krokiem w celu wyznaczenia parametrów MDS układu było zdefiniowanie obciążenia, pochodzącego zarówno od procesu skrawania jak i grawitacji. Obciążenie pochodzące od procesu roboczego zdefiniowano na rolkach tocznych uchwyty hydraulicznego, zwracając uwagę na rozpatrywany kierunek siły odporowej skrawania F_p . Rys. 6 przedstawia warunki brzegowe modelu poddanego obliczeniom.

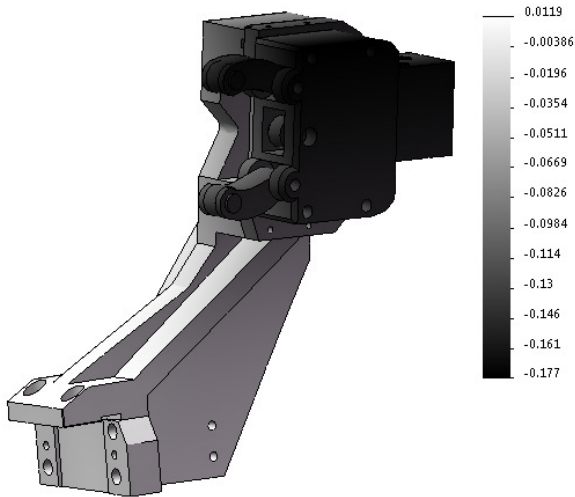


Rys. 6. Widok modelu geometrycznego: a) odebrane stopnie swobody, b) obciążenie modelu

Montaż uchwyty hydraulicznego do korpusu podtrzymki realizowany jest za pomocą czterech złączy śrubowych M14 w klasie 10,9. Moment dokręcający wynosi 173 Nm, co przekłada się na siłę docisku ok. 60 kN. Sumaryczna wartość zacisku połączenia wynosi 240 kN. Uzyskana wartość świadczy o tym, że połączenie to należy uznać za silnie zaciśnięte, gdzie nie mogą ujawnić się luzy w trakcie jego eksploatacji. Tym samym zamodelowano je jako połączenie nierozłączne - ciągły kontakt materiału.

Na podstawie parametrów technologicznych tokarki, w której zastosowana jest podtrzymka, oszacowano maksymalne wartości sił skrawania, wyznaczając tym samym obciążenie robocze podtrzymki.

W wyniku przeprowadzenia analizy statycznej uzyskano szereg kierunkowych informacji o zachowaniu się układu na skutek działania zdefiniowanych obciążeń. Rys. 7 przedstawia wyniki analizy statycznej, przemieszczenie punktu styku przedmiotu obrabianego z narzędziem skrawającym.



Rys. 7. Przesunięcie [mm] w kierunku osi X punktu styku przedmiotu obrabianego z narzędziem skrawającym

Ten sam model poddano analizom dynamicznym w celu wyznaczenia postaci drgań i częstotliwości własnych układu. Poniżej przedstawiono wyniki prowadzonych analiz.

Tabela 1. Lista częstotliwości rezonansowych modelu podtrzymki,

Nr częstotliwości	$\left[\frac{rad}{s}\right]$	[Hz]
1	388	62
2	606	97
3	1138	181
4	2200	350
5	3231	514
6	5756	916
7	6572	1046

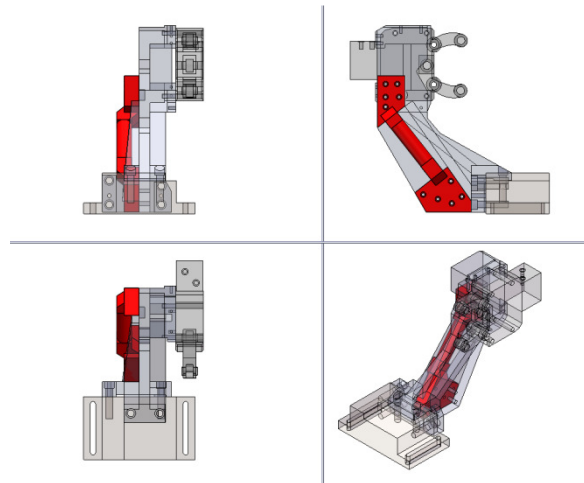
3. PROJEKT KONCEPCYJNY

Analizie poddano szereg rozwiązań koncepcyjnych zastosowania układu przeznaczonego do implementacji w centrum tokarskim AVIAturn 63M. Jak wcześniej wspomniano, jednym z głównych założeń było zaprojektowanie układu o modułowej konstrukcji, tak aby mógł on występować jako dodatkowe (opcjonalne) wyposażenie centrum tokarskiego. W kolejnych podrozdziałach przedstawiono rozwiązania koncepcyjne poddane analizom. Jak wcześniej wspomniano, we wszystkich koncepcjach jako aktuator brano pod uwagę liniowy siłownik hydrauliczny.

3.1 KONCEPCJA 1

Pierwsza koncepcja ma postać liniowego aktuatora hydraulicznego dołączanego do najbardziej podatnego fragmentu podtrzymki, na którym zaobserwowano największe odkształcenia w trakcie badań analitycznych. W tym rozwiązaniu aktuator miał łączyć dolną (mocowaną do suportu) oraz górną (do której mocuje się uchwyt hydrauliczny) część korpusu podtrzymki. Taka

konstrukcja umożliwiałaby statyczną i dynamiczną zmianę sztywności korpusu podtrzymki. Koncepcję rozwiązania przedstawiono na rys. 8.



Rys. 8. Koncepcja nr 1 aktywnej podtrzymki tokarskiej

Niewątpliwie zaletą tego rozwiązania jest minimalna ingerencja w istniejącą konstrukcję korpusu podtrzymki. Kompaktowa zabudowa tej koncepcji wpływa na zwiększenie sztywności układu bazowego. Dodatkową zaletą jest to, że układ hydraulicznego aktuatora liniowego znajduje się poza strefą skrawania. Kolejną zaletą tego rozwiązania jest nikły wpływ na postacie własne i częstotliwości układu.

Główną wadą tego rozwiązania jest natomiast to, że oś aktuatora liniowego nie pokrywa się z kierunkiem działania siły biernej F_f . Spowoduje to trudności w sterowaniu tego układu. Dodatkowo siła potrzebna do wystarczającego uzyskania przemieszczenia konstrukcji na kierunku siły biernej o wartość 0,2 mm (bez modyfikacji jej geometrii) sięgała wartości 27 500 N. Aby ten układ mógł działać jako aktywny eliminator drgań, niezbędne będzie opracowanie skomplikowanego algorytmu sterowania. W tabeli 2 przedstawiono listę częstotliwości rezonansowych zaproponowanego i opisanego w tym podrozdziale koncepcyjnego modelu aktywnej podtrzymki tokarskiej.

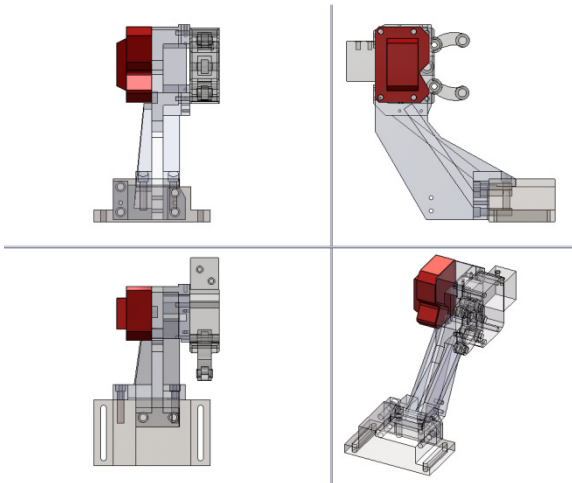
Tabela 2. Lista częstotliwości rezonansowych modelu koncepcji nr 1 aktywnej podtrzymki

Nr częstotliwości	$\left[\frac{rad}{s}\right]$	[Hz]
1	513	81
2	776	123
3	1278	203
4	2501	398
5	3538	563
6	6775	1078
7	7739	1231

Można zauważyć, że częstotliwości kolejnych postaci drgań wzrosły; jest to oczywiście pozytywny symptom.

3.2 KONCEPCJA 2

Druga koncepcja miała postać liniowego aktuatora hydraulicznego dołączanego do podtrzymki po stronie przeciwnej do uchwytu hydraulicznego. Oś aktuatora w tym rozwiązaniu pokrywa się z kierunkiem działania siły biernej. Idea tego rozwiązania polega na dołączaniu do aktuatora dodatkowej masy. Ruch siłownika wraz z masą będzie generować siły bezwładności. Koncepcję rozwiązania przedstawiono na rys. 9.



Rys. 9. Koncepcja nr 2 aktywnej podtrzymki tokarskiej

Układ mógłby pracować jako aktywny lub pasywny eliminator drgań. W wersji pasywnej działałby na zasadzie rozpraszania energii drgań przedmiotu obrabianego. Aktywny eliminator drgań generowałby przeciwdrgania opóźnione o fazę w stosunku do drgań samowzbudnych. Dołożenie masy do korpusu podtrzymki po przeciwnej stronie uchwytu spowoduje wyrównoważenie skręcenia podtrzymki. Główną wadą tego rozwiązania jest brak możliwości statycznej zmiany sztywności układu OUPN. Tabela 3 przedstawia częstotliwości własne układu koncepcji nr 2 aktywnej podtrzymki tokarskiej.

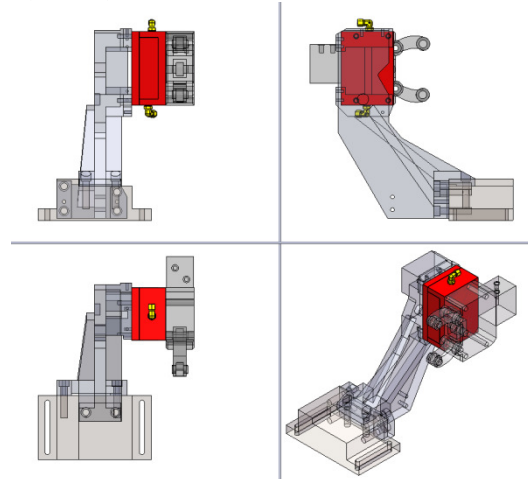
Tabela 3. Lista częstotliwości rezonansowych modelu koncepcji nr 2 aktywnej podtrzymki

Nr częstotliwości	$\left[\frac{rad}{s}\right]$	$[Hz]$
1	336	53
2	579	92
3	760	121
4	2131	339
5	2608	415
6	5687	905
7	5855	931

Widać, że częstotliwości rezonansowe obniżyły się, jednak nieznacznie w stosunku do częstotliwości rezonansowych układu bazowego.

3.3 KONCEPCJA 3

Trzecia koncepcja miała postać liniowego aktuatora hydraulicznego umieszczonego między korpusem podtrzymki a uchwytem hydraulicznym. Takie umiejscowienie aktuatora daje możliwość bezpośredniego oddziaływania siłowego na przedmiot obrabiany, który znajduje się w zaciśniętym uchwycie hydraulicznym. Generowana siła o zmiennej amplitudzie i wartości w kierunku składowej biernej siły skrawania F_p , umożliwiłaby sterowanie sztywnością i położeniem względnym przedmiotu. Koncepcję rozwiązania przedstawiono na rys. 10.



Rys. 10. Koncepcja nr 3 aktywnej podtrzymki tokarskiej

Dodatkowo konstrukcja ta, podobnie jak koncepcja nr 2, może działać jako aktywny eliminator drgań. W tym przypadku przeciwdrgania będą przyłożone bezpośrednio do obrabianego przedmiotu jako wymuszenie siłowe. Źródłem siły byłyby liniowy aktuator hydrauliczny. Koncepcja nr 3 została również poddana analizom dynamicznym w celu wyznaczenia częstotliwości własnych układu. Wyniki analizy przedstawia tabela 4.

Tabela 4. Lista częstotliwości rezonansowych modelu koncepcji nr 3 aktywnej podtrzymki

Nr częstotliwości	$\left[\frac{rad}{s}\right]$	$[Hz]$
1	275	43
2	407	64
3	993	158
4	1519	241
5	2836	451
6	5542	882
7	6158	980

Podobnie jak w przypadku poprzednim widać, że częstotliwości rezonansowe obniżyły się, jednak w tym przypadku obniżenie jest większe.

4. PODSUMOWANIE

W artykule przedstawiono koncepcje trzech rozwiązań aktywowanej podtrzymki tokarskiej. Zarówno zalety jak i wady każdej z konstrukcji spowodowały, że do dalszych analiz i realizacji zdecydowano wybrać koncepcję nr 2 i nr 3. Przyczyną odrzucenia koncepcji nr 1 była wcześniej wspomniana trudność w sterowaniu tak zbudowanego układu podtrzymki aktywnej. Wyniki analizy dynamicznej wykazały, że własności dynamiczne koncepcji nr 2 i 3 mogą ulec pogorszeniu. Należy pamiętać jednak, że analizie poddane zostały proste modele koncepcyjne. Dopiero modele konstrukcyjne pozwolą na zweryfikowanie własności dynamicznych układu.

Biorąc pod uwagę naturalne otoczenie techniczne tokarki CNC, jej budowę modułową, system sterowania, można stwierdzić, że najbardziej rokującymi konstrukcjami wydają się układy z napędem hydraulicznym o kierunku działania pokrywającym się z siłą odporową. Rozwiązania te zostaną poddane procesowi konstrukcyjnemu z finalną realizacją w postaci serwoosi hydraulicznych z liniowymi aktuatorami. Zaprojektowane i wykonane moduły zostaną poddane badaniom doświadczalnym po zamontowaniu ich do istniejącej podtrzymki tokarskiej. Dopiero wówczas zostanie poddane ocenie zarówno samo rozwiązanie konstrukcyjne modułów, ich systemy sterowania, jak i oraz skuteczność działania.

Literatura

1. Claesson I., Hakansson L., Lago T., Zimmergen R., Hallstedt G.: Device and a method for preventing or reducing vibrations in a cutting tool. Patent No. US 20060291973 A1, 2006.
2. Dmochowski J.: Podstawy obróbki skrawaniem. Warszawa: PWN, 1981.
3. Hangleite E., Schenk P.: Electric-drive steady rest. Patent No. US 20130014620 A1, 2013.
4. Kienzle O., Victor H.: Spezifische Schnittkräfte bei der Metallbearbeitung. "Werkstofftechnik und Mach" 1957, 47(4), p. 244-225,.
5. Kroisandt K.: Lathe steady rest. Patent No. US 6505533 B2, 2003.
6. Olszak W.: Obróbka skrawaniem. Warszawa: WNT, 2008.
7. Parusz A., Marchelek K., Domek S., Hoffmann M.: Podniesienie wibrostabilności w procesie skrawania z zastosowaniem eliminatora piezoelektrycznego. „Modelowanie Inżynierskie” 2010, t. 39, s. 159-170.
8. Pla F., Rajiyah H.: Active vibration control of structures undergoing bending vibrations, Patent No. US 5458222 A, 1995.
9. SMW-Autoblok. (2017). SMW-Autoblok. [online]: https://www.smwautoblok.com/media/uploads/slu_x.pdf [dostęp 13-06-2017]
10. Tomków J.: Wibrostabilność obrabiarek. Warszawa: WNT, 1997.



Artykuł dostępny na podstawie licencji Creative Commons Uznanie autorstwa 3.0 Polska.
<http://creativecommons.org/licenses/by/3.0/pl>