

# Controlling the preload adjustment system of bearings in the machine spindle model using the LabVIEW environment

## Sterowanie układem regulacji napięcia wstępnego łożysk w modelowym wrzecionie obrabiarkowym z użyciem środowiska LabVIEW

PAWEŁ TUREK  
WACŁAW SKOCZYŃSKI  
MAREK STEMBAŁSKI\*

DOI: <https://doi.org/10.17814/mechanik.2019.11.92>

A test stand with a high speed spindle equipped with an active support, which provides the possibility of changing the preload of the bearings, was presented. The LabVIEW software environment was used for control. The benefits resulting from the use of the active system to reduce the amplitude of the vibration displacement of the spindle tip are presented.

KEYWORDS: machine tool, angular contact bearing, preload, LabVIEW environment, real-time control

Przedstawiono stanowisko badawcze z wrzecionem szybkoobrotowym wyposażonym w podporę aktywną, która umożliwia zmianę napięcia wstępnego łożysk. Do sterowania wykorzystano środowisko programowe LabVIEW. Pokazano korzyści wynikające z zastosowania układu aktywnego do redukcji amplitudy przemieszczenia drgań końcówki wrzeciona.

SŁOWA KLUCZOWE: obrabiarka, łożyska skośne, napięcie wstępne, środowisko LabVIEW, sterowanie w czasie rzeczywistym

### Wprowadzenie

Współczesne obrabiarki wyposaża się w systemy mechatroniczne. Mają one wpływać na właściwości maszyn podczas obróbki [7]. Jednym z wielu obszarów zastosowania takich układów są wrzeciona obrabiarkowe. W literaturze można znaleźć wiele przykładów [4, 6, 9] wykorzystywania rozwiązań mechatronicznych do zmiany wartości napięcia wstępnego węzłów łożyskowych. Dzięki takim dodatkowym układom udaje się znacząco rozszerzyć zakres pracy wrzeciona, aktywnie wpływać na jej parametry [3] oraz właściwości dynamiczne wrzeciona.

Istotnym parametrem dotyczącym wrzecion obrabiarkowych jest sztywność [8]. Centra obróbkowe jako napędy główne wykorzystują często elektrowrzeciona, których układ łożyskowy jest oparty na łożyskach kulkowych skośnych. Mogą one przenosić zarówno siły promieniowe, jak i osiowe, a do prawidłowej pracy potrzebują odpowiedniego napięcia wstępnego. Ta wartość decyduje o parametrach pracy wrzeciona, a głównie o jego sztywności.

Jeśli łożyska pracują z lekkim [5] napięciem wstępnym, uzyskuje się niewielką sztywność wrzeciona, co umożliwia skrawanie mniejszych naddatków materiału, ale za to z wysoką prędkością obrotową. W przypadku ciężkiego napięcia wstępnego uzyskuje się odwrotność tej zależności. Zastosowanie układu aktywnego do zmiany napięcia wstępnego pozwala na zmianę sztywności wrzeciona oraz lepsze dopasowanie napięcia wstępnego w zależności od chwilowych potrzeb procesu obróbkowego.

### Stanowisko badawcze

Opracowano stanowisko złożone z indywidualnie zaprojektowanego i wykonanego wrzeciona z podporą aktywną. Przyjęto, że ze względu na rodzaj, rozmieszczenie i pracę łożysk układ wrzecionowy ma mieć cechy elektrowrzeciona szlifierskiego. Do jego ułożyskowania wykorzystano pojedyncze łożyska kulkowe skośne B7206-CT-PS4-UM firmy FAG, pracujące w układzie „O”. Wrzeciono nie miało typowej końcówki pozwalającej zamocować narzędzie skrawające, a jedynie możliwość osadzenia masy zastępczej, symulującej ściernicę.

W podporze aktywnej do zmiany napięcia wstępnego zastosowano trzy komercyjne piezoaktuatory (rys. 1–5). Zasadę ich działania oparto na tzw. efekcie piezoelektrycznym odwrotnym [10]. Polega on na zmianie wymiarów stosu elementów piezoelektrycznych pod wpływem przyłożonego napięcia elektrycznego. Napięcie było generowane z trójkanałowego wzmacniacza SVR 150/3 firmy Piezomechanik GmbH, mogącego pracować w pętli sprzężenia zwrotnego. Każdy piezoaktuator przed zamontowaniem wywzorcowano na osobnym stanowisku. Wyznaczono jego histerezę i charakterystykę dla pełnego zakresu jego wysuwu (0÷55 µm).

Rozmieszczenie piezoaktuatorów było symetryczne na średnicy  $\varnothing 60$  mm wzdłuż osi wrzeciona. Mocowanie zapewniało możliwość osiowej regulacji ich położenia. Dzięki temu oraz wykorzystaniu układu tensometrycznego, znajdującego się wewnątrz elementów aktywnych, uzyskano pewność, że każdy piezoaktuator naciska na zewnętrzną bieżnię łożyskową z identyczną siłą.

Do kontroli zachowania się łożyska zamontowano w podporze aktywnej trzy dotykowe czujniki przemieszczenia (6), dzięki którym można było na bieżąco monitorować względne osiowe ruchy zewnętrznej bieżni łożyskowej. W modelowym wrzecionie rozstaw podpór łożyskowych określono na 154 mm. Wartość ta została ograniczona do minimum, aby wydłużenie cieplne wału wrzeciona [1, 11] było pomijalne i nie powodowało dodatkowych błędów. Do napędu układu wrzecionowego wykorzystano indukcyjny trójfazowy silnik wysokoobrotowy (4) z przekształtnikiem częstotliwości (firmy Siemens), który pozwalał na płynną regulację prędkości obrotowej silnika w zakresie 0÷24 000 obr/min. Napędzał on wrzeciono poprzez bezluzowe sprzęgło kłowe (3).

Silnik umieszczono na dodatkowej płycie wyposażonej w regulowane stopki, aby zapewnić jego prawidłowe ustawienie względem wrzeciona. Procedurę osiowania wykonano z wykorzystaniem nowoczesnego układu pomiarowego E 710 (firmy Easy Laser).

\* Dr inż. Paweł Turek, [pawel.turek@pwr.edu.pl](mailto:pawel.turek@pwr.edu.pl), 0000-0001-7522-2116 – Katedra Obrabiarek i Technologii Mechanicznych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wroclawska, Wroclaw, Polska  
Dr hab. inż. Wacław Skoczyński prof. PWR, [wacław.skoczyński@pwr.edu.pl](mailto:wacław.skoczyński@pwr.edu.pl), 0000-0002-7215-7037 – Katedra Obrabiarek i Technologii Mechanicznych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wroclawska, Wroclaw, Polska  
Dr inż. Marek Stembalski, [marek.stembalski@pwr.edu.pl](mailto:marek.stembalski@pwr.edu.pl), 0000-0002-0801-690X – Katedra Obrabiarek i Technologii Mechanicznych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wroclawska, Wroclaw, Polska

W skład kompletnego stanowiska badawczego wchodziły dodatkowo: wzmacniacz pomiarowy typu QuantumX MX840 (firmy HBM), karta pomiarowa NI 9264 (firmy National Instruments; wykorzystywana do zadawania sygnałów sterujących prędkością obrotową i wysuwem piezoaktuatorów) oraz komputer typu PC z autorską aplikacją, który pozwalał na prowadzenie pomiarów, rejestrowanie wyników oraz sterowanie układami stanowiska badawczego.

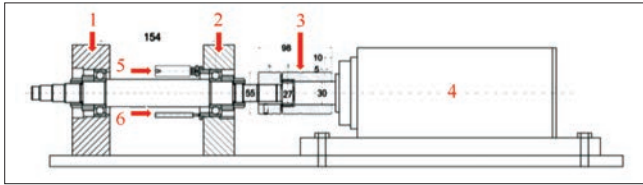


Fig. 1. The schematic diagram of the tested spindle with a drive motor: 1 – front support, 2 – rear support, 3 – RTREX clutch from KTR, 4 – high speed C5160D-DB-PER32 drive motor from Teknomotor, 5 – piezoelectric PSt 150/10/40 VS15 by Piezomechanik, 6 – MDKa – F1 displacement sensor from VIS

Rys. 1. Ideowy schemat badanego wrzeciona z silnikiem napędowym: 1 – podpora przednia, 2 – podpora tylna, 3 – sprzęgło ROTEX firmy KTR, 4 – wysokoobrotowy silnik napędowy C5160D-DB-PER32 firmy Teknomotor, 5 – piezoaktuator PSt 150/10/40 VS15 firmy Piezomechanik, 6 – dotykowy czujnik przemieszczeń MDKa – F1 firmy VIS

### Warunki pracy wrzeciona z podporą aktywną oraz badania wstępne

Głównym celem badań było sprawdzenie, czy poprzez zastosowanie podpory aktywnej i regulację napięcia wstępnego łożysk można zmniejszyć amplitudę przemieszczenia drgań końcówki wrzeciona poddawanego wymuszeniom harmonicznym. Wrzeciona szlifierskie są zazwyczaj wyposażone w ściernicę osadzoną na przedniej końcówce. Jej masa znacząco wpływa na rozkład mas w całym wrzecionie i zmienia charakterystykę amplitudowo-częstotliwościową danego układu.

Badano modelowe wrzeciono. Aby zapewnić warunki pracy zbliżone do rzeczywistych, na jego przedniej końcówce poprzez dodatkowe łożysko osadzono masę zastępczą o wadze ok. 1,5 kg (rys. 2–5). Na stanowisku badawczym zamontowano wzbudnik (1), który poprzez masę zastępczą wymuszał drgania badanego układu sygnałem o określonych parametrach. Do pomiaru przemieszczenia drgań przedniej końcówki wrzeciona wykorzystano bezdotkowy czujnik indukcyjny (6). Na rys. 2 przedstawiono badane wrzeciono w trakcie pomiarów.

Sygnały wymuszające generowano bezpośrednio z karty dźwiękowej komputera typu PC z wykorzystaniem funk-

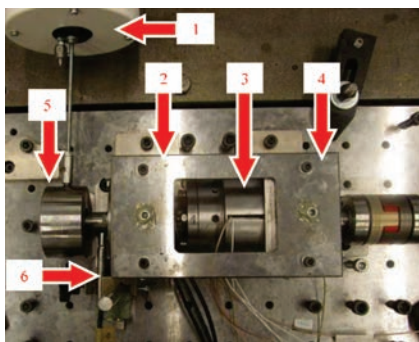


Fig. 2. Test stand during measurements with the use of active preload adjustment: 1 – GW – V20 inductor for forcing the vibration of the tested spindle from Data Physics, 2 – front support, 3 – active tension module, 4 – rear support, 5 – replacement mass, 6 – non-contact displacement sensor

Rys. 2. Stanowisko badawcze w trakcie pomiarów z wykorzystaniem aktywnej regulacji napięcia wstępnego: 1 – wzbudnik typu GW – V20 firmy Data Physics do wymuszania drgań badanego wrzeciona, 2 – podpora przednia, 3 – aktywny moduł napinający, 4 – podpora tylna, 5 – masa zastępcza, 6 – bezdotkowy czujnik przemieszczenia

cji losowych. Dzięki temu uzyskano sygnały o różnej długości czasu w paśmie częstotliwości 0÷3 kHz.

Na początku, aby określić charakterystykę wrzeciona, sygnał wymuszający podawano na wejście wzmacniacza wzbudnika drgań typu PA 100E firmy Data Physics. Na tym etapie masa zastępcza była osadzona bezpośrednio na końcówce wrzeciona, bez dodatkowego łożyska. Dla takiego układu przeprowadzono przemiatanie liniowe, w którym częstotliwość sygnału rosła lub malała proporcjonalnie do czasu. Drgania rejestrowano piezoelektrycznymi czujnikami przyspieszenia typu 4384 firmy Brüel&Kjaer, które poprzez karę pomiarową typu NI PXI – 4472 zbierały charakterystykę amplitudowo-częstotliwościową modelowego wrzeciona. Dane zapisywano na specjalizowanym komputerze pomiarowym PXI firmy National Instruments. W ten sposób wyznaczono wartości amplitud i częstotliwości rezonansowych w pełnym zakresie dopuszczalnych przez ich producenta wartości napięcia wstępnego łożysk (60÷430 N).

Po badaniach wstępnych stwierdzono, że zakres zmienności podstawowej częstotliwości rezonansowej układu mieści się w przedziale 190÷290 Hz. Aby uzyskać dokładniejsze wyniki, ograniczono zakres częstotliwości przemiatania do 150÷450 Hz. Ustalono czas pojedynczej próby na 120 s, a częstotliwość próbkowania – na 3000 Hz.

Do pomiarów parametrów pracy wrzeciona oraz do sterowania całym układem wrzecionowym opracowano aplikację opartą na środowisku programowym LabVIEW. Pozwalała ona na nadzorowanie pracy stanowiska badawczego, odczyt jego parametrów, zapis najważniejszych danych oraz sterowanie układem aktywnej podpory (rys. 3).

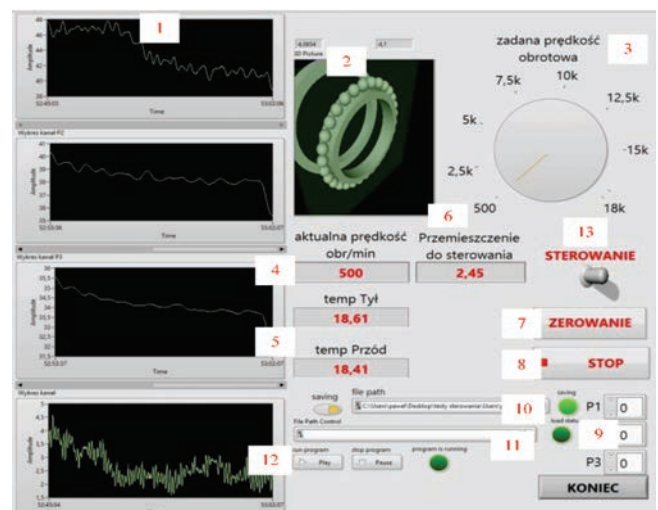


Fig. 3. LabVIEW front panel for controlling applications and measuring spindle properties: 1 – measuring windows for monitoring displacements on individual touch sensors (autoscaled range), 2 – visualization of bearing operation in the active support, 3 – rotary speed setting knob, 4 – reading the spindle speed, 5 – reading temperatures on individual bearing supports, 6 – additional measuring windows used for testing the axial and radial rigidity of the spindle, 7 – zeroing inductive displacement sensors, 8 – stopping the application, 9 – actuators displacement actuators, 10 – selection of the place to save measurement data, 11 – introduction of the function controlling the spindle system, 12 – buttons for speed control

Rys. 3. Panel frontowy aplikacji LabVIEW do sterowania i pomiarów właściwości wrzeciona: 1 – okna pomiarowe do monitorowania przemieszczeń na czujnikach dotykowych (autoskalowany zakres), 2 – wizualizacja pracy łożyska w podporze aktywnej, 3 – pokrętko do zadawania prędkości obrotowej, 4 – odczyt prędkości obrotowej wrzeciona, 5 – odczyt temperatury na poszczególnych podporach łożyskowych, 6 – dodatkowe okna pomiarowe wykorzystane podczas badania sztywności osiowej i promieniowej wrzeciona, 7 – zerowanie indukcyjnych czujników przemieszczeń, 8 – zatrzymanie pracy aplikacji, 9 – zadajniki przemieszczenia aktuatorów, 10 – wybór miejsca zapisu danych pomiarowych, 11 – wprowadzanie funkcji sterującej układem wrzecionowym, 12 – przyciski uruchamiające sterowanie prędkością obrotową

## Algorytm sterujący

Pomiary przeprowadzone dla węższego zakresu częstotliwości potwierdziły ścisłą zależność pomiędzy wielkością napięcia wstępnego łożysk a podstawową częstotliwością rezonansową oraz poziomem amplitudy drgań przedniej końcówki dla modelowego wrzeciona. Na tej bazie opracowano dla podpory aktywnej algorytm regulacji działający w czasie rzeczywistym. Stanowił on dodatkowy moduł aplikacji kontrolno-pomiarowej (rys. 3–3). Aby zapewnić możliwość pracy wrzeciona z masą zastępczą, która była poddawana wymuszeniom, konieczna była zmiana sposobu jej mocowania (zastosowano dodatkowe łożysko). Zasadę działania układu automatycznej regulacji napięcia wstępnego oparto na typowym regulatorze PID. Jako sygnał wejściowy podawano aktualną wartość przemieszczenia z bezdotykowego czujnika przemieszczenia (rys. 2–6). Na tej podstawie algorytm sterowania dobierał najmniejsze wartości napięcia wstępnego łożysk z zakresu dopuszczalnego przez producenta.

Istotne było przeprowadzenie procedury doboru nastaw dla regulatora sterującego. W przypadku tego układu zostały one dobrane za pomocą dodatkowego eksperymentu. Polegał on na uruchamianiu wrzeciona z prędkością 500 obr./min, a następnie poddawaniu go wymuszeniu harmonicznemu. Wymuszenie było generowane przez ten sam wzbudnik, który wykorzystano we wcześniejszych badaniach.

Po dobraniu nastaw dla regulatora PID wykonano ponowne pomiary (z wyłączonym i włączonym układem sterowania). Parametry próby były identyczne z tymi, dla których określano charakterystykę amplitudowo-częstotliwościową wrzeciona. Ze względu na brak procesora sygnałowego znacząco ograniczono częstotliwość próbkowania sygnału pomiarowego [2] do 900 Hz, a czas realizacji jednego cyklu pomiarowego wynosił 120 s. Pomiary wykonano dla dwóch prędkości obrotowych wrzeciona: 500 i 1000 obr./min. Dla

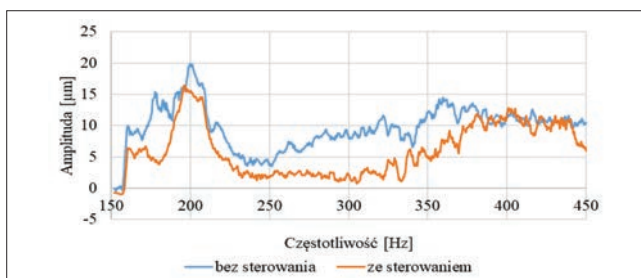


Fig. 4. Graph of the dependence of the spindle tip vibration displacement amplitude from the excitation frequency for a rotational speed of 500 rpm during a linear sweep with a frequency of 150÷450 Hz

Rys. 4. Wykres zależności amplitudy przemieszczenia drgań końcówki wrzeciona od częstotliwości wymuszeń dla prędkości obrotowej 500 obr./min podczas przemiatania liniowego z częstotliwością 150÷450 Hz

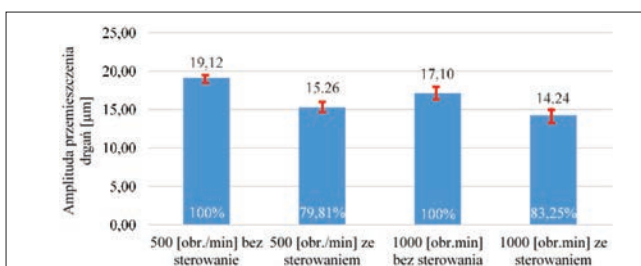


Fig. 5. Comparison of the maximum values of the spindle tip vibration amplitude ( $\pm$  standard deviation) with its percentage decrease after using active control

Rys. 5. Porównanie maksymalnych wartości amplitudy przemieszczenia drgań końcówki wrzeciona ( $\pm$  odchylenie standardowe) z jej procentowym spadkiem po zastosowaniu sterowania aktywnego

każdej z nich dokonano pięciu powtórzeń (w sumie 20 pomiarów). Przykładowy wykres zależności amplitudy drgań przedniej końcówki wrzeciona od częstotliwości wymuszeń dla prędkości 500 obr./min przedstawiono na rys. 4.

Każdy pomiar poddano wstępnemu uśrednieniu, uzyskując pakiety po 1080 próbek. Na podstawie tak przygotowanych danych prowadzono dalsze analizy.

Na rys. 5 przedstawiono wykresy słupkowe maksymalnych wartości amplitudy przemieszczenia drgań końcówki wrzeciona dla obu prędkości obrotowych bez sterowania i ze sterowaniem napięciem wstępnym łożysk.

## Wnioski

Wyniki badań (rys. 5) potwierdzają, że zastosowanie podpory aktywnej w układzie wrzecionowym pozwala na zmniejszenie amplitudy drgań końcówki modelowego wrzeciona szlifierskiego. Można także zauważyć, że maksymalny spadek amplitudy wynosi ok. 20% i 17% odpowiednio dla prędkości obrotowych wrzeciona 500 i 1000 obr./min. Kolorem czerwonym zaznaczono na wykresie odchylenia standardowe dla każdej serii pomiarów. Ich wartość mieści się w zakresie  $0,7 \pm 1,87 \mu\text{m}$ , co świadczy o wysokiej powtarzalności pomiarów.

Uzyskane wyniki dodatkowo poddano analizie statystycznej, aby określić, czy zastosowane sterowanie zapewnia statystycznie istotne zmniejszenie amplitudy drgań końcówki wrzeciona dla częstotliwości rezonansowej. Do tego celu wybrano metodę ANOVA (Analysis of Variance). Pozwala ona sprawdzić, czy analizowany czynnik (aktywna regulacja napięcia wstępnego łożysk) wywiera wpływ na określone wyniki (amplitudę rezonansową przemieszczenia drgań przedniej końcówki wrzeciona). W przypadku obu prędkości obrotowych uzyskano poziom istotności  $p < 0,05$  ( $p = 0,004$  i  $p = 0,033$  odpowiednio dla prędkości 500 i 1000 obr./min). Im mniejszy współczynnik  $p$ , tym bardziej istotny statystycznie jest wynik (spadek amplitudy końcówki wrzeciona). Należy także zauważyć, że wraz ze wzrostem prędkości obrotowej współczynnik  $p$  wzrasta. Może to być spowodowane ograniczeniem w układzie sterującym związanym głównie z pętlą czasową aplikacji LabVIEW, której częstotliwość próbkowania dla wyższych prędkości obrotowych wrzeciona może się okazać niewystarczająca do poprawnego działania algorytmu sterującego.

## LITERATURA

- [1] Kosmol J., Lech K. „Model cieplny elektrowrzeciona”. *Modelowanie inżynierskie*, 39 (2010): 119–126, ISSN 1896-771X.
- [2] Marek B., Roszkowski A., Skoczyński W., Duchiewicz T. „Wykorzystanie układu z procesorem sygnałowym do sterowania semi-aktywnymi tłumikami magnetooleologicznymi”. *Podstawowe problemy metrologii*, PPM, 08, Sucha Beskidzka (11–14 maja 2008). Katowice: Komisja Metrologii Oddziału PAN (2008): 91–98.
- [3] Sikorski J., Pawłowski W. „Innowacyjne mechanizmy wprowadzania napięcia wstępnego w układach łożysk skośnych”. *Mechanik*, 2 (2018): 138–140, <https://doi.org/10.17814/mechanik.2018.2.29>.
- [4] Chen F., Liu G. “Active damping of machine tool vibrations and cutting force measurement with a magnetic actuator”. *International JAMT*, 89, 1–4 (2017): 691–700, <https://doi.org/10.1007/s00170-016-9118-y>.
- [5] Chen J.S., Chen K.W. “Bearing load analysis and control of a motorized high speed spindle”. *Int J Mach Tool Manu*, 45 (2005): 1487–1493, <https://doi.org/10.1016/j.ijmactools.2005.01.024>.
- [6] Hadi Hosseinabadi A.H., Altintas Y. “Modeling and active damping of structural vibration in machine tools”. *CIRP-JMST*, 7 (2014): 246–257, <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2014.05.001>.
- [7] Hagi G., Dragan B. “Feed-back preload systems for high speed rolling bearings assemblies”. *The Annals of University Dunarea De Jos of Galati Fascicle VIII*, (2004): 43–47.
- [8] Harris P., Linke B., Spence S. “An energy analysis of electric and pneumatic ultra-high speed machine tool spindles”. *Procedia CIRP*, 29 (2015): 239–244, <https://doi.org/10.1016/j.procir.2015.02.046>.
- [9] Hwang Y.K., Lee Ch.M. “Development of a newly structured variable preload control device for a spindle rolling bearing by using an electromagnet”. *Int J Mach Tool Manu*, 50 (2010): 253–259, <https://doi.org/10.1016/j.ijmactools.2009.12.002>.
- [10] Parus A., Pajor M., Hoffmann M. “Suppression of self-excited vibration in cutting process using piezoelectric and electromagnetic actuators”. *Advances in Manufacturing Science and Technology*, 33, 4 (2009): 35–50.
- [11] Vyroubal J. “Compensation of machine tool thermal deformation in spindle axis direction based on decomposition method”. *Precision Engineering*, 36, (2012): 121–127, <https://doi.org/10.1016/j.precisioneng.2011.07.013>.