

# Numerical optimization of the rotary table construction of a CNC milling machine

## Numeryczna optymalizacja konstrukcji stołu obrotowego frezarki CNC

ANDRZEJ PIOTROWSKI

DOI: <https://doi.org/10.17814/mechanik.2022.11.25>

The article presents the issues of numerical analysis of the structure of a heavy CNC milling machine turntable. A 3D model of the machine tool was developed using the CAD application, and the rotary table of the machine tool was tested in the CAE application. The results of the strength and stress analysis were the basis for the optimization of the structure.

**KEYWORDS:** CAD/CAE software, FEM numerical analysis, design optimization, CNC milling machines, SolidWorks

W artykule przedstawiono problematykę numerycznej analizy konstrukcji stołu obrotowego ciężkiej frezarki CNC. W aplikacji CAD opracowano model przestrzenny obrabiarki, a jej stół obrotowy został przebadany w aplikacji CAE. Wyniki symulacji wytrzymałościowych były podstawą do optymalizacji konstrukcji.

**SŁOWA KLUCZOWE:** oprogramowanie CAD/CAE, analiza numeryczna MES, optymalizacja konstrukcji, frezarki CNC, SolidWorks.

### Wprowadzenie

Oprogramowanie z rodziny CAD jest podstawowym narzędziem dla inżyniera konstruktora. Znajduje zastosowanie w niemal wszystkich gałęziach przemysłu, a zwłaszcza w branży motoryzacyjnej (rys. 1) oraz maszynowej. Na rynku jest wiele aplikacji, z których najpopularniejsze są Autodesk Inventor oraz Dassault Systemes Solidworks [8, 19, 20]. Są to programy zintegrowane, zawierające oprócz modułów konstrukcyjnych CAD moduły CAE do prowadzenia obliczeń numerycznych. Zaletą takiego rozwiązania jest prostota

transferu modelu przestrzennego zaprojektowanego w module CAD do modułu CAE. W przypadku stosowania specjalistycznych aplikacji CAE: ANSYS, CATIA, trzeba wykorzystywać mechanizmy importu danych (konwertery), które w bardzo wielu przypadkach są źródłem błędów – model jest nieprawidłowy. Dotyczy to zwłaszcza powierzchni pomocniczych, które często są interpretowane jako elementy składowe modelu przestrzennego.

Każdy produkt przed wprowadzeniem do produkcji seryjnej należy przebadać, sprawdzić i zoptymalizować pod kątem spełnienia wymagań narzuconych przez normy jakościowe, konstruktora oraz klienta. Są dwie metody badań: budowa prototypów lub przeprowadzenie symulacji numerycznych. Ze względów ekonomicznych powszechnie stosuje się drugie rozwiązanie [1, 4, 16]. Model detalu (produktu) zaprojektowany z pomocą oprogramowania CAD jest testowany w oprogramowaniu CAE [8]. Dopiero po wielokrotnej optymalizacji numerycznej buduje się pojedynczy prototyp, będący podstawą do testów i badań weryfikujących wyniki obliczeń. W przypadku pozytywnej oceny produkt jest kierowany do produkcji seryjnej.

Metoda ta jest podstawą Industry 3.0, a jednocześnie jest punktem wyjścia dla Industry 4.0. Zaprojektowany i zoptymalizowany z użyciem oprogramowania CAD/CAE detal jest następnie automatycznie wytwarzany z użyciem numerycznie sterowanych maszyn, prawie bez udziału człowieka. Zasady te już są wdrażane w branży obrabiarkowej [6, 10].

### Konstrukcja frezarki pięciosiowej

Frezarki są najbardziej uniwersalnymi obrabiarkami skrawającymi [7, 21]. Umożliwiają obróbkę bardzo wielu typów detali, począwszy od klasycznych korpusów, na kołach zębatych kończąc. Budowane są jako maszyny wielosiowe, z jednym lub kilkoma wrzecionami. W najbardziej klasycznej formie jest to obrabiarka pionowa trzyosiowa z wrzecionem umieszczonym w osi Z, prostopadle do stołu roboczego poruszającego się w osiach X i Y. Stół jest wyposażony w specjalne rowki teowe umożliwiające prawidłowe mocowanie detalu. Ze względu na masę detalu frezarki występują w odmianach lekkich, średnich i ciężkich.

W ramach współpracy z Uniwersytetem Technicznym w Orleanie w Katedrze Technologii i Automatyki Politechniki Częstochowskiej zaprojektowano

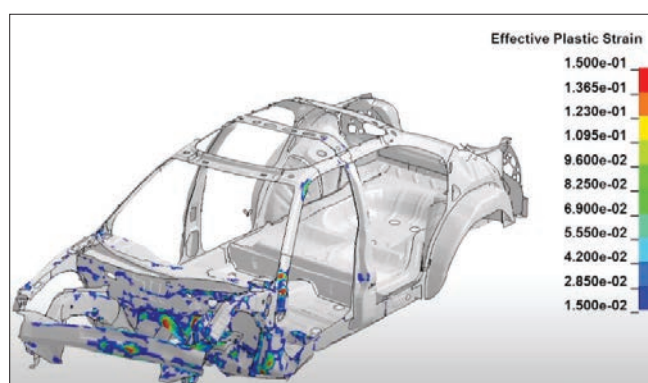


Fig. 1. Model of the vehicle body after the performed crash test in the LS Dyna software [11]

Rys. 1. Model karoserii pojazdu po teście zderzeniowym wykonanym w oprogramowaniu LS Dyna [11]

\* Dr inż. Andrzej Piotrowski – [andrzej.piotrowski@pcz.pl](mailto:andrzej.piotrowski@pcz.pl), 0000-0001-6382-200X – Politechnika Częstochowska, Częstochowa, Polska

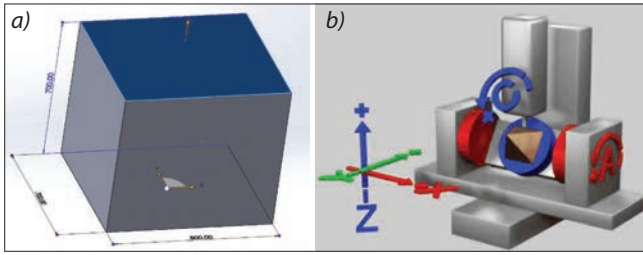


Fig. 2. Concept of the design of the milling machine: a) dimensions of the working space, b) model of the milling machine with marked axes [12]

Rys. 2. Koncepcja konstrukcji frezarki: a) wymiary przestrzeni roboczej, b) model frezarki z zaznaczonymi osiami [12]

konceptyjną frezarkę pięcioosiową ciężką z obrotowym stołem roboczym (rys. 2a) o przestrzeni roboczej  $800 \times 700 \times 700$  mm i maksymalnej masie detalu 2000 kg [12]. Oprócz standardowych prostoliniowych osi  $X$ ,  $Y$  i  $Z$  stół obrotowy frezarki miał możliwość obrotu w osi  $C$  równoległej do osi wrzeciona oraz w osi  $A$  prostopadłej do osi wrzeciona (rys. 2b). Taka konstrukcja była podyktowana łatwością dostępu do przestrzeni roboczej w trakcie mocowania detalu przy pomocy suwnicy lub wózka widłowego oraz możliwością obróbki bocznych ścian detalu bez jego przemowywania.

Aby umożliwić obróbkę detali o zakładanej masie i wielkości, zaprojektowano modułową konstrukcję frezarki składającą się z elementów żeliwnych i stalowych. Podstawą był korpus wykonany z żeliwa szarego EN-GJL 300 ( $E = 108$  GPa;  $\nu = 0,26$ ;  $R_m = 300$  MPa) [13], co zapewniało prawidłową wytrzymałość, sztywność oraz optymalne tłumienie drgań. Jest to po-

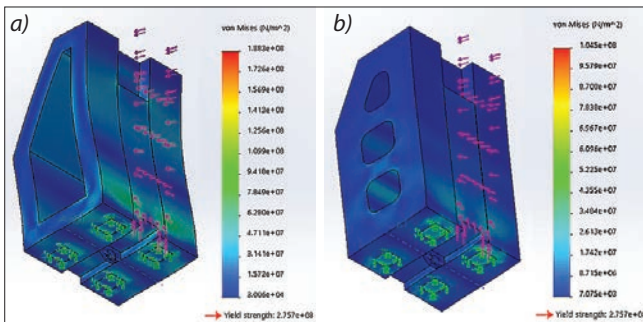


Fig. 3. Column of a CNC milling machine: a) original design, b) column after optimization (SolidWorks 2020 SP5) [12]

Rys. 3. Kolumna frezarki CNC: a) projekt pierwotny, b) kolumna po optymalizacji (SolidWorks 2020 SP5) [12]

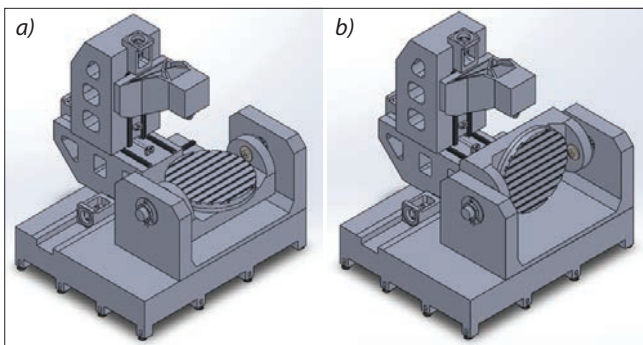


Fig. 4. 3D model of the conceptual heavy five-axis milling machine (SolidWorks 2020 SP5) [12]

Rys. 4. Model 3D koncepcyjnej frezarki pięcioosiowej ciężkiej (SolidWorks 2020 SP5) [12]

wszechnie stosowane rozwiązanie. Korpus po odlaniu jest poddawany procesowi odpuszczania (leżakuje przez kilka miesięcy). Wadą tego rozwiązania jest koszt materiału oraz masa korpusu. W identyczny sposób, z wykorzystaniem tego samego materiału wykonano moduł łoża, po którym poruszała się kolumna, z mechanizmem przesuwu głowicy z wrzecionem (rys. 4). W celu obniżenia ciężaru kolumny wykonano otwory przelotowe, które dodatkowo pełniły rolę miejsc na prowadzenie okablowania i umieszczenia dodatkowych podzespołów frezarki. W trakcie projektowania poszczególne moduły były przeliczane pod względem wytrzymałościowym w module CAE programu SolidWorks 2020 SP5. Pierwotne założenia były wielokrotnie korygowane po wykonaniu obliczeń numerycznych (rys. 3a i 3b).

Aby jeszcze bardziej zredukować masę, konstrukcję kolumny frezarki oparto na nowej technologii polegającej na wykorzystaniu blach stalowych łączonych ze sobą metodą spawania [2, 3]. Proces spawania wprowadza bardzo duże naprężenia cieplne, które muszą być zredukowane w procesie odpuszczania temperaturowego lub ultradźwiękowego [2]. Druga metoda charakteryzuje się bardzo krótkim czasem trwania procesu oraz niskimi – w porównaniu z metodą cieplną – kosztami. Jest możliwa do zastosowania w przypadku dużych konstrukcji, których wielkość powoduje, że nie mogą być odpuszczane metodą klasyczną (ze względu na rozmiary komory pieca).

Na materiał kolumny frezarki wybrano stal konstrukcyjną 18G2A/1.0577 ( $E = 210$  GPa;  $\nu = 0,28$ ;  $R_m = 490 \div 630$  MPa) [14], dzięki czemu waga kolumny była mniejsza z zachowaniem dobrych właściwości wytrzymałościowych. Problematyczne było wygłuszenie. Konstrukcja spawana z blach stalowych jest podatna na drgania samowzbudne oraz przenoszenie drgań dźwiękowych. Z tego powodu producenci wypełniają pustą przestrzeń między żebrami materiałami wygłuszającymi [6, 10]. Cechą charakterystyczną dla wybranej struktury kinematycznej frezarki było to, że łożo kołyski zostało utwierdzone sztywno na korpusie i nie przemieszczało się w żadnej z podstawowych osi. Ruch liniowy w osiach  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  był zapewniony przez przemieszczanie się kolumny frezarki na prowadnicach liniowych wyposażonych w wózki i napędzanych serwo mechanizmami ze śrubami kulowymi.

### Analiza konstrukcji stołu i kołyski frezarki CNC

Czas przeznaczony na projekt okazał się za krótki. Nie wszystkie elementy frezarki zostały sprawdzone oraz prawidłowo zoptymalizowane. W efekcie prace koncepcyjne zostały przedłużone. Analiza wykazała, że konstrukcja najbardziej newralgicznego modułu frezarki była nieprawidłowa. Kołyska, stół obrotowy oraz łożo kołyski zostały wykonane ze stali 18G2A/1.0577 [14]. Pozostałe materiały dobranych, dostępnych w handlu elementów – takich jak wał wielowypustowy, tuleje dystansowe i pokrywy – nie zostały podane przez producentów, w efekcie nie było możliwe ich jednoznaczne zdefiniowanie w module obliczeniowym CAE. Zostały zastąpione stalą 18G2A,

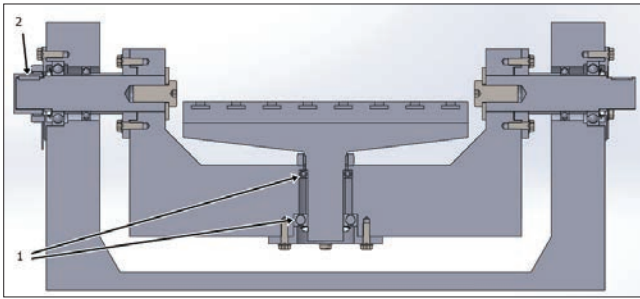


Fig. 5. Cross-section of the primary structure of the rotary table and cradle: 1 – incorrect bearing of the C axis, 2 – structure of the element transmitting the torque from the engine to the multi-groove shaft [4]

Rys. 5. Przekrój pierwotnej konstrukcji stołu obrotowego i kołyski: 1 – błędne łożyskowanie osi C, 2 – konstrukcja elementu przenoszącego moment obrotowy z silnika na wał wielorowkowy [4]

co uprościło model obliczeniowy, jednocześnie nie wnosząc nadmiernych błędów.

W wersji pierwotnej obrotową kołyskę osadzono na wale wielowypustowym, który uniemożliwiał poluzowanie się wału względem pierścienia osadczego na łożu kołyski. Do napędu osi A i C zastosowano silniki momentowe TECNOTION zapewniające bezluzowy obrót. Taka konfiguracja nie wymagała stosowania sprzęgieł, ponieważ część nieruchoma silnika była pasowana na wcisk w kołysce, a wirnik silnika – na korpusie stołu obrotowego. Dobrano łożyska firmy SKF [18]. Błędny okazał się jednak dobór rodzaju łożysk do zastosowania. Już wstępna analiza wykazała, że łożysko górne umiejscowione pomiędzy kołyską a stołem obrotowym jest nieprawidłowe (rys. 5). Zgodnie z kinematyką stołu z kołyską obciążenia i siły działające na to łożysko są duże. Są to siły osiowe oraz promieniowe. Pierwotnie dobrane łożyska były zaprojektowane na przenoszenie tylko obciążeń promieniowych a nie osiowych.

Ruch roboczy kołyski w osi A był realizowany przez pojedynczy silnik momentowy o mocy stałej 36,3 Nm, chwilowej 91,6 Nm i maksymalnej prędkości obrotowej 385 obr/min. Moment obrotowy silnika był przekazywany na wał wielorowkowy skręcony na sztywno z kołyską z wykorzystaniem śrub oraz tulei wielorowkowych z kołnierzem. Sama koncepcja była prawidłowa, jednak nie uwzględniała zmiennych sił działających na kołyskę, zależnych od kąta obrotu stołu podczas obróbki. Sumując masę największych elementów (stołu obrotowego, kołyski, detalu) otrzymujemy w przybliżeniu 3500 kg. Jest to masa, której bez odpowiedniego wyważenia zastosowany silnik nie był w stanie prawidłowo przemieścić. Kolejnym błędem było użycie zbyt prostego sprzęgła sztywnego przenoszącego moment obrotowy na wał poprzez wpust pryzmatyczny. Jako element pośredniczący między rotorem silnika a wałem wykorzystano tuleję o ściankach grubości 12 mm. Pojedynczy wpust pryzmatyczny nie był w stanie prawidłowo przenieść sił oraz naprężeń działających na niego podczas pracy maszyny.

Po przeanalizowaniu konstrukcji, określeniu błędów oraz zdefiniowaniu pozostałych problemów przystąpiono do przekonstruowania modułu stołu z kołyską. Badania i obliczenia numeryczne przeprowadzono w statycznym module symulacyjnym

(Simulation) programu SolidWorks 2020 SP5. We wszystkich symulacjach wykorzystano identyczne parametry. Modelom nadano warunki brzegowe symulujące warunki montażu oraz pracy. Polegały one na odebraniu translacyjnych stopni swobody na powierzchniach modeli symulacyjnych (rys. 6a). Modele symulacyjne wykonano w konwencji metody elementów skończonych [4, 16, 17]. Elementami skończonymi była niejednorodna siatka trójkątna, która została zagęszczona w niewralgicznych miejscach (w miejscach montażu, styku, przegięcia, otworach, połączeniach śrubowych itp.).

Rozmiar siatki wpływa na czas obliczeń oraz ich dokładność [4, 16, 17]. Siatka o mniejszych wymiarach umożliwia osiągnięcie lepszej dokładności obliczeń, jednak kosztem ich czasu. Biorąc pod uwagę oba te czynniki, wybrano siatkę trójkątną, opartą na krzywiznie (rys. 6b). Model został uproszczony w miejscu złożenia stołu obrotowego oraz kołyski. Zamiast łożysk zastosowano dwa obiekty bryłowe. Dokładne modele łożysk nie były potrzebne, ponieważ znane są ich katalogowe własności wytrzymałościowe. Istotne do analizy były tylko siły działające na model łożyska.

Wykonano kompleksowe obliczenia numeryczne. Symulacja obciążenia została przeprowadzona dla trzech różnych wariantów:

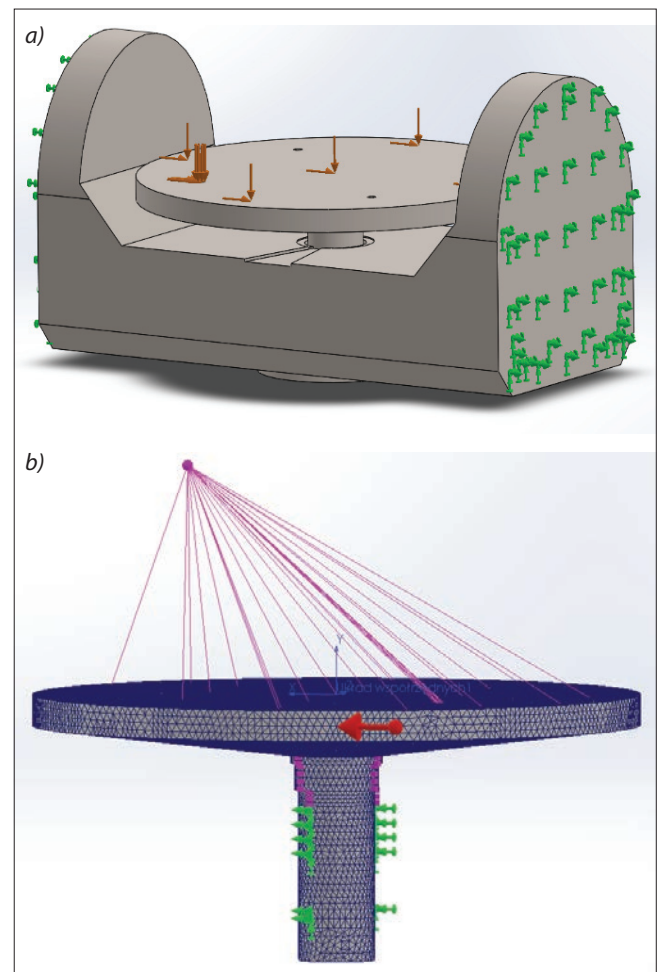


Fig. 6. Boundary conditions – received translational degrees of freedom; for: a) cradle, b) table [11]

Rys. 6. Warunki brzegowe – odebrane translacyjne stopnie swobody; dla: a) kołyski, b) stołu [11]

- obciążenia osiowego 20 000 kN,
- obciążenia promieniowego 20 000 kN,
- obciążenia mieszanego po 10 000 kN na obciążenie osiowe i promieniowe.

Symulowano dwa sposoby umieszczenia detalu na stole: w pionowej osi obrotu oraz nieosiowo. Stół był testowany w poziomym i prostym do osi wrzeciona położeniu kołyski. Wykorzystano opcję „odległej masy”, symulując położenie detalu na stole (rys. 6b).

W początkowej fazie analiz numerycznych sprawdzono siły działające na łożyska oraz prawidłowość ich doboru. Wyniki obliczeń wykazały, że siły działające na łożysko górne (SKF 6020-Z) są na granicy dopuszczalnych parametrów katalogowych i wynoszą do 43,9 kN przy maksymalnym obciążeniu promieniowym oraz 6,1 kN przy maksymalnym obciążeniu osiowym (katalogowo: 54 kN i 2,04 kN) [18]. Ponadto uwzględniono współczynnik bezpieczeństwa wynoszący 3 dla tego typu konstrukcji. Dobry spółczynnik jest wysoki, ponieważ trzeba kompensować zmęczenie materiału i zjawiska dynamiczne, których nie da się przebadać w module analizy statycznej. Należy również uwzględnić dodatkowy ciężar korpusu stołu obrotowego oraz płyty z rowkami teowymi. Bardzo podobnie prezentowały się wyniki obliczeń dla łożyska dolnego (SKF QJ 220 N2MA), które również plasowały się w górnym zakresie dopuszczalnych parametrów katalogowych [18]. Wyniki analizy numerycznej jednoznacznie wykazały, że do badanej konstrukcji w osi C trzeba zastosować łożyska tocz-

ne promieniowo-osiowe. Górne łożysko powinno przenosić obciążenia (uwzględniając współczynnik bezpieczeństwa) co najmniej 132 kN, natomiast dolne 44 kN.

Następnym etapem obliczeń numerycznych była analiza konstrukcji stołu obrotowego i metod jej poprawienia. Korpus stołu obrotowego został – zgodnie z założeniami konstrukcyjnymi – obciążony nierównomiernie (nieosiowo) rozłożoną masą o wartości 2000 kg z „oddalonym środkiem ciężkości” o 300 mm. Badanie było przeprowadzone dla ustawienia kołyski w najbardziej newralgicznej pozycji bocznej – obrót kołyski o 90°, czyli oś obrotu stołu była prostopadła do osi Z (rys. 4b). W takim przypadku grawitacja nie działa prostopadle do powierzchni stołu, lecz równoległe, co jeszcze bardziej

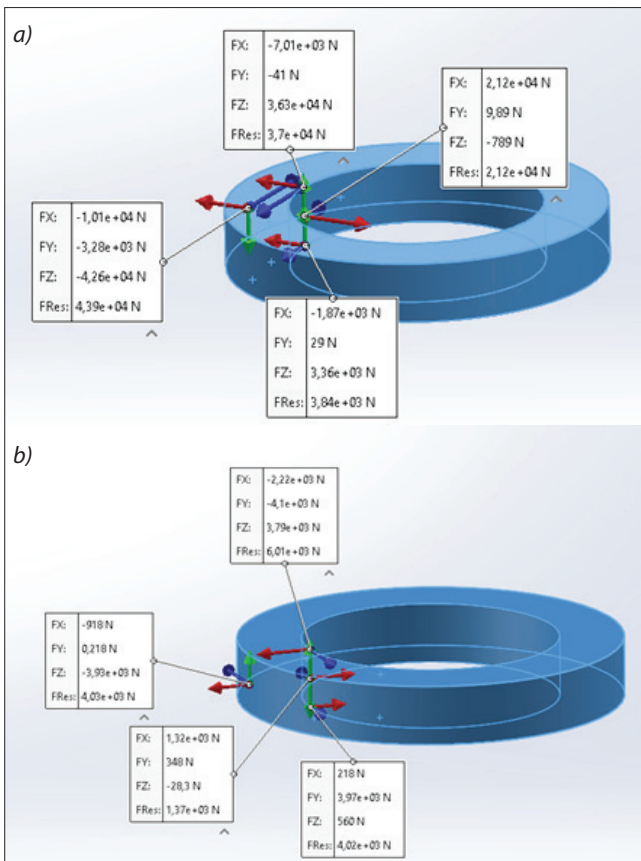


Fig. 7. Forces exerted on the upper bearing in two extreme configurations

Rys. 7. Siły wywierane na łożysko górne w dwóch skrajnych konfiguracjach

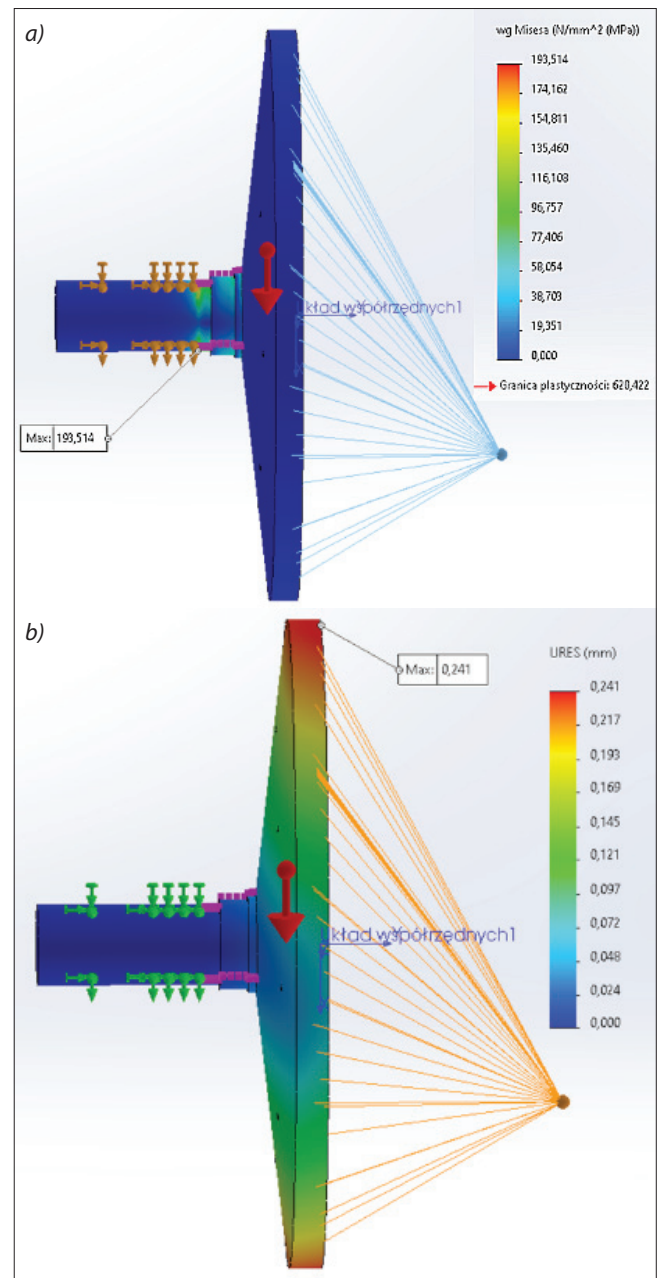


Fig. 8. Results of the numerical analysis of the primary structure of the rotary table; a) reduced stresses according to Mises, b) resultant displacement [11]

Rys. 8. Wyniki analizy numerycznej pierwotnej konstrukcji stołu obrotowego; a) naprężenia zredukowane według Misesa, b) przemieszczenie wypadkowe [11]

zwiększa moment gnący korpusu stołu obrotowego. Jest to najbardziej skrajna sytuacja i właśnie dla takiego przypadku należało wykonać analizę, co zostało pominięte w pierwotnej konstrukcji. W pozycji poziomej stołu (uwzględnionej w pierwotnym projekcie [12]) grawitacja działa prostopadle, dzięki czemu moment zginający jest znacznie mniejszy. Jako warunek brzegowy przyjęto sztywne zamocowanie w miejscu łożyskowania wału stołu (rys. 5).

Analizując wyniki rozkładów naprężeń i przemieszczeń, stwierdzono, że konstrukcja stołu nie przekraczała warunku granicy plastyczności materiału (rys. 8a), jednak pod wpływem nałożonych na detal obciążeń zbyt mocno odchyłała się od położenia spoczynkowego (rys. 8b). Największe naprężenia występowały w miejscu nad górnym łożyskiem (rys. 8a) – powstał karb. Oznaczało to, że podczas obróbki ciężkiego detalu znajdującego się w położeniu nieosiowym stół zostanie „przechylony” względem osi kolumny, przez co obróbka będzie niedokładna. Odchylenie maksymalne wyniosło 0,241 mm (rys. 8b).

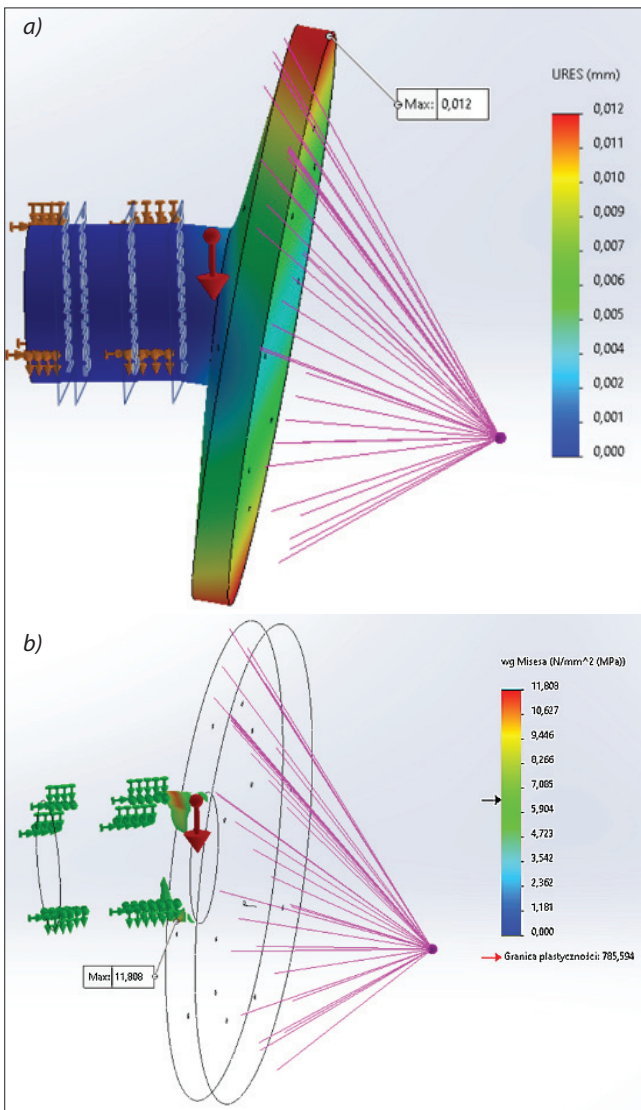


Fig. 9. Results of the numerical analysis of the rotary table structure, corrected version I: a) resultant displacements, b) isometric trimming – visible places with stresses above 6 MPa [11]

Rys. 9. Wyniki analizy numerycznej konstrukcji stołu obrotowego wersja poprawiona I: a) przemieszczenia wypadkowe, b) przycinanie izometryczne – widoczne miejsca z naprężeniami powyżej 6 MPa [11]

Pierwszym nasuwającym się pomysłem modernizacji było zwiększenie do 220 mm średnicy wału (z zachowaniem jego pełności), na którym spoczywała górna powierzchnia stołu. Kolejne symulacje numeryczne wykazały, że kierunek modernizacji jest prawidłowy. Wielkość przemieszczeń stołu została zredukowana o połowę do 0,012 mm, ale nie usunięto problemu koncentracji naprężeń w okolicach górnego łożyska (rys. 9) oraz zwiększyła się masa elementu.

Efektom obliczeń numerycznych była zmiana koncepcji konstrukcji stołu, dobór innego systemu napędu (silnika) oraz sposobu łożyskowania. Dalsza zmiana średnicy wału prowadziłaby tylko do niepotrzebnego zwiększenia masy detalu, a nie poprawiłaby w znaczący sposób sztywności konstrukcji.

Opierając się na powszechnych w przemyśle rozwiązaniach konstrukcyjnych [1,21], dodano żebra wzmacniające górną powierzchnię (płytę) stołu przy jednoczesnej redukcji jej grubości oraz zmniejszeniu odległości między łożyskiem górnym a płytą stołu. W efekcie zwiększono sztywność konstrukcji i zredukowano jej masę (rys. 10 i 11). W tym momencie przyjęto, że umiejscowienie silnika między płytą stołu a łożyskami jest nieprawidłowe. Zwiększał się wynikowy moment gnący poprzez wydłużenie długości ramienia. Ponadto naprężenia działające na bieżnię mogły uszkodzić silnik. Górne położenie silnika nie umożliwiało wyeliminowania karbu nad górnym łożyskowaniem.

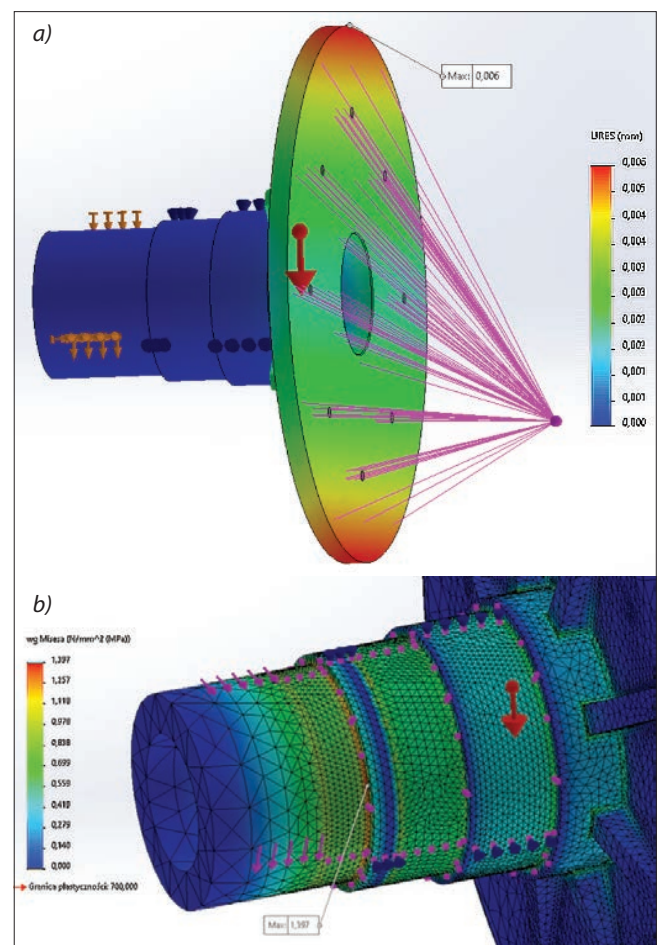


Fig. 10. Results of the numerical analysis of the rotary table structure – the final version: a) displacements, b) stresses [11]

Rys. 10. Wyniki analizy numerycznej konstrukcji stołu obrotowego – wersja ostateczna: a) przemieszczenia b) naprężenia [11]

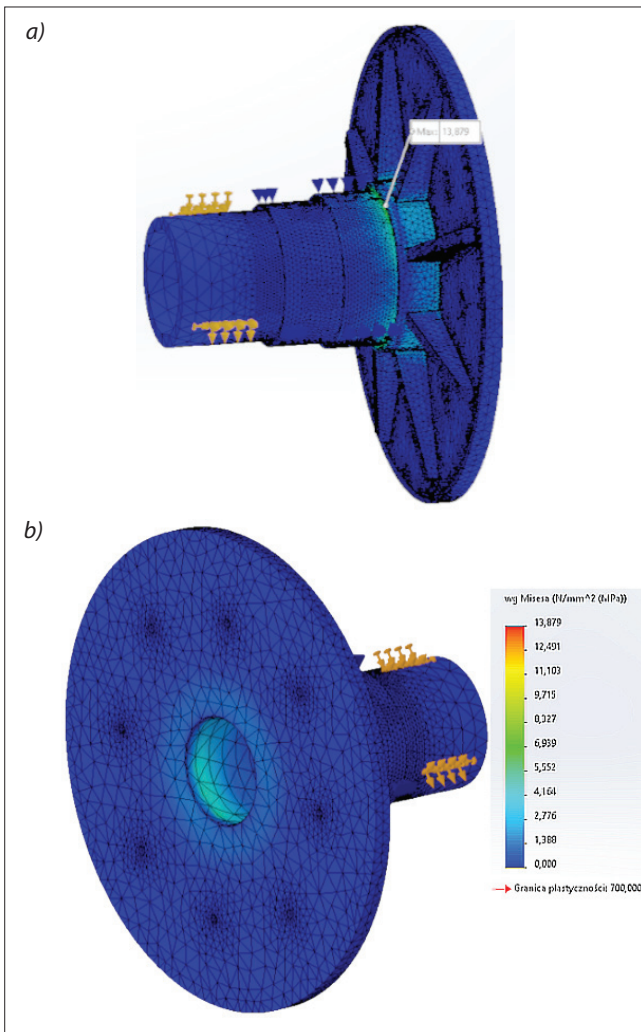


Fig. 11. The rebuilt rotary table structure – final version with its seating [11]

Rys. 11. Przebudowana konstrukcja stołu obrotowego – wersja ostateczna wraz z osadzeniem [11]

Wał podtrzymujący górną płytę stołu został całkowicie przeprojektowany (rys. 10). Po pierwsze zmieniono materiał, z którego został wykonany stół. Zastosowano stal konstrukcyjną maszynową 50CRMO4/1.7228 chromowo-molibdenową ( $E = 210$  GPa;  $\nu = 0,28$ ;  $R_m = 900 \div 1100$  MPa,  $R_e = 700$  MPa). Zgodnie z wynikami symulacji numerycznych i zasadami konstrukcji obowiązującymi w przemyśle obrabiarkowym [1, 21] wał stał się wałem stopniowym wydrążonym w środku o zmniejszających się średnicach zewnętrznych kolejnych stopni w kierunku podstawy. W efekcie zmniejszono wagę całego elementu oraz poprawiono jego właściwości wytrzymałościowe (rys. 10). Maksymalne przemieszczenie stołu zostało zredukowane do 0,006 mm (rys. 10a). Spowodowało to zmianę typów i rozmiarów łożysk. Po analizie parametrów katalogowych dostępnych na rynku łożysk oraz wykresów sił i naprężeń działających na konstrukcję wybrano łożyska firmy SKF. Dla górnego łożyskowania zastosowano łożysko skośne 305270 D (obciążenie statyczne 710 kN), a dla dolnego – łożysko promieniowe 61848 (obciążenie statyczne 150 kN) (rys. 11).

Zmiana konstrukcji stołu obrotowego, a zwłaszcza wału stopniowego wymusiła dobór nowego silnika. Po analizie dostępnych na rynku rozwiązań zastoso-

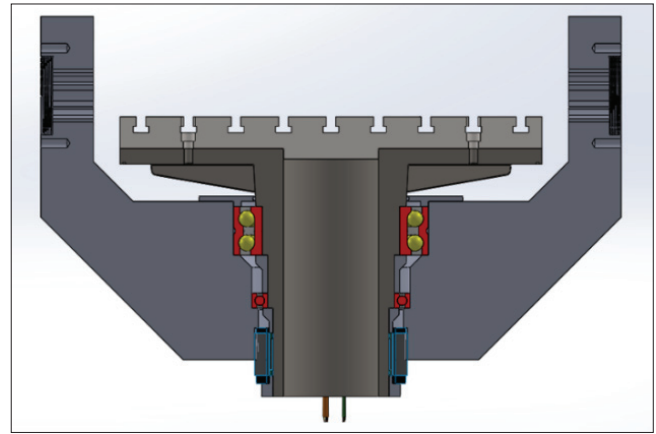


Fig. 12. Cross-section of the rebuilt rotary table structure – final version with its seating [11]

Rys. 12. Przekrój przebudowanej konstrukcji stołu obrotowego – wersja ostateczna wraz z jego osadzeniem [11]

wano silnik momentowy TECNOTION QTL-A 290-105. Odnaczał się on wysokim ciągłym momentem obrotowym 305 Nm i maksymalnym 778 Nm, a przy tym bardzo компактowymi wymiarami, i nie wymagał zastosowania sprzęgła. Było to rozwiązanie optymalne, ponieważ silnik był umieszczony na ruchomej kołysce.

Silnik został zamontowany w dolnej części wału, w gnieździe wykonanym w kołysce. Ułatwiło to jego mocowanie oraz umożliwiło jego obsługę bez zdejmowania stołu (dostęp z boku po obróceniu stołu w kołysce o  $90^\circ$ ). Stator silnika był montowany na wcisk w gnieździe kołyski obrotowej. Rotor został dodatkowo usztywniony poprzez docisk nakrętki zabezpieczającej (rys. 12).

Ostatnim etapem analizy numerycznej stołu frezarki było sprawdzenie poprawności konstrukcji nakładanego stołu montażowego z rowkami teowymi. Liczba wykrytych dotychczas błędów konstrukcyjnych wymusiła sprawdzenie nawet tego, wydawałoby się oczywistego i prostego do zaprojektowania elementu.

Norma [5] określa parametry geometryczne rowków. Nakładka została wykonana ze stali C45/1.0503 ( $E = 210$  GPa;  $\nu = 0,28$ ;  $R_m = 750$  MPa;  $R_e = 580$  MPa) z rowkami teowymi o szerokości 18 mm. Z powodu nieuwzględnienia w pierwotnym projekcie skrajnego położenia stołu w trakcie obróbki obliczenia wykazały, że do montażu nakładki do stołu wystarczą cztery śruby M10. Ponadto nakładka miała płaską powierzchnię styku ze stołem. Po wykonaniu obliczeń sprawdzających w położeniu prostopadłym stołu wykazano, że zgodnie z warunkiem ścinania [21] do mocowania nakładki do stołu wymagane było sześć śrub o minimalnej średnicy  $\varnothing 16$  mm. Biorąc pod uwagę współczynnik bezpieczeństwa oraz dynamikę procesu obróbki, dobrano osiem śrub M16 w klasie 10.9 [15]. Dodatkowo nakładka została wyposażona w specjalny zamek (czop) o średnicy  $\varnothing 180$  mm i wysokości 20 mm, łączący ją ze stołem (rys. 13). W stole wykonano gniazdo, w którym na lekki wcisk osadzana była nakładka z rowkami teowymi. Przeprowadzone obliczenia numeryczne potwierdziły prawidłowość obliczeń oraz zaproponowanych zmian konstrukcyjnych (rys. 13). Mocowanie nakładki z rowkami teowymi jest bezpieczne w każdym położeniu stołu względem kołyski.

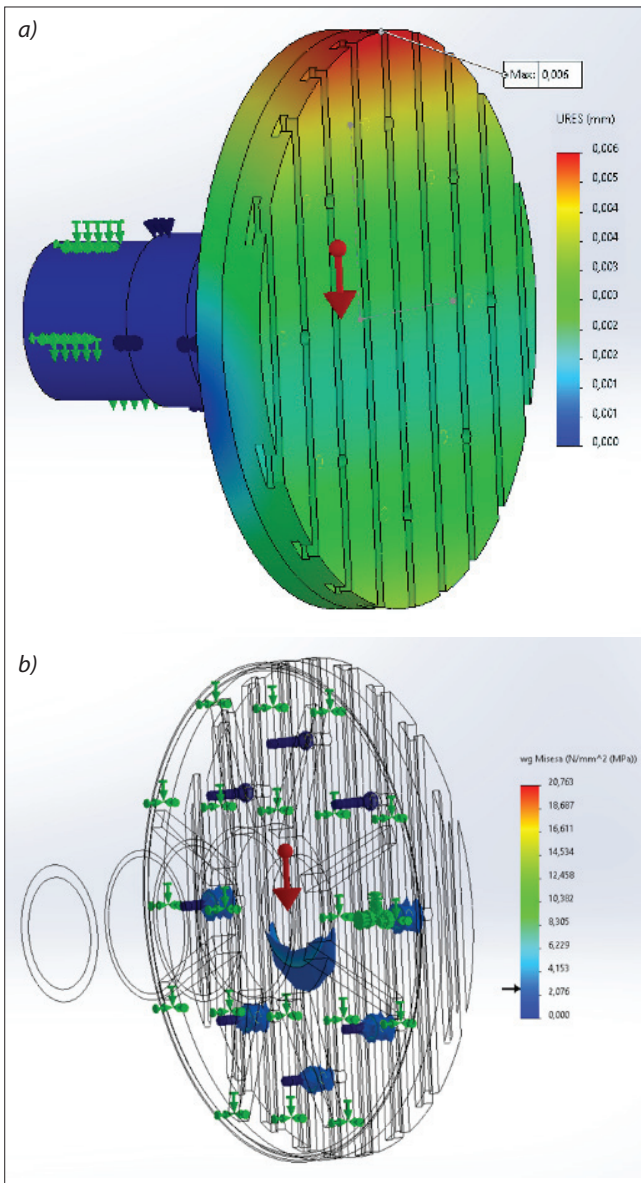


Fig. 13. Results of the numerical analysis of the rotary table structure with an overlay with T-slots – version II (final): a) resultant displacements, b) Mises stresses acting on bolts [11]

Rys. 13. Wyniki analizy numerycznej konstrukcji stołu obrotowego z nałożoną nakładką z rowkami teowymi – wersja II (ostateczna): a) przemieszczenia wypadkowe, b) naprężenia według Misesa działające na śruby [11]

## Podsumowanie i wnioski

Programy CAD/CAE są potężnym narzędziem w rękach doświadczonego inżyniera. Odczuwalnie zmniejszają koszty projektowania konstrukcji, eliminując potrzebę wielokrotnego, bardzo drogiego budowania i testowania rzeczywistych prototypów. Wynikiem badań optymalizacyjnych konstrukcji jest detal, którego pojedynczy prototyp jest podstawą do weryfikacji poprawności obliczeń numerycznych.

Przedstawiony stół koncepcyjnej ciężkiej frezarki został przebadany i przekonstruowany. Mimo zaangażowania grupy studentów i pracowników uczelni ogrom pracy przy projektowaniu obrabiarki umożliwił optymalizację wszystkich jej podzespołów [12]. Błędy i braki w pierwotnym projekcie stały się punktem wyjścia dla kolejnych prac badawczych, skupiających się na wybranych detalach [11]. Efekt końcowy diametralnie odbiegał od pierwotnego projektu (rys. 14).

Wykorzystując możliwości oprogramowania CAD/CAE, przebadano wiele koncepcji przebudowy konstrukcji, a wyniki obliczeń pozwoliły na wybranie optymalnego rozwiązania:

- zmianę konstrukcji wału z pełnej na wał stopniowy z otworem przelotowym, połączoną z weryfikacją najbardziej optymalnej jego średnicy zewnętrznej i wewnętrznej (grubości ściany),
- dobór prawidłowych materiałów na elementy stołu ze sprawdzeniem naprężeń według Misesa w miejscach ich koncentracji,
- zredukowanie masy stołu z około 300 kg do 228 kg, z jednoczesną poprawą jego wytrzymałości,
- zmniejszenie maksymalnego odkształcenia konstrukcji z 0,241 mm do 0,006 mm w niewralgicznym, prostopadłym do wrzeciona ustawieniu stołu,
- wyeliminowanie karbu przez zmianę sposobu napędu stołu z górnego na dolny,
- weryfikację i prawidłowy dobór łożysk oraz silnika napędzającego stół,
- poprawienie konstrukcji stołu teowego z weryfikacją naprężeń ścinających na śrubach mocujących nakładkę do stołu.

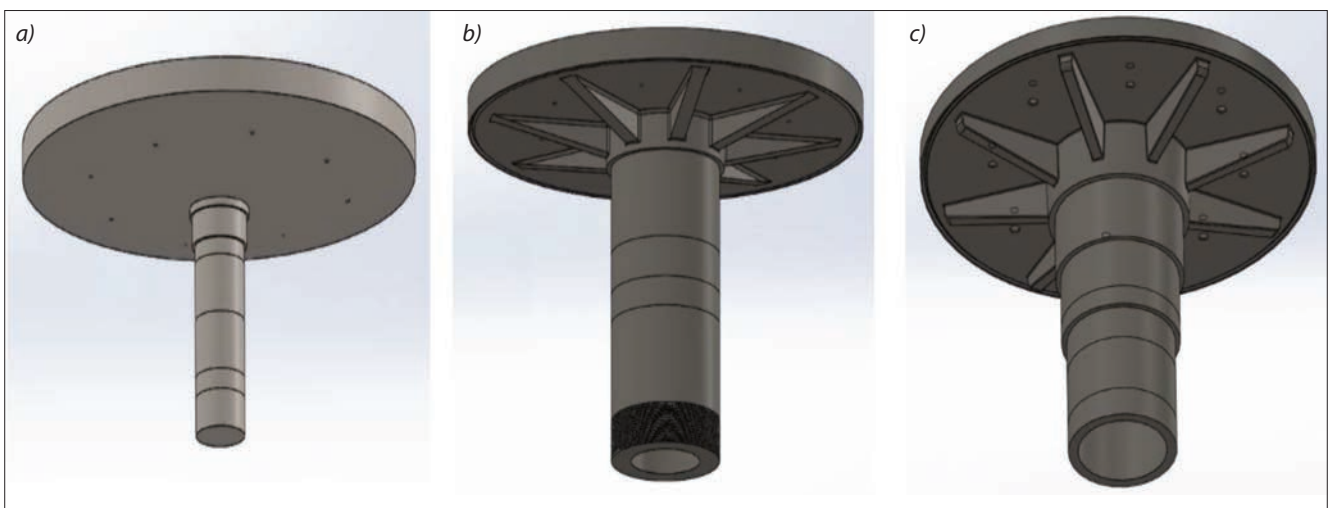


Fig. 14. Evolution of the table structure of a heavy milling machine: a) the original version, b) one of the conceptual models, c) the final version [11]

Rys. 14. Evolucja konstrukcji stołu frezarki ciężkiej: a) wersja pierwotna, b) jeden z modeli koncepcyjnych, c) wersja ostateczna [11]

Wykonane statyczne obliczenia stołu nie uwzględniały zjawisk dynamicznych zachodzących w trakcie obróbki detali na frezarce. Zostały one zastąpione przyjętym, bardzo wysokim współczynnikiem bezpieczeństwa wynoszącym 3. Symulacja dynamiki procesu skrawania jest bardzo trudna. Praktycznie niemożliwe jest określenie wszystkich sił działających na układ OUPN (obrabiarka–uchwyt–przedmiot–narzędzie) w trakcie pracy frezarki. Ich wielkość, źródła oraz wpływ na poszczególne elementy zmieniają się w czasie i są bardzo trudne do zdefiniowania w oprogramowaniu CAD/CAE. Wszystkie dotychczasowe obliczenia numeryczne opierały na wykorzystaniu modeli uproszczonych [1, 7, 9, 17].

#### LITERATURA

- [1] Bartczak S., Brock M. „Projektowanie obrabiarek. Materiały pomocnicze”. Cz. I. Poznań: WPP (2001).
- [2] Boral P., Nieszporek T., Gołębski R. “The Welded CNC Machine Tool Frame. MATEC Web of Conferences”. XXII Slovak-Polish Scientific Conference Machine Modelling and Simulations (MMS 2017). Sklene Teplice, Słowacja (2017).
- [3] Boral P. “The Design of the CNC Milling Machine, MATEC Web of Conferences”. XXIII Polish-Slovak Scientific Conference Machine Modelling and Simulations (MMS 2018). Rydzyna, Polska (2018).
- [4] Dacko M., Borkowski W., Dobrociński S., Niezgodna T., Wiczorek M. „Metoda Elementów Skończonych w mechanice konstrukcji”. Warszawa: Arkady (1994).
- [5] DIN 650:1989 – Wymiary rowków teowych.
- [6] DMG Mori. „Katalog obrabiarek”. Pleszew: DMG Mori (2021).
- [7] Domański J. „SolidWorks 2020. Projektowanie maszyny i konstrukcji. Praktyczne przykłady”. Gliwice: Helion (2020).
- [8] Domański J. „SolidWorks Simulation 2020. Statyczna analiza wytrzymałościowa”. Gliwice: Helion (2020).
- [9] Honczarenko J. „Obrabiarki sterowane numerycznie”. Warszawa: WNT (2001, 2008).
- [10] Kimla. “CNC Milling Machines. Katalog”. Częstochowa: Kimla (2022).
- [11] Krawczyk D. „Optymalizacja konstrukcji kołyski i stołu obrotowego frezarki pięcioosiowej”. Praca magisterska pod opieką naukową A. Piotrowskiego. Częstochowa (2020). Politechnika Częstochowska.
- [12] Laroche N. „Five-axis CNC milling machine. Project report”. Projekt pod opieką naukową A. Piotrowskiego. Częstochowa (2019). Politechnika Częstochowska.
- [13] PN-EN 1561:2021 – Odlewnictwo – Żeliwo szare.
- [14] PN-EN 10025-1:2007 – Wyroby walcowane na gorąco ze stali konstrukcyjnych.
- [15] PN-EN ISO 4762:2006 – Śruby z łbem walcowym z gniazdem sześciokątnym.
- [16] Rakowski G., Kacprzyk Z. „Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji”. Warszawa: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej (2016).
- [17] Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T. „Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych”. Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej (2000).
- [18] SKF. „Katalog łożysk”. SKF (2022).
- [19] SolidWorks 2020. Dokumentacja programu. 2020.
- [20] Tran P. „SOLIDWORKS 2020 Intermediate Skills”. CSWE, CSWI (2019).
- [21] Wrotny L. „Podstawy konstrukcji obrabiarek”. Warszawa: WNT (1973). ■