

**ZACHODNIOPOMORSKI UNIWERSYTET TECHNOLOGICZNY
W SZCZECINIE**

**WYDZIAŁ INŻYNIERII MECHANICZNEJ I MECHATRONIKI
INSTYTUT TECHNOLOGII MECHANICZNEJ**

mgr inż. Michał Dolata

ROZPRAWA DOKTORSKA

**MODEL ZASTĘPCZY MECHANIZMU ŚRUBOWO-
TOCZNEGO I JEGO WERYFIKACJA
DOŚWIADCZALNA**

Promotor:
dr hab. inż. Daniel Jastrzębski

Szczecin 2015

Pragnę podziękować wszystkim osobom wspierającym mnie
w dążeniu do osiągnięcia stopnia naukowego doktora.

Dziękuję mojemu promotorowi doktorowi
Danielowi Jastrzębskiemu za namówienie mnie
na rozpoczęcie studiów doktoranckich oraz pomoc
w całym toku prac związanych z doktoratem.

Składam serdeczne podziękowania Panu profesorowi
Grzegorzowi Szwegierowi za ogrom przekazanej mi wiedzy
oraz pomoc, której mi nigdy nie odmówił.

Pragnę podziękować doktorowi Piotrowi Pawelko
oraz doktorowi Pawłowi Majdzie za pomoc w przygotowaniu
badań doświadczalnych oraz opracowaniu ich wyników.

Przede wszystkim dziękuję mojej Żonie Agnieszce
za cierpliwość i ogromne wsparcie, którego mi udzieliła.

Spis treści

1. Wprowadzenie.....	4
1.1 Zastosowanie mechanizmów śrubowo-tocznych.....	6
1.2 Budowa mechanizmów śrubowo-tocznych	11
1.3 Dobór mechanizmów śrubowo-tocznych	18
2. Analiza stanu zagadnienia.....	22
3. Cel i zakres.....	46
4. Modelowanie statycznego oddziaływania śruby z nakrętką	48
4.1 Metoda modelowania współpracy kulki z bieżniami	48
4.2 Metoda wyznaczania połączeń punktów styku kulek z bieżniami	50
4.3 Modelowanie metodą sztywnych elementów skończonych	58
4.4 Modelowanie metodą odkształcalnych elementów skończonych.....	59
4.5 Opracowanie modelu hybrydowego	60
4.6 Porównanie wyników obliczeń wariantów modeli.....	62
4.7 Metoda wyznaczania parametrów elementów kontaktowych	65
5. Badania doświadczalne mechanizmów śrubowo-tocznych	69
5.1 Metoda badań doświadczalnych mechanizmów śrubowo-tocznych	69
5.2 Stanowisko do badań doświadczalnych mechanizmów śrubowo-tocznych.....	69
5.3 Badania doświadczalne mechanizmów śrubowo-tocznych	75
5.4 Wyniki badań doświadczalnych	79
5.5 Analiza niepewności pomiarowych	85
6. Porównanie wyników badań doświadczalnych z wynikami obliczeń	90
7. Model zastępczy mechanizmu śrubowo-tocznego.....	97
8. Zastosowanie modelu zastępczego w praktyce inżynierskiej	106
9. Podsumowanie	114
Bibliografia.....	116
Wykaz rysunków	123
Wykaz tabel	128

1. Wprowadzenie

Obecnie w budowie maszyn coraz powszechniej stosowane są modułowe komponenty konstrukcyjne wytwarzane przez wyspecjalizowanych producentów. Z komponentów tych zestawia się zespoły i podzespoły realizujące określone funkcje projektowanego urządzenia. Stosowanie tych komponentów nie tylko ułatwia proces projektowania, ale przede wszystkim znacznie usprawnia produkcję współczesnych maszyn.

Ze względu na wymagania użytkowe stawiane obrabiarkom skrawającym, a w szczególności na szeroko rozumianą dokładność obróbki, stosowanie w ich budowie gotowych komponentów konstrukcyjnych wywołuje wiele problemów związanych z prawidłowym ich doбором. W praktyce przemysłowej niejednokrotnie o zastosowaniu konkretnego podzespołu decyduje tak zwane „doświadczenie inżynierskie”, jednak często działanie to ma charakter subiektywny. Za pewną obiektywizację tych doborów można uznać korzystanie z doświadczeń własnych producentów obrabiarek, w tych sytuacjach najczęściej stosowane są tak zwane „komponenty sprawdzone”. Za takie uważa się te, które zostały już wcześniej użyte i spełniły stawiane im wymagania. Biorąc jednak pod uwagę nieustanny rozwój tych komponentów, liczbę ich producentów, a także oferowany asortyment wyrobów o bardzo zróżnicowanych parametrach i właściwościach niemożliwym wydaje się optymalny dobór dokonywany jedynie w oparciu o „doświadczenie inżynierskie” lub „komponenty sprawdzone”. W celu weryfikacji przyjętych rozwiązań konstrukcyjnych budowane są kosztowne prototypy, których badania pozwalają na ujawnianie realnych właściwości czy cech użytkowych maszyn. Jeżeli ocena uzyskanych z badań prototypów wyników nie spełnia założonych wymagań projektowych, to poszukuje się lepszych rozwiązań modyfikując konstrukcje prototypową. Istotne zmiany w konstrukcji prototypu na ogół powodują konieczność opracowywania i budowy kolejnej prototypowej wersji urządzenia. Często działania takie przybierają charakter iteracyjny, przy czym liczba iteracji znacząco wpływa na koszty jak i czas opracowania samego projektu, a tym samym wprowadzenia produktu na rynek. Istotnej poprawy w zmniejszeniu liczby kroków iteracyjnych obszarze działań prototypowych można się spodziewać po wprowadzeniu do procesu projektowania metod symulacji komputerowych. Za działania służące obiektywizacji decyzji projektowych, także w zakresie doboru modułowych komponentów konstrukcyjnych, można uznać wiarygodnie przeprowadzone symulacje komputerowe umożliwiające prognozowanie właściwości projektowanego

obiekту. Prognozowanie właściwości obrabiarek nabiera szczególnego znaczenia w projektowaniu urządzeń o nowych cechach konstrukcyjnych lub użytkowych.

W ogólności przed konstruktorem staje problem wyboru konkretnego komponentu z bardzo licznego zbioru dostępnych, przy czym powinien on dążyć do spełniania często dość rozbieżnych wymagań projektowych. Racjonalny charakter tych prac wymaga posiadania wiedzy obejmującej między innymi znajomość właściwości poszczególnych komponentów. Najczęściej podstawowymi źródłami tej wiedzy są informacje dostarczane przez producentów komponentów lub rzadziej doświadczenia własne konstruktora. Zwykle ta wiedza jest jednak niewystarczająca do tego, aby móc w sposób wiarygodny prognozować właściwości i cechy użytkowe nowoprojektowanej maszyny. Scharakteryzowany stan skłania do opinii o konieczności poszukiwania metod pozyskiwania informacji zarówno o właściwościach samych komponentów konstrukcyjnych, jak i całych maszyn, w których je zastosowano. Działania te powinny być ukierunkowane nie tylko na rozwój metod modelowania całych układów konstrukcyjnych obrabiarek, ale przede wszystkim na opracowaniu wiarygodnych metody modelowania i badań doświadczalnych pojedynczych komponentów modułowych.

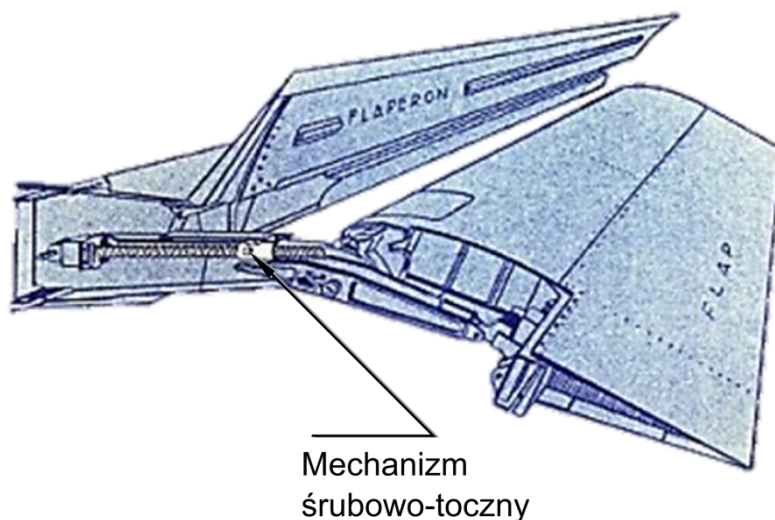
Ze względów funkcjonalnych można uznać, że jednym z ważniejszych komponentów konstrukcyjnych stosowanych we współczesnych obrabiarkach jest przekładnia śrubowa. Jest ona włączana w łańcuch napędowy posuwu zespołów roboczych obrabiarki. Jej zadaniem jest zamiana ruchu obrotowego wału silnika napędu posuwu na ruch liniowy zespołu roboczego. Współczesne rozwiązania konstrukcyjne realizujące tę funkcję bazują na wcześniej stosowanych ślizgowych przekładniach śrubowych. W przekładniach tych zamiana ruchu obrotowego śruby na ruch liniowy nakrętki (lub odwrotnie) była wynikiem bezpośredniego oddziaływania zwojów śruby na zwoje nakrętki. Podstawową wadą tego rozwiązania jest występowanie tarcia ślizgowego na bezpośrednio stykających się powierzchniach gwintów. Dążąc do poprawy właściwości i cech użytkowych takich przekładni odseparowuje się powierzchnie gwintów elementami tocznymi, uzyskując zamianę tarcia ślizgowego na toczne, pomysł ten pochodzi z końca XIX wieku. Jednak możliwości techniczne produkcji przekładni tocznych z układem recyrkulacji pojawiły się dopiero w połowie XX wieku [73]. Zastosowanie rozwiązań, w których tarcie ślizgowe zastąpiono tocznym przyniosło znaczną poprawę sprawności przekładni, która w przypadku rozwiązania poprzedniego wynosiła około 50%, obecnie jest to 70-90% w zależności od stopnia napięcia wstępnego [13, 73, 80]. Obecnie tego typu rozwiązania,

zwane mechanizmami (lub przekładniami) śrubowo-tocznymi, są stosowane powszechnie [3, 11, 42, 43, 60, 66, 74, 75, 88].

1.1 Zastosowanie mechanizmów śrubowo-toczných

Mechanizmy śrubowo-toczne znalazły zastosowanie w wielu dziedzinach techniki między innymi w przemyśle lotniczym, motoryzacyjnym, kosmicznym, transportowym oraz w robotyce. Kilka spektakularnych zastosowań przedstawiono na rys. 1.1 ÷ 1.10.

Przemysł lotniczy, a zwłaszcza kosmiczny dość łatwo przyswaja nowoczesne rozwiązania techniczne stąd najwcześniej na szeroką skalę stosowano w nich mechanizmy śrubowo-toczne. Obecnie w wielu statkach powietrznych przekładnie te stosowane są między innymi, do poruszania elementów sterujących lotem (rys. 1.1) a także innych elementów takich jak wysuwane podwozia (rys. 1.2).



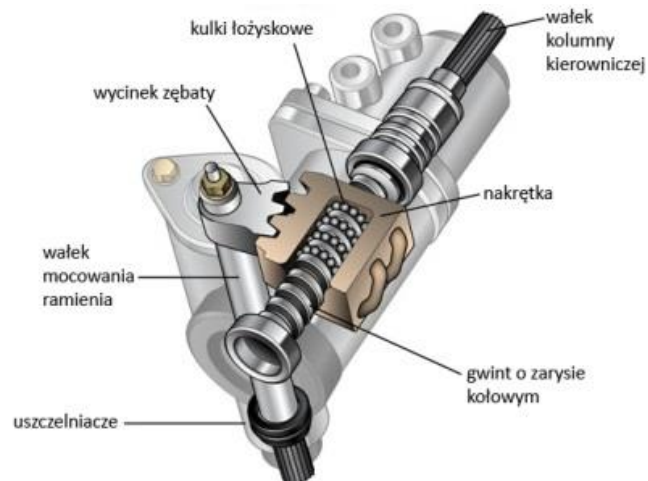
Rys. 1.1 Zastosowanie mechanizmu śrubowo-tocznego do poruszania kłap w samolocie [69]

W tym zastosowaniu decydującymi cechami tych przekładni jest możliwość pracy ze względnie dużymi prędkościami i przyspieszeniami – niezbędnymi do sprawnego sterowania statkiem powietrznym. Współczesne mechanizmy wykazują także odporność na działanie niesprzyjających czynników zewnętrznych takich jak wilgoć, niska czy wysoka temperatura. Charakteryzują się również wysoką niezawodnością, co jest szczególnie istotne w opisywanym zastosowaniu.

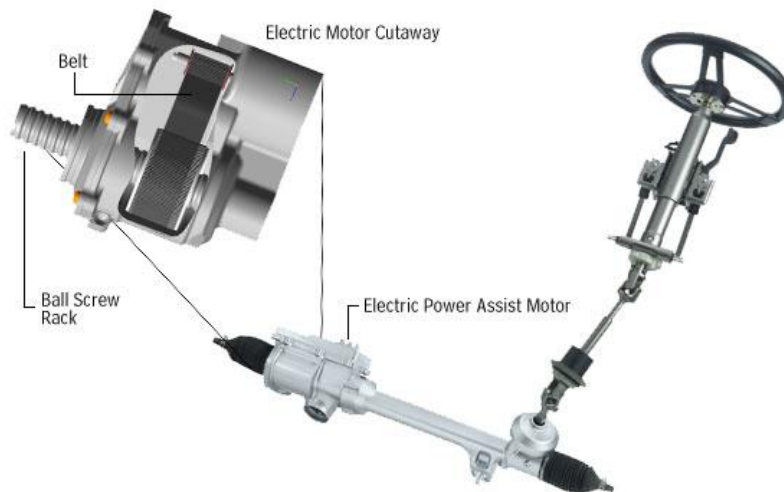


Rys. 1.2 Przednia część podwozia nowoczesnego samolotu pasażerskiego [48]

Kolejnym obszarem zastosowań mechanizmów śrubowo-tocznych jest przemysł samochodowy. W przekładniach kierowniczych większości współczesnych pojazdów samochodowych stosowane są, jako główny mechanizm zamieniający ruch obrotowy kierownicy na ruch liniowy zębniaka (rys. 1.3). Tę samą funkcję pełnią w nowoczesnych układach elektrycznego wspomagania kierownicy (rys. 1.4).

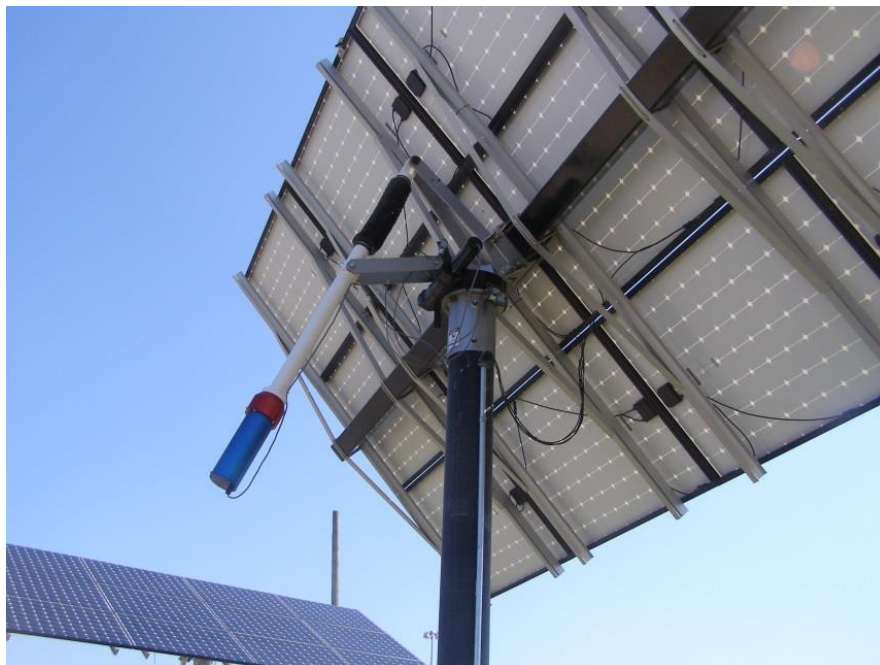


Rys. 1.3 Przykład zastosowania mechanizmu śrubowo-tocznego w przekładni kierowniczej pojazdu samochodowego [83]



Rys. 1.4 Przykład zastosowania mechanizmu śrubowo-tocznego w elektrycznie wspomaganiej przekładni kierowniczej pojazdu samochodowego [55]

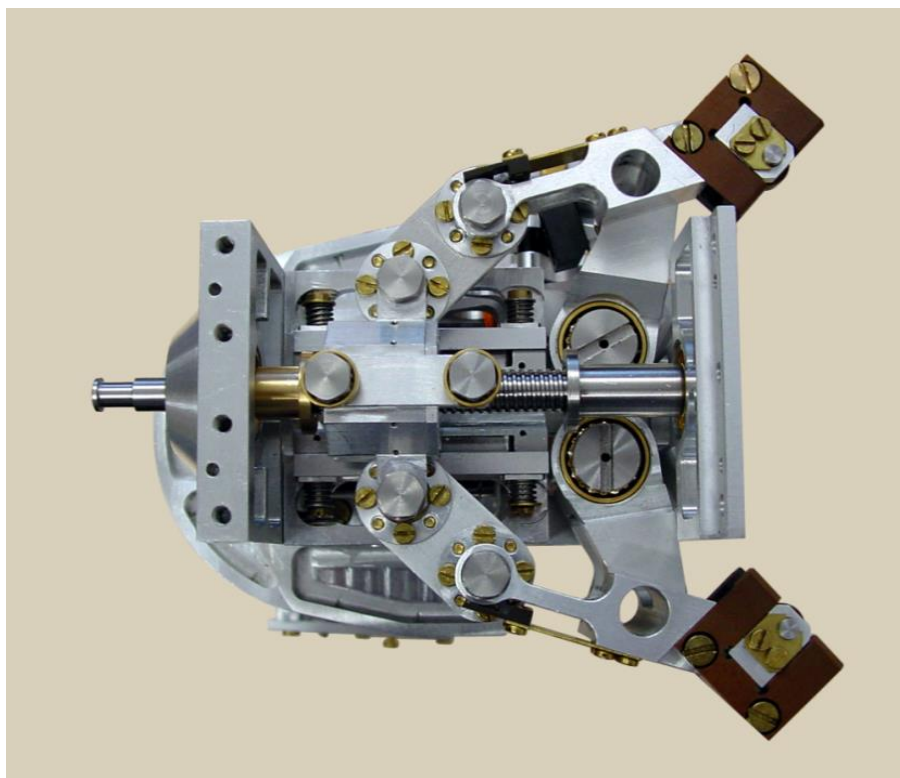
W rozwiązaniach technicznych wymagających uzyskania precyzyjnego przemieszczenia liniowego przekładnie śrubowo-toczone są niezastąpione. W połączeniu z relatywnie tanimi silnikami elektrycznymi umożliwiają efektywnie zamieniać ruch obrotowy na liniowy. Na rys. 1.5 przedstawiono przykład zastosowania tego mechanizmu w urządzeniu umożliwiającym nadanie ruchu nadążnego (zgodnie z ekliptyką słońca) panelom ogniw fotowoltaicznych.



Rys. 1.5 Zastosowanie mechanizmu śrubowo-tocznego w systemie sterowania położeniem baterii słonecznej [47]

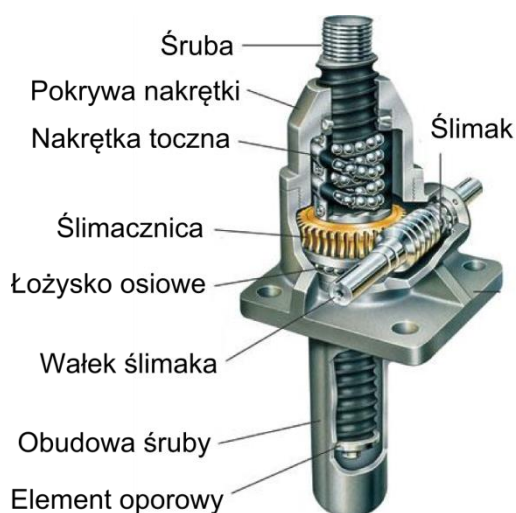
Mechanizmy śrubowo-toczone szeroko stosowane są także w robotyce. Przykładowo, na rys. 1.6 przedstawiono zastosowanie przekładni do poruszania szczęk chwytaka

opracowanego w ramach projektu „Lucifer” realizowanego w Instytucie Maxa Plancka [61].



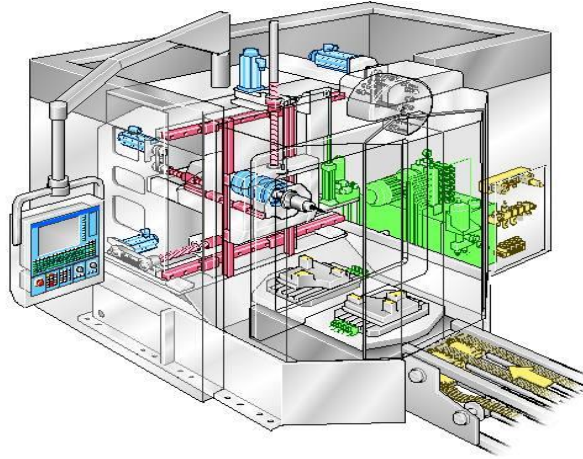
Rys. 1.6 Chwytnik wyposażony w mechanizm śrubowo-toczny – projekt Lucifer [61]

W podnośnikach śrubowych stosowane są mechanizmy śrubowo-toczne z odmiennym od typowego rozłożeniem ruchów między śrubą a nakrętką. Na rys. 1.7 przedstawiono przykład konstrukcji takiego podnośnika. Wałek napędzający porusza ślimakiem, który przez ślimacznicę przenosi ruch obrotowy na nakrętkę, ta nie mogąc przesuwac się liniowo wzdłuż osi mechanizmu nadaje ruch liniowy nieobrotowej śrubie.

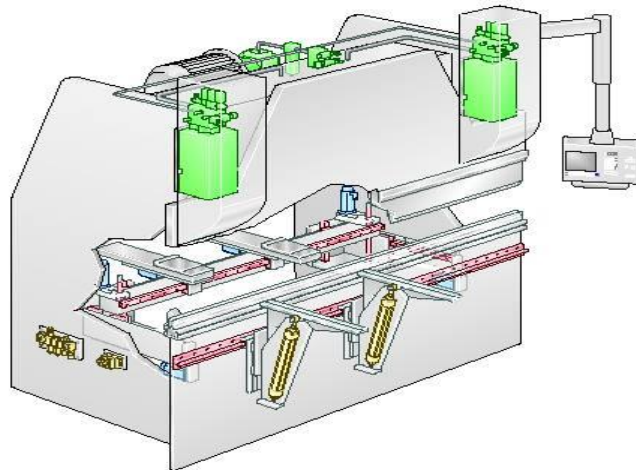


Rys. 1.7 Podnośnik śrubowy wyposażony w mechanizm śrubowo-toczny [23]

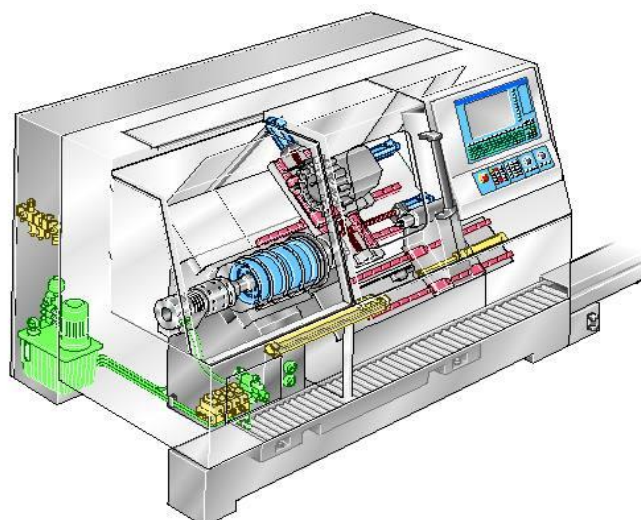
Szczególnym, ze względu na stawiane wymagania, odbiorcą przekładni śrubowotocznych jest przemysł obrabiarkowy. Mechanizmy te stosuje się w praktycznie wszystkich rodzajach maszyn technologicznych. Przykłady zastosowań przedstawiono na rys. 1.8 ÷ 1.10.



Rys. 1.8 Centrum frezarskie [13]



Rys. 1.9 Prasa krawędziowa [13]

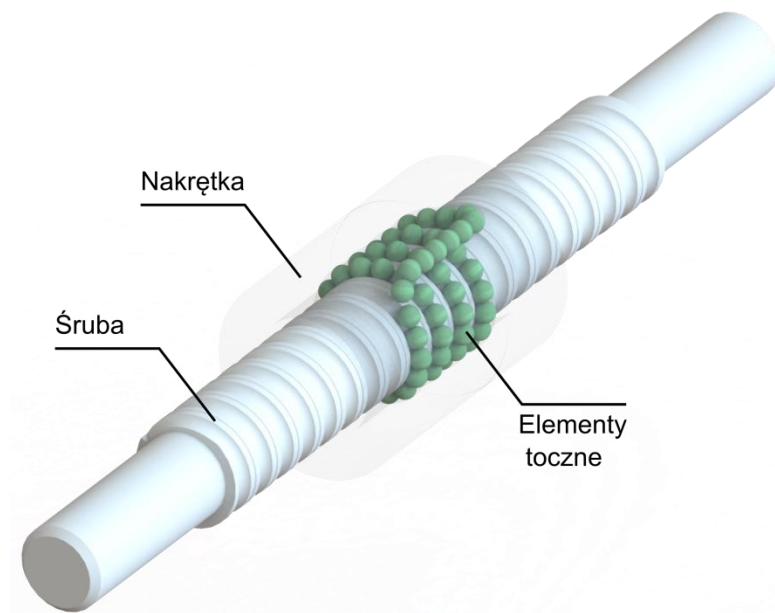


Rys. 1.10 Tokarka [13]

Scharakteryzowany obszar zastosowań mechanizmów śrubowo-tocznych wskazuje na różnorodność przeznaczeń tych mechanizmów, co determinuje zakres stawianych im wymagań użytkowych. W poszczególnych obszarach zastosowań, od rozpatrywanych mechanizmów, oczekiwane są odmienne właściwości i cechy użytkowe. O ile w wielu obszarach zastosowań najważniejszymi cechami są wysoka sprawność, niezawodność czy możliwość uzyskiwania dużych prędkości i przyspieszeń, to w maszynach technologicznych dodatkowym wymaganiem jest odporność na odkształcenia. Informacja o sztywności podzespołu ma istotne znaczenie w projektowaniu całych maszyn technologicznych w szczególności ich układów nośnych. Stąd, szeroko rozumiana problematyka wyznaczania sztywności mechanizmów śrubowo-tocznych stanowi główny wątek niniejszej pracy.

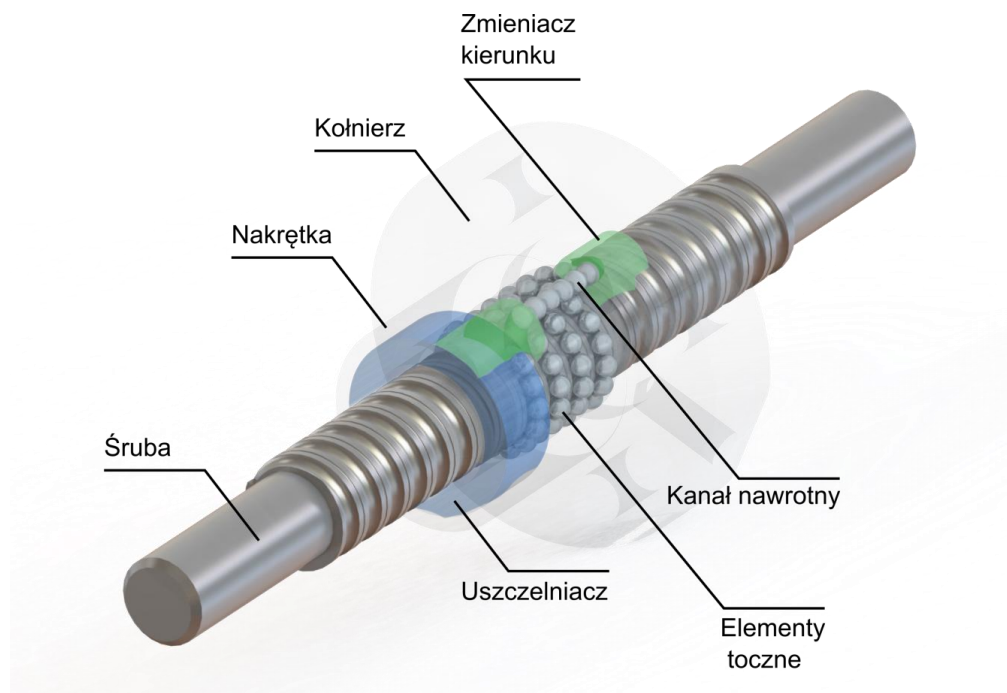
1.2 Budowa mechanizmów śrubowo-tocznych

W typowym mechanizmie śrubowo-tocznym wyodrębnić można trzy podstawowe składniki [37]: śrubę, nakrętkę oraz sztyk elementów tocznych. Pomimo dużej różnorodności konstrukcyjnej mechanizmów śrubowo-tocznych składniki te wchodzi w skład każdego mechanizmu bez względu na jego typ czy przeznaczenie. Poglądowo, podstawowe składniki mechanizmu śrubowo-tocznego przedstawiono na rys. 1.11.



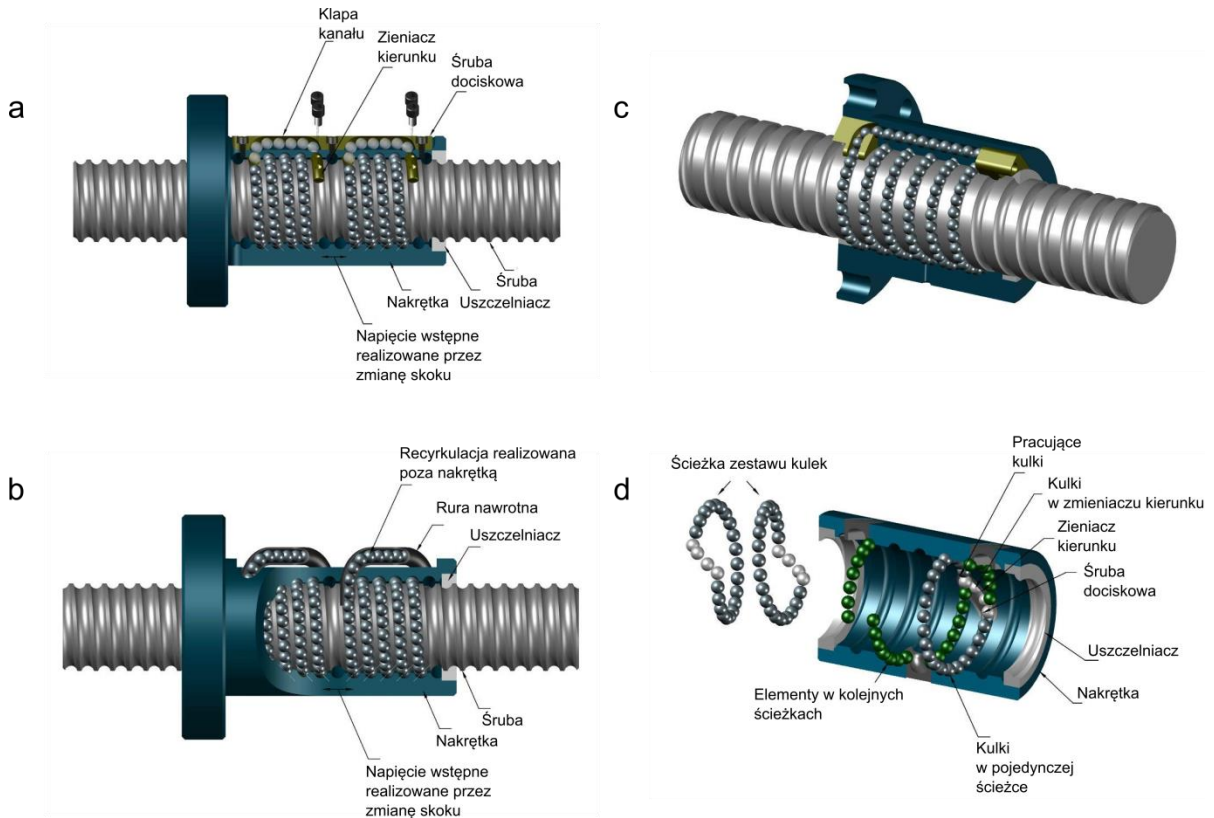
Rys. 1.11 Podstawowe składniki mechanizmu śrubowo-tocznego

W rzeczywistości budowa konkretnego mechanizmu śrubowo-tocznego jest bardziej skomplikowana. Najczęściej w jego konstrukcji występować może szereg dodatkowych elementów niezbędnych do jego prawidłowego działania. Przykładowo, konstrukcję takiego mechanizmu przedstawiono na rys. 1.12.



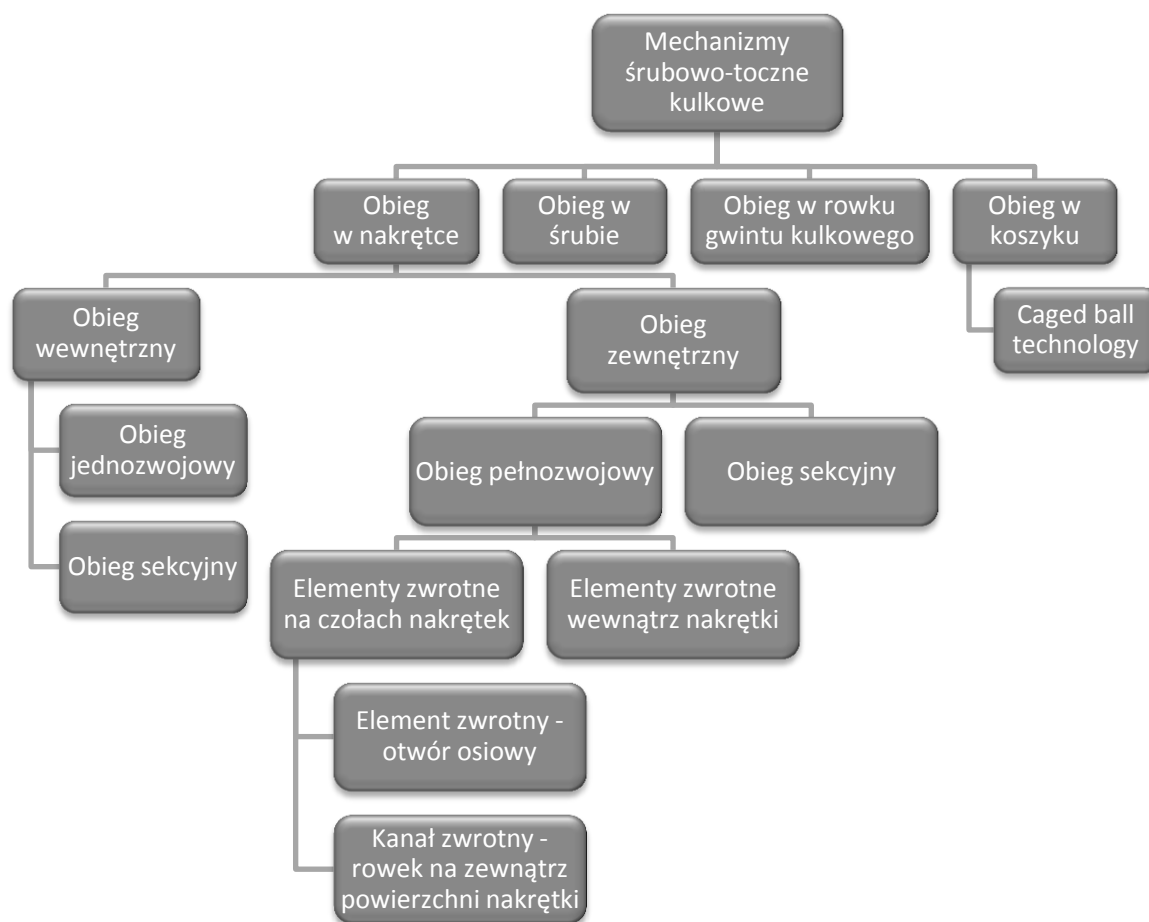
Rys. 1.12 Budowa mechanizmu śrubowo-tocznego uzupełniona o funkcjonalnie niezbędne elementy konstrukcyjne

Elementem umożliwiającym zamocowanie nakrętki do właściwego zespołu maszyny jest kołnierz. W większości rozwiązań element ten stanowi integralny fragment nakrętki tworząc z nią jedną część, spotyka się rozwiązania gdzie jest on osobną częścią zamocowaną bezpośrednio do nakrętki. Elementy toczne (kulki) krążą w obiegach zamkniętych umożliwiając pracę nakrętki na całej długości uzwojenia śruby. Zmieniacz kierunku ruchu kulek umożliwia powrót tych elementów do czynnego obiegu mechanizmu. Rozwiązania konstrukcyjne zmieniaczy kierunku mogą być bardzo zróżnicowane w zależności od technologii stosowanej przez producenta lub przeznaczenia mechanizmu [8, 13, 14, 30, 37, 38, 73, 80]. Przykładowe rozwiązania konstrukcyjne systemów biernego obiegu kulek w przekładniach śrubowo-tocznych przedstawione zostały na rys. 1.13. Różne typy obiegów kulek pociągają za sobą odmienną budowę nakrętek. Zwykle sposób realizowania nawrotu związany był z kosztem jego wykonania, gdzie obiegi zewnętrzne (rys. 1.13 a oraz 1.13 b) pozwalały na łatwiejsze, a co za tym idzie tańsze wykonanie komponentu. Kiedy jednak przesłanki technologiczne przestały odgrywać podstawową rolę, co związane było z rozwojem nowoczesnych technik obróbki, zastosowano obiegi wewnętrzne. Obiegi te realizowane były najczęściej przy użyciu dodatkowych elementów, których zadaniem była zmiana kierunku ruchu kulek – wyprowadzenie ich z obiegu czynnego, a wprowadzenie do kanału nawrotnego. Nie tylko koszty wykonania są istotne, jak pokazują badania [15] sposób zmiany kierunku ruchu kulek, a właściwie kąt pod jakim kulki uderzają w elementy nawrotowe ma znaczenie dla trwałości mechanizmu śrubowo-tocznego.



Rys. 1.13 Przykładowe rozwiązania konstrukcyjne systemu obiegu biernych kulek: a – obieg wewnętrzny z rurą nawrotną, b – obieg zewnętrzny z rurą nawrotną, c – obieg wewnętrzny ze zmieniaczem kierunku, d – obieg wewnętrzny jednozwojowy [8]

W zależności od rodzaju mechanizmu możliwe jest występowanie uszczelnień zapobiegających dostawaniu się zanieczyszczeń do wnętrza przekładni [13,14,30,80]. Na rys. 1.14 przedstawiono klasyfikację mechanizmów śrubowo-tocznych ze względu na zastosowane w nich rozwiązania konstrukcyjne, zgodnie z podziałem dokonany przez Sobolewskiego [73].

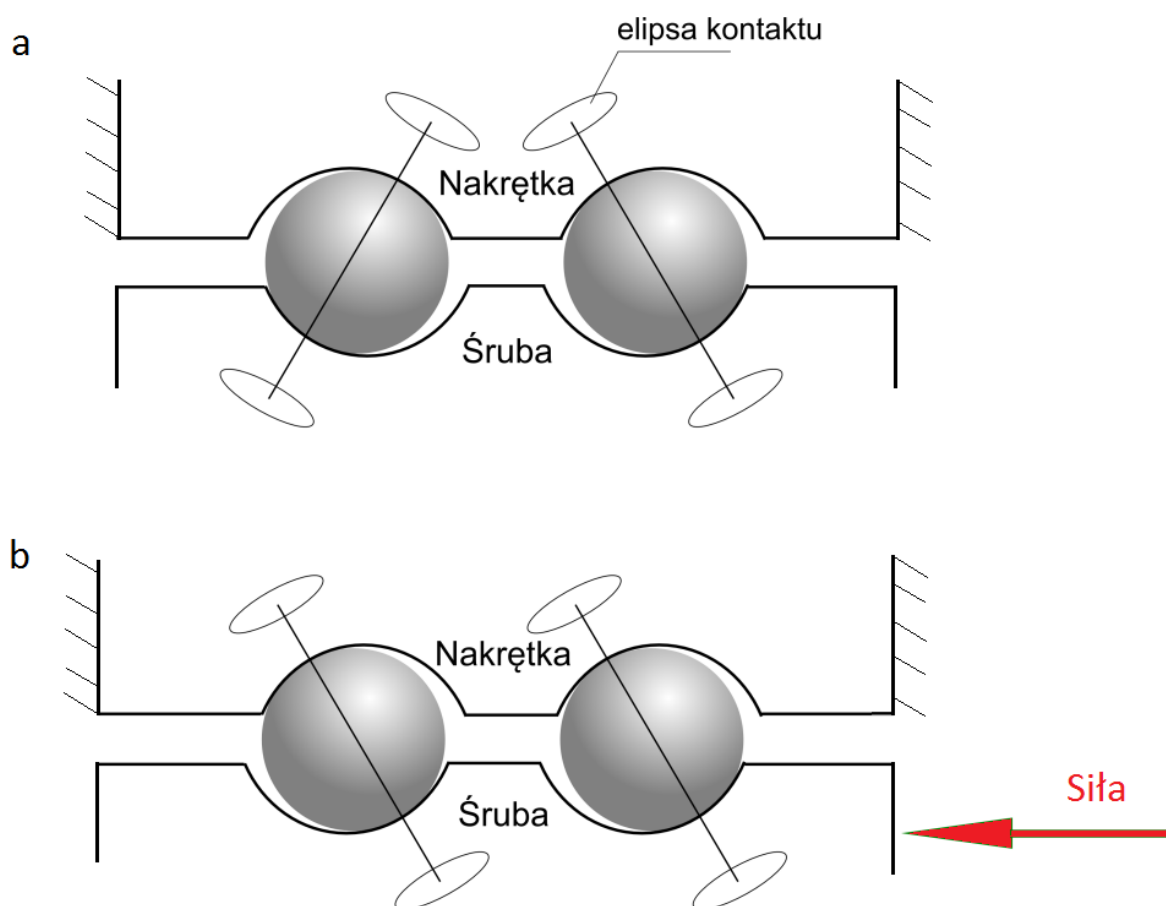


Rys. 1.14 Podział mechanizmów śrubowo-tocznych ze względu na zastosowane w nich rozwiązania konstrukcyjne [73]

Biorąc pod uwagę dużą różnorodność rozwiązań konstrukcyjnych współczesnych mechanizmów śrubowo-tocznych oraz przewidywany zakres niniejszej pracy, jako najbardziej reprezentatywny wybrano, szeroko stosowany w urządzeniach technologicznych, mechanizm śrubowo-toczny z pełno zwojowym obiegiem zewnętrznym. W wybranym rozwiązaniu elementy nawrotne umieszczone są na czołach nakrętek, a kanał zwrotny wykonany jest w postaci otworu osiowego. Realizacja kanału zwrotnego w tej postaci eliminuje konieczność stosowania zewnętrznych kanałów prowadzących, w związku z tym mechanizmy takie charakteryzują się kompaktową budową. Jednym z producentów stosujących to rozwiązanie jest firma Bosch-Rexroth [13,14]. Na produktach tej firmy oparto rozważania prowadzone w ramach tej pracy, zarówno w zakresie modelowania jak i badań doświadczalnych.

Obecnie, mechanizmy śrubowo-toczne stosuje się w obrabiarkach sterowanych numerycznie, jako elementy napędów posuwów zespołów roboczych. Zespoły te, ze względu na realizowany przez obrabiarkę proces skrawania, wykonują ruchy

charakteryzujące się częstą zmianą zwrotu i kierunku. Z tego względu w łańcuchach napędowych tych ruchów nie powinny występować luzy, dotyczy to również samych mechanizmów śrubowo-tocznych. W mechanizmach tych bezluzowość uzyskuje się przez wprowadzenie napięcia wstępnego. Zmiana zwrotu ruchu napędzanego zespołu wywołuje zmianę położenia powierzchni kontaktu elementów tocznych z bieżniami śruby i nakrętki [85]. Położenie powierzchni kontaktu w mechanizmie napiętym wstępnie bez działania siły osiowej poglądowo przedstawiono na rys.1.15 a, natomiast na rys. 1.15 b zilustrowano zmianę położenia powierzchni kontaktu w mechanizmie obciążonym siłą osiową.

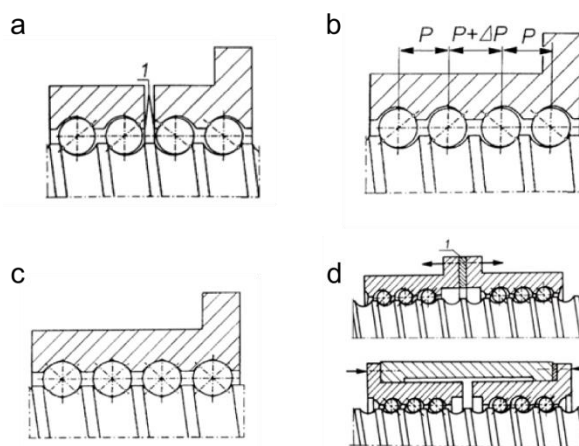


Rys. 1.15 Zmiana położenia powierzchni kontaktu elementów tocznych z bieżniami śruby i nakrętki: a) – mechanizm bez przyłożonej siły osiowej, b) – mechanizm obciążony siłą osiową

Opisanej wyżej zmianie położenia powierzchni kontaktu elementów tocznych z bieżniami śruby i nakrętki towarzyszy wyraźny spadek sztywności osiowej całej przekładni. Spadek ten widoczny jest na charakterystykach sztywności mechanizmu w postaci tak zwanego leju. Przyczyny tego efektu leżą zarówno w opisanej wcześniej zmianie położenia powierzchni kontaktu, ale również ma to związek ze spadkiem sztywności w obrębie pojedynczego kontaktu elementu tocznego z bieżnią. Wraz ze spadkiem wartości siły nacisku działającej na powierzchnię kontaktu następuje

zmniejszenie pola powierzchni kontaktu, co powoduje spadek sztywności pojedynczego połączenia elementu tocznego z bieżnią, a tym samym spada sztywność całego mechanizmu. Skuteczną metodą na minimalizację tego efektu jest wprowadzanie w mechanizmach śrubowo-tocznych odpowiednio dobranego napięcia wstępnego.

Zasadniczo można wyodrębnić dwie główne metody wprowadzania napięcia wstępnego: w pierwszej używa się specjalnie zmodyfikowanej pojedynczej nakrętki, a w drugiej dwóch zespolonych nakrętek [13, 14, 30, 73, 80]. Wstępne napinanie mechanizmu wyposażonego w pojedynczą nakrętkę może odbywać się trzema sposobami: przez zastosowanie konstrukcyjnie rozdzielonej nakrętki, na dwie części dystansowane elementem sprężystym (rys. 1.16 a); przez zastosowanie tzw. nakrętki offsetowej, w której wykorzystuje się przesunięcie skoku gwintu (rys. 1.16 b); przez dobór kulek o odpowiednio zwiększonej średnicy, metoda ta stosowana jest dla zarysu dwułukowego bieżni (łuk gotycki) zapewniającego czteropunktowy styk (rys. 1.16 c).

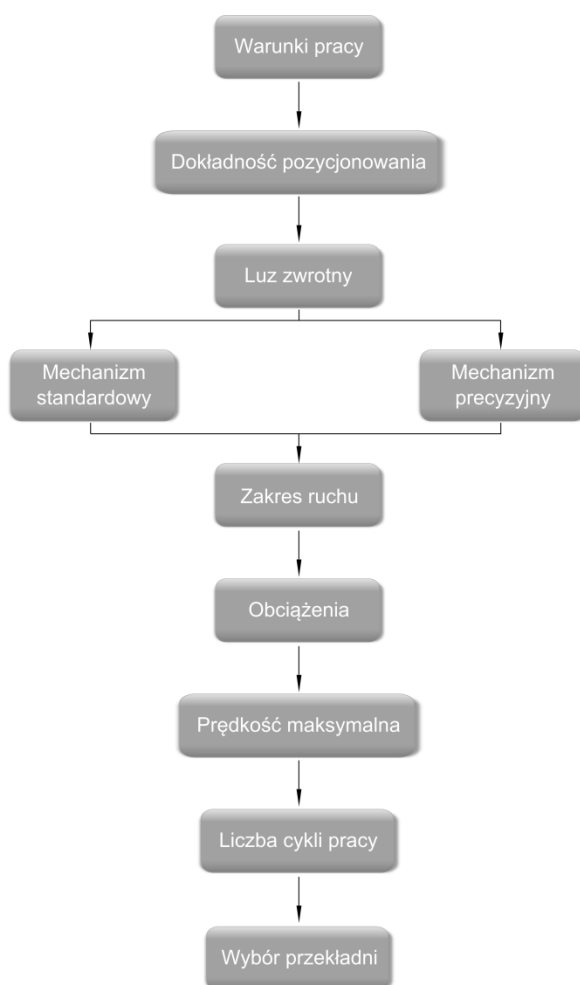


Rys. 1.16 Rodzaje rozwiązań konstrukcyjnych w zakresie wprowadzania napięcia wstępnego: a) dystansowanie nakrętki podwójnej elementem sprężystym (1), b) pojedyncza nakrętka z wprowadzonym zwiększonym skokiem, c) kulki o zwiększonej średnicy, d) połączenie dwóch osobnych nakrętek [73]

Rozpatrując mechanizmy wyposażone w dwie połączone nakrętki można dokonać podziału na zestawy o niezmiennym położeniu kątowym i o niezmiennym położeniu osiowym. W przypadku pierwszej grupy nakrętki łączone są ze sobą za pomocą podkładki (rys. 1.16 d). W zależności od przyjętej metody wysokość podkładki może mieć wymiar większy niż odległość nakrętek wynikająca ze skoku śruby, co wywołuje stan napięcia oznaczany, jako „O” lub wymiar ten jest mniejszy od skoku śruby, co skutkuje stanem napięcia typu „X”. Zestawy, w których nakrętki zachowują niezmienną odległość osiową charakteryzuje wzajemne przesunięcie kątowe nakrętek, co podobnie jak w poprzednim rozwiązaniu wprowadza wymaganą różnicę skoku dla całego zestawu nakrętek.

1.3 Dobór mechanizmów śrubowo-tocznych

Zastosowanie mechanizmów śrubowo-tocznych w maszynach lub urządzeniach wymaga doboru tych mechanizmów w procesie projektowania. Prawidłowy dobór tych mechanizmów ma istotny wpływ na właściwości i cechy eksploatacyjne nowoprojektowanych obiektów. W ogólności, zadanie doboru mechanizmów śrubowo-tocznych realizowane jest za pomocą procedur dostarczanych przez producentów. Najczęściej w procedurach tych na podstawie kilku danych wejściowych, takich jak nośność, prędkość i liczba cykli pracy uzyskuje się konkretne rozwiązanie konstrukcyjne [13, 14, 30, 73, 80]. Mimo wielu producentów mechanizmów śrubowo-tocznych i proponowanych przez nich różnorodnych algorytmów doboru można na ich podstawie sformułować pewien ogólny algorytm. Na rys. 1.17 przedstawiono, opracowany na podstawie zestawienia algorytmów różnych producentów [13, 14, 30, 73, 80], uogólniony schemat procedury doboru przekładni.



Rys. 1.17 Schemat procedury doboru przekładni śrubowo-tocznej

Z punktu widzenia projektowania maszyn technologicznych, a w szczególności obrabiarek skrawających, procedura doboru jest niewystarczająca. Nie uwzględnianie w niej osiowej podatności przekładni powoduje, że istotne własności obrabiarki (np. szeroko rozumiana dokładność) mogą być wyznaczone dopiero na etapie badania prototypu. Często takie postępowanie może znacząco podnosić koszty realizacji projektu zwłaszcza w sytuacji, gdy realne parametry prototypu odbiegają od zakładanych. Wówczas koniecznym staje się przeprojektowanie maszyny i wykonanie, a następnie sprawdzania kolejnego prototypu. Zastosowanie metod prognozowania właściwości nowoprojektowanych maszyn już na etapie opracowywania ich konstrukcji może zdecydowanie zmniejszyć liczbę etapów prototypowania.

Prognozowanie właściwości obiektów wiąże się z koniecznością wyboru metody analizy i odpowiednim opracowaniem modelu obliczeniowego. Obecnie powszechnie stosowaną do tego celu jest metoda elementów skończonych (MES). Pomimo licznych zalet, metoda ta ma także ograniczenia, jednym z nich jest wymiarowość modelu. Nietrudno wykazać, że istnieje zależność między wymiarowością modelu, a stopniem jego skomplikowania [9, 42, 43, 45, 51, 52, 74, 77, 78, 89]. W metodzie tej obliczenia prowadzone są w punktach węzłowych (węzłach), na których rozpinana jest siatka podziału na elementy skończone. Dążąc do najlepszego odwzorowania właściwości obiektu można zwiększać liczbę węzłów, oznacza to jednak wzrost liczby zmiennych opisujących problem. Uzyskanie wyników wiąże się wtedy z koniecznością rozwiązania wielowymiarowego układu równań, co w wielu praktycznych zastosowaniach metody jest często nieefektywne.

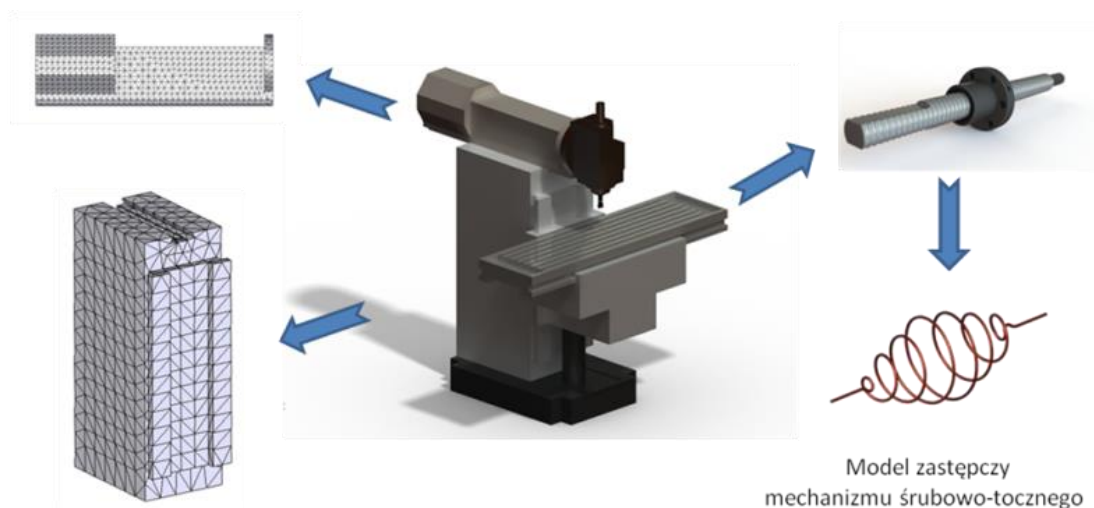
Współczesne konstrukcje maszyn technologicznych są obiektami stosunkowo trudnymi do modelowania w konwencji metody elementów skończonych. Składają się one z wielkogabarytowych elementów korpusowych – najczęściej o złożonych kształtach – powiązanych wzajemnie połączeniami przewodnicowymi oraz stałymi. Ponadto w obszarach połączeń przewodnicowych występują podzespoły o skomplikowanej budowie, składające się z licznych drobnych gabarytowo części. W połączeniach tych występują podzespoły przewodnicowe typu wózek toczny – szyna prowadząca lub mechanizmy śrubowo-toczne. Klasyczne podejście do opracowania modelu MES dla tego rodzaju obiektów prowadzi do wielowymiarowych, nieefektywnych obliczeniowo modeli. Generowanie siatki podziału części korpusowych, pomimo ich złożonych kształtów, nie stanowi istotnego problemu, liczba węzłów jest akceptowalna. Natomiast w przypadku podzespołów przewodnicowych sytuacja jest bardziej skomplikowana. Podstawowym

problemem jest tutaj znaczna różnica w wielkości poszczególnych części, a także ich postać geometryczna. Chęć odpowiedniego uwzględnienia tych czynników w parametrach sterujących siatką podziału skutkuje koniecznością stosowania bardzo drobnoziarnistych siatek (o bardzo dużej liczbie węzłów). Często łączna liczba węzłów przyjęta w ten sposób jest nieakceptowalna z punktu widzenia celu prowadzonych analiz obliczeniowych.

Opracowując model tego rodzaju obiektów należy wziąć pod uwagę także nieliniowy charakter współpracy tocznych połączeń prowadnicowych i mechanizmów śrubowo-tocznych. Uwzględnienie tych nieliniowości najczęściej wymusza konieczność prowadzenia obliczeń w sposób iteracyjny. Obliczenia takie powtarzane wielokrotnie, w przypadku wielowymiarowych modeli trwają bardzo długo.

Kolejnym czynnikiem skłaniającym do poszukiwań bardziej efektywnych rozwiązań w zakresie modelowania maszyn technologicznych, jest konieczność prowadzenia analizy w warunkach zmiennej konfiguracji zespołów roboczych obrabiarki. Zmienność tej konfiguracji wynika z realizacji procesu obróbki. Wyznaczanie przestrzennych rozkładów właściwości układu wiąże się z koniecznością opracowania wariantów modelu dla każdego rozpatrywanego punktu tego rozkładu. Przeprowadzenie takich badań symulacyjnych wymaga, w zależności od przyjętego planu badań, kilkunastu lub kilkudziesięciu sesji modelowania i obliczenia.

Jednym ze sposobów ograniczenia wymiarowości samego modelu, a także usprawnienia procesu jego opracowywania, jest stosowanie modeli zastępczych [42, 43, 66, 78]. Idea ta polega na wyizolowaniu z całego modelu pewnego podukładu i zastąpieniu go podukładem wewnątrznie uproszczonym, mogącym jednak stanowić ekwiwalentne oddziaływanie na cały układ. Wobec tego należy uznać, że model zastępczy mechanizmu śrubowo-tocznego ma za zadanie odwzorować oddziaływanie tego mechanizmu w modelu obrabiarki, schematycznie przedstawiono to na rys. 1.18.



Rys. 1.18. Schemat zastosowania modelu zastępczego mechanizmu śrubowo-tocznego w modelowaniu układu nośnego obrabiarki

Źródłami informacji o oddziaływaniach modelu zastępczego mogą być odpowiednio przeprowadzone badania doświadczalne. Na podstawie wyników badań konkretnego mechanizmu śrubowo-tocznego przeprowadza się proces identyfikacji parametrów modelu zastępczego. Ze względu na różnorodność rozwiązań konstrukcyjnych stosowanych mechanizmów śrubowo-tocznych, jak i na liczebność zbioru w zakresie poszczególnych typoszeregów badania doświadczalne mogą być bardzo czasochłonne i kosztowne.

Innym sposobem pozyskania informacji niezbędnych do opracowania modelu zastępczego mogą być wyniki analiz obliczeniowych, w których stosowane są szczegółowe modele opisujące funkcjonowanie przekładni. Najczęściej modele szczegółowe opracowywane są w konwencji metody elementów skończonych. Modeluje się samą wyizolowaną przekładnię, a następnie przeprowadza się obliczenia, których celem jest np. wyznaczenie charakterystyki sztywności osiowej przekładni.

Warunkiem stosowania modelu zastępczego, bez względu na sposób wyznaczenia jego parametrów, jest odpowiedni stopień jego modelowego uproszczenia oraz wiarygodność uzyskiwanych z jego użyciem wyników.

W pracy zaproponowano, aby modele zastępcze mechanizmów śrubowo-tocznych opracowywać w oparciu o modele szczegółowe. W modelach tych uwzględniano szereg zjawisk fizycznych zachodzące w realnej przekładni. Następnie oceniając wyniki analiz obliczeniowych wytypowano najistotniejsze parametry i te przypisano do modeli zastępczych. Weryfikację poprawności działania modeli szczegółowych przeprowadzono na podstawie badań doświadczalnych wybranych rzeczywistych mechanizmów o różnej budowie i własnościach.

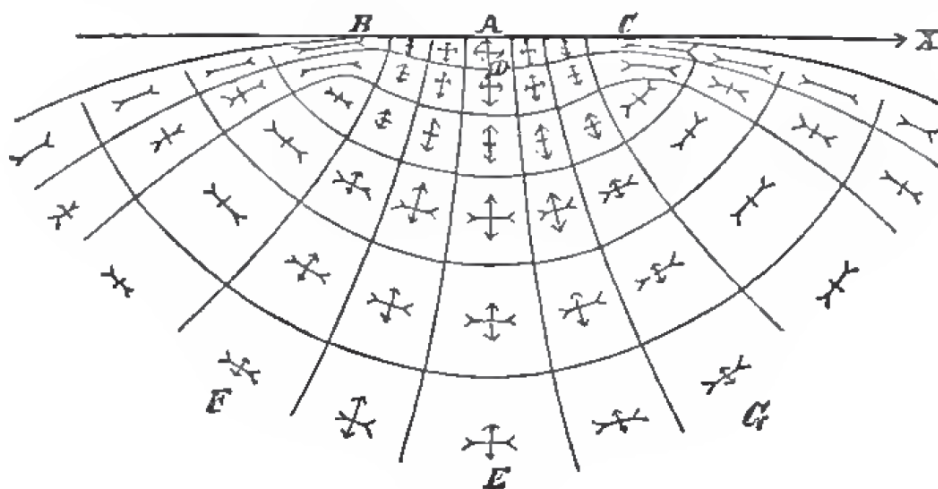
2. Analiza stanu zagadnienia

Przełóżając publikacje zarówno Polskie, jak i zagraniczne poruszające problematykę zastosowań elementów toczyń w podzespołach konstrukcyjnych, można dojść do wniosku, że w zakresie opisu zagadnienia kontaktu tych elementów z bieżniami stosuje się teorię Hertza [29].

Heinrich Hertz w 1882 roku sformułował teorię kontaktu dwóch ciał [29]. Formułując swoją teorię przyjął podstawowe założenie, że dwa ciała stykają się nie w punkcie, a na małej, ale skończonej powierzchni, nazwanej przez niego powierzchnią nacisku. Ponadto założył również, że:

- przemieszczenia i naprężenia spełniają równania różniczkowe równowagi ciał elastycznych, a naprężenia znikają w dużej odległości od powierzchni nacisku;
- naprężenia styczne nie występują;
- nacisk normalny nie pojawia się poza powierzchnią nacisku, całka tego nacisku na całej powierzchni nacisku musi być równa całkowitemu przyłożonemu naciskowi;
- odległość między powierzchniami kontaktu po przemieszczeniu jest równa w obrębie powierzchni nacisku i różna od zera poza nią.

Według Hertza, rozpatrując styk dwóch ciał o kształcie sferycznym można przyjąć, że powierzchnia nacisku ma kształt elipsy. Analizując wpływ takiego oddziaływania na stan naprężeń występujący wewnątrz jednego ze współpracujących ciał, można go opisać za pomocą diagramu przedstawionego na rys. 2.1.



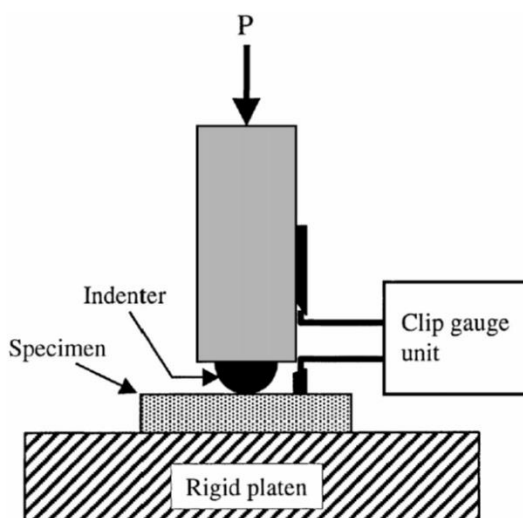
Rys. 2.1. Rozkład naprężeń występujący wewnątrz jednego ze współpracujących ciał – według Hertza

Na rys. 2.1 zaznaczono obszary, w których widoczne są strzałki, jeżeli groty zwrócone są do siebie, oznacza to naprężenie rozciągające, a gdy groty zwrócone są w kierunkach przeciwnych oznacza naprężenie ściskające. Wycinek obszaru oznaczony ABDC przed kontaktem formował łuk wystający poza oś X. Pod wpływem nacisku został on jednak wciśnięty w głąb ciała, przez co nacisk przeniesiony został nie tylko wprost na linii AE, ale również, z mniejszą intensywnością, wzdłuż kierunków AG oraz AF. Konsekwencją tego stanu jest to, że materiał jest także mocno ściskany poprzecznie, podczas, gdy części przy punktach F i G oddalają się od siebie, a fragmenty między nimi są rozciągane. W punkcie A leżącym na powierzchni ciała, w kierunku prostopadłym do osi X występuje nacisk, który zmniejsza się do wewnątrz i zmienia w naprężenie, które gwałtownie osiąga maksimum, a następnie wraz ze wzrostem odległości zmniejsza się do zera. Z uwagi na fakt, że obszar w pobliżu punktu A jest również poprzecznie ściskany wszystkie punkty powierzchni muszą osiągnąć położenie początku układu współrzędnych, w związku z czym muszą zapoczątkować rozciąganie wzdłuż linii układu współrzędnych. Hertz w swojej pracy przedstawił także wyniki kilku eksperymentów, które według niego potwierdzają jego teorię. Jednym z eksperymentów było wciskanie szklanego elementu o kształcie soczewki w ostoję, pod wpływem obciążenia powstającego wskutek zawieszenia ciężarka na prostej dźwigni. Ponieważ znana była zarówno masa obciążnika, jak i długość ramion dźwigni wiadomo było jakie obciążenie jest przyłożone do obiektu wciskanego. Na powierzchni oporowej położona była cienka warstwa sadzy, dzięki, której pod mikroskopem można było ocenić wielkość powierzchni kontaktu dwóch ciał. Z uwagi jednak na pewne trudności wynikające z problemów uślizgiwania się po sobie badanych ciał, przy dużych kątach działania obciążenia, nie wszystkie wyniki jednoznacznie dowodzą prawidłowości teorii.

Teoria kontaktu dwóch ciał Hertza, opublikowana w 1896, pomimo przyjętych założeń upraszczających nadal jest adekwatna do wielu zastosowań praktycznych. Do dzisiaj jest używana przez większość przedsiębiorstw produkujących podzespoły toczne (np. producentów łożysk tocznych) [13, 14, 30, 71, 80].

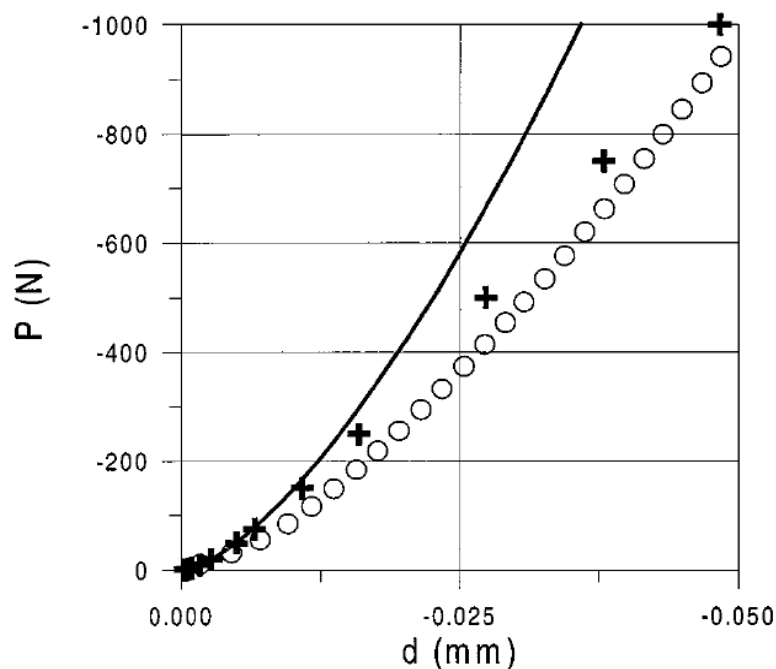
Warto jednak zwrócić uwagę na to, że założenia upraszczające przyjęte przez Herza ograniczają zakres stosowalności tej teorii. Jednym z przykładów poszukiwania odpowiedzi na pytanie o granice tej stosowalności, jest publikacja [24]. Autor tej publikacji sugeruje, że przemieszczenie δ punktu kontaktu w przypadku styku między płaską powierzchnią, a odkształcalnym elementem wciskanym o promieniu R jest równe przemieszczeniu dla płaskiej powierzchni, a nieodkształcalnym elementem wciskanym

o promieniu większym niż R^+ [24]. W artykule tym autor podjął się analizy zakresu stosowania teorii Hertza na podstawie badań doświadczalnych prowadzonych na specjalnie przygotowanym stanowisku, którego schemat przedstawiono na rys. 2.2.



Rys. 2.2 Schemat stanowiska pomiarowego [24]

W pracy przeprowadzono także szereg analiz numerycznych. Autor publikacji wskazał warunki, w których teoria Hertza źle opisuje zachowania rzeczywistego układu. Szczególne problemy mogą pojawić się w przypadkach stosowania materiałów o charakterze elastyczno-plastycznym. Na rys. 2.3 przedstawiony został jeden z wykresów obrazujący różnice w modelowaniu połączenia przy użyciu teorii Hertza, metody elementów skończonych oraz wyników badań doświadczalnych.



Rys. 2.3 Krzywe pokazujące średnice kontaktu w funkcji zmiennego obciążenia dla teorii Hertza- linia ciągła, metody elementów skończonych - plusy, oraz badań doświadczalnych - okręgi [24]

Ostatecznie można na podstawie tego artykułu wnioskować, że teorię Hertza należy stosować w ograniczonym zakresie i z pewnością nie należy jej używać dla elementów wykonanych z materiałów o zbyt małej twardości. Dyskwalifikujące są przypadki, w których kontakt między ciałami wywołuje naprężenia powodujące odkształcenia plastyczne.

Najczęściej spotykanymi podzespołami konstrukcyjnymi, w których występuje (podobnie jak w mechanizmach śrubowo-tocznych) współpraca ciał o kształcie sferycznym są łożyska toczne. Stąd większość publikacji dotyczących obliczeń wytrzymałościowych przekładni tocznych wywodzi się wprost z wcześniejszych publikacji dotyczących łożysk tocznych. Jedną z najobszerniejszych publikacji, zawierających gruntowny przegląd dostępnych rozwiązań konstrukcyjnych oraz sposobów obliczeń wytrzymałościowych łożysk jest książka T. A. Harrisa [28]. W książce tej autor zawarł szereg informacji przybliżających między innymi: typy łożysk oraz ich geometrię, dokładności wykonania i rodzaje pasowań, obciążenia elementów tocznych, naprężenia stykowe, propagację obciążeń w łożysku, obliczenia prędkości, mechanikę smarowania, tarcie, zużycie i propagację temperatury. Z tematyką niniejszej pracy ściśle związane są rozdziały dotyczące obciążeń i odkształceń oraz nacisków powierzchniowych. Ze względu

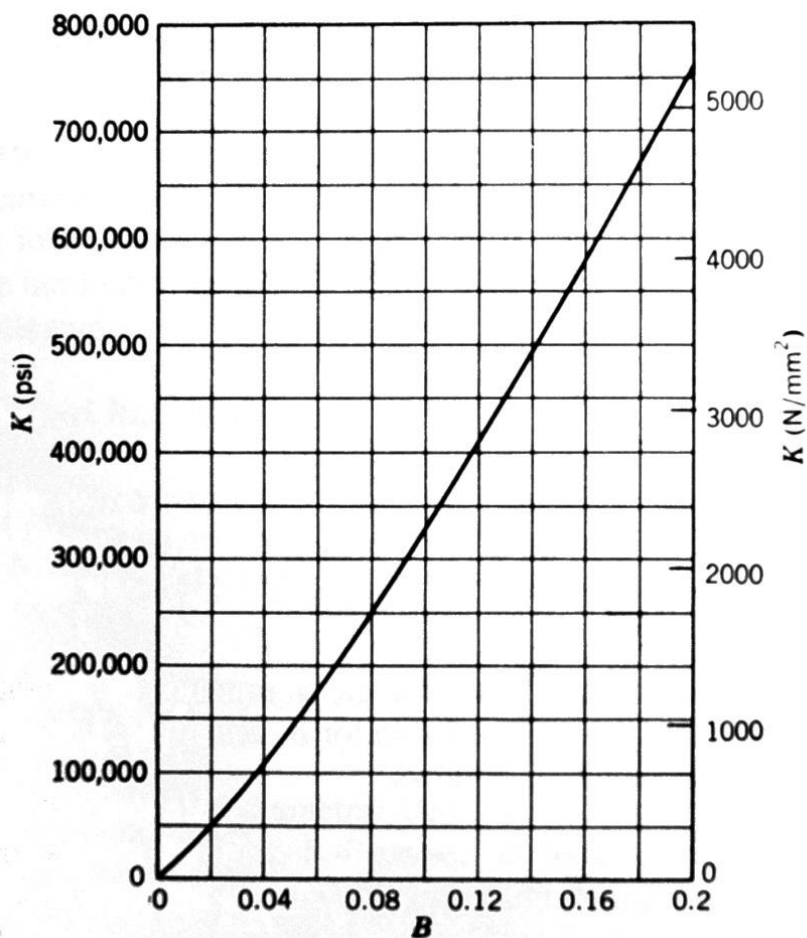
na to, że w mechanizmach śrubowo-tocznych, jako elementy toczne, stosowane są wyłącznie kulki w analizie pominięto zagadnienia dotyczące wałeczków, które w opisywanej publikacji zajmują równie obszerne fragmenty. Dostrzegając pewną analogię między przekładnią toczną, a łożyskiem skośnym obciążonym osiowo można rozważania dotyczące przekładni tocznych oprzeć na schemacie obliczeń łożysk skośnych. Zgodnie z publikacją [28] słuszne jest równanie określające obciążenie normalne przypadające na pojedynczy segment toczny (2.1):

$$Q = \frac{F_a}{Z \sin \alpha} \quad (2.1)$$

gdzie F_a to siła obciążająca łożysko, Z to liczba elementów tocznych łożyska, a α to kąt styku pojawiający się w obciążonym łożysku. Autor publikacji definiuje stałą K będącą współczynnikiem sztywności łożyska. Stała K jest zależna od współczynnika B , współczynnik ten obliczany jest na podstawie wzoru (2.2).

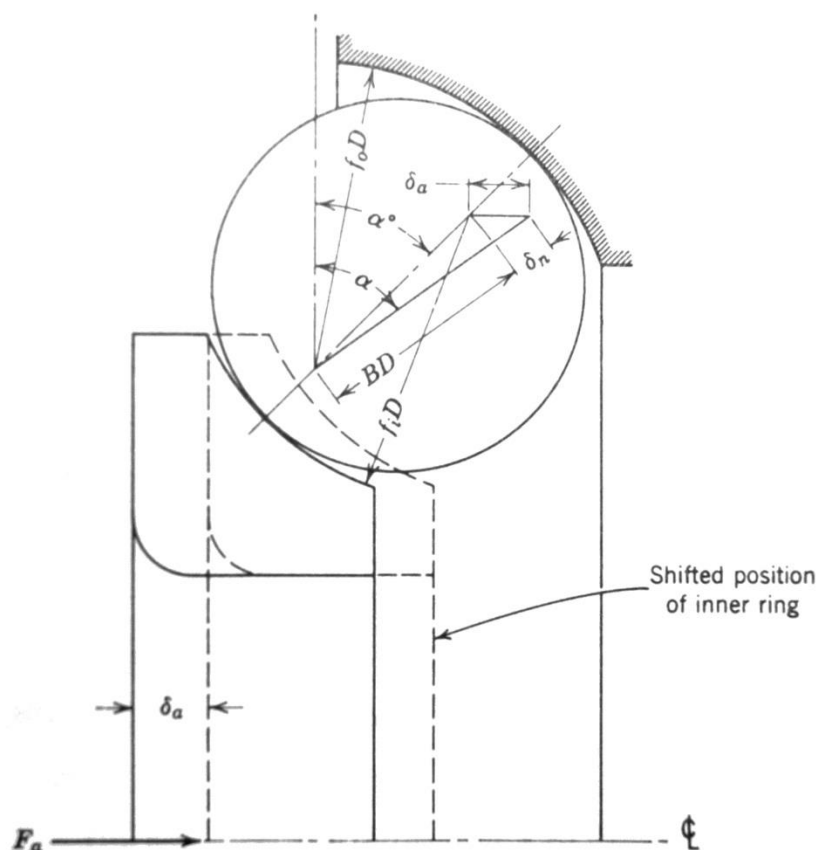
$$B = f_o + f_i - 1 \quad (2.2)$$

gdzie współczynniki f_o oraz f_i są stosunkiem promieni bieżni odpowiednio zewnętrznej i wewnętrznej do średnicy kulki.



Rys. 2.4 Krzywa współczynnika sztywności K w zależności od parametru B łożyska [28]

Stała ta jest współczynnikiem odkształcalności osiowej łożyska i jest ściśle związana z promieniem bieżni oraz średnicą elementu tocznego. Dla łożyska skośnego pokazanego na poniższym rys. (rys. 2.5) można przekształcając wzór na kosinus początkowego kąta styku, wyprowadzić wzór na przemieszczenie pierścienia łożyska (2.3).



Rys. 2.5 Geometria łożyska skośnego pod obciążeniem [28]

$$\delta_a = \frac{BD \sin(\alpha - \alpha')}{\cos \alpha} \quad (2.3)$$

Analizując powyższy wzór można dostrzec, że przemieszczenie jest zależne od kąta pracy, jaki powstaje między punktami (powierzchniami) styku kulki, a pierścieniami łożyska. Do obliczenia samej wartości przemieszczenia potrzebna jest wartość kąta styku α podczas pracy można ją wyznaczyć ze wzoru (2.4).

$$\alpha' = \alpha + \frac{\frac{F_a}{ZD^2K} \sin \alpha \left(\frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha} - 1\right)^{1.5}}{\cos \alpha \left(\frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha} - 1\right)^{1.5} + 1.5 \tan^2 \alpha \left(\frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha} - 1\right)^{0.5} \cos \alpha'} \quad (2.4)$$

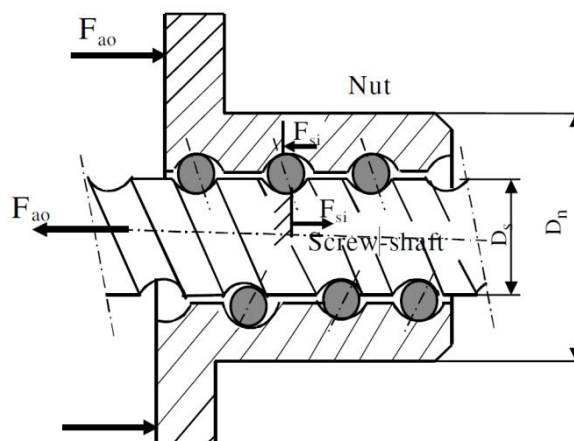
Powyższe równanie rozwiązuje się iteracyjnie stosując metodę Newtona-Raphsona, przy czym kryterium zakończenia obliczeń jest spełnienie równania (2.5):

$$\alpha' - \alpha = 0 \quad (2.5)$$

W oparciu o pracę Harrisa można obliczyć przemieszczenie pierścienia łożyska pod obciążeniem.

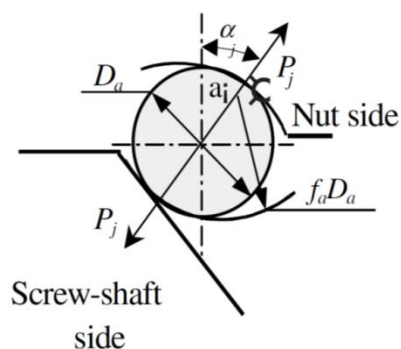
Zgodnie z publikacją [62] można, w ograniczonym stopniu, przyjąć, że mechanizm śrubowo-toczny jest zbliżony w budowie do łożyska kulowego, z tą jednak różnicą, że zamiast dwóch bieżni kołowych ma bieżnie wyciągnięte wzdłuż tworzącej o kształcie

helisy. Nietrudno zauważyć, że skoro budowa jest podobna, to właściwie analizę sztywności mechanizmu śrubowo-tocznego należy zacząć od analiz wzorów służących obliczeniom łożysk tocznych. Należy rozpatrywać stan obciążenia zgodny z rysunkiem 2.6 czyli, gdy do czynienia mamy ze ściskaniem nakrętki oraz rozciąganiem śruby. Na poniższych rysunkach α_j oznacza kąt pracy j -tej kulki, gdzie $j=2, \dots, M$, a M to ilość pracujących kulek, D_s oznacza średnicę zewnętrzną śruby, D_a średnicę podziałową (średnicę środków kulek), natomiast f_a to współczynnik promienia bieżni i kulki.



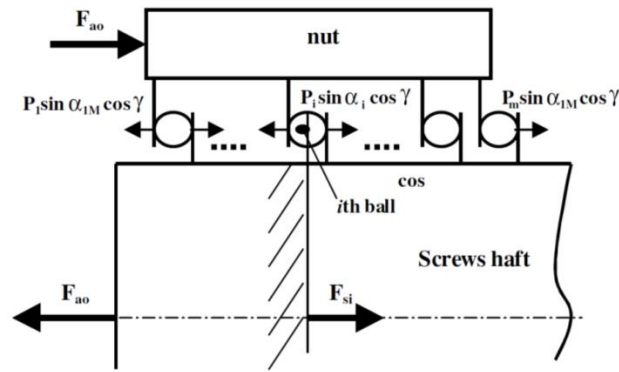
Rys. 2.6 Mechanizm śrubowo-toczny z przyłożonym obciążeniem zewnętrznym [62]

Elementy toczne są czynnikiem przenoszącym obciążenie między zwojami gwintu śruby i nakrętki (rys 2.7).



Rys. 2.7 Geometria kontaktu elementu tocznego z bieżniami śruby i nakrętki [62]

Na rys. 2.8 pokazano mechanizm pracy przekładni w uproszczony sposób. Zgodnie z warunkami brzegowymi oraz teorią kontaktu Hertza obciążenie kulek F_{si} oraz F_{ni} zależy od siły osiowej, co można zapisać w następujący sposób (2.6):



Rys. 2.8 Uproszczony model pracy mechanizmu śrubowo-tocznego [62]

$$F_{si} = F_{ni} = F_{a0} - \sum_{j=1}^{i-1} P_j \sin \alpha_j \cos \gamma . \quad (2.6)$$

gdzie F_{a0} jest przyłożoną siłą, P_j jest obciążeniem kontaktowym j-tej kulki, γ jest kątem wzniosu linii śrubowej mechanizmu śrubowo-tocznego. Zależność między przyłożoną siłą, a obciążeniem kulek może być zapisana, jako (2.7):

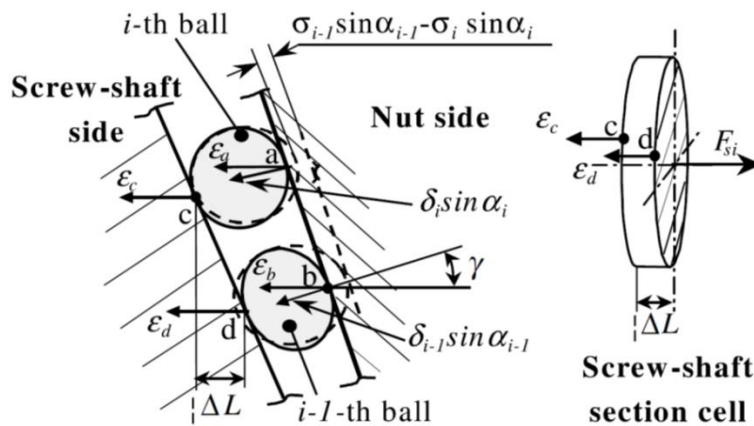
$$F_{a0} = \sum_{j=1}^M P_j \sin \alpha_j \cos \gamma . \quad (2.7)$$

Odształcenie osiowe mechanizmu można zapisać, jako (2.8, 2.9):

$$\varepsilon_{si} = (\varepsilon_c - \varepsilon_a) - (\varepsilon_d - \varepsilon_b) - \varepsilon_{ni} , \quad (2.8)$$

$$\varepsilon_{ni} = \varepsilon_b - \varepsilon_a , \quad (2.9)$$

co zilustrowano na rys. 2.9.



Rys. 2.9 Odształcenie osiowe mechanizmu [62]

Jeżeli przyjmujemy, że:

$$\varepsilon_{ni} = \frac{\Delta L F_i}{E_n A_n} \quad (2.10)$$

$$\varepsilon_{si} = \frac{\Delta L F_i}{E_s A_s} \quad (2.11)$$

gdzie: E_n oraz E_s są modułami Younga dla nakrętki i śruby, a A_n i A_s to efektywne przekroje nakrętki i śruby, L jest skokiem śruby, Z liczbą kulek oraz, że średnia odległość osiowej między dwoma kulkami to:

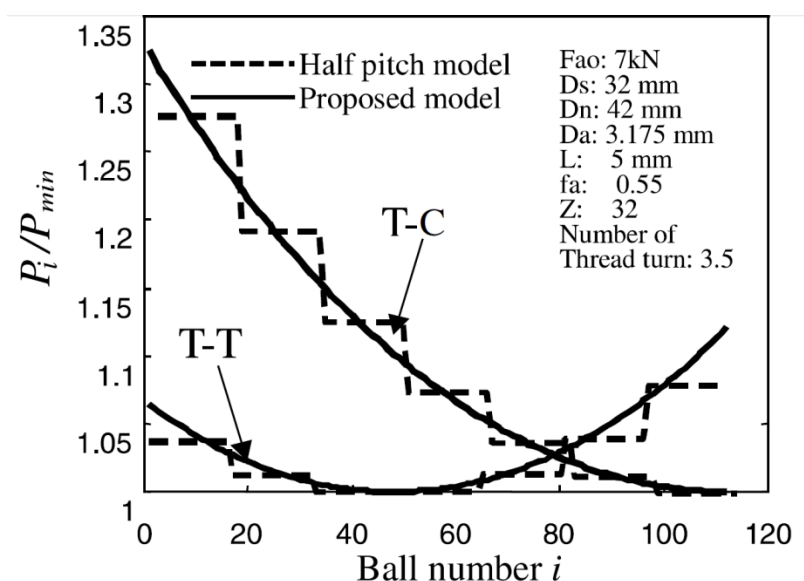
$$\Delta L = \frac{L}{Z} \quad (2.12)$$

Korzystając ze wzorów Hertza autorzy otrzymali następujące nieliniowe równanie:

$$P_i^{2/3} \sin \alpha_i = P_{i-1}^{2/3} \sin \alpha_{i-1} - \frac{1}{C_n + C_s} (\sigma_{i-1} \sin \alpha_{i-1} - \sigma_i \sin \alpha_i) - K_p \sum_{j=1}^M P_j \sin \alpha_j \quad (2.13)$$

$$K_p = \left(\frac{\Delta L}{E_n A_n} + \frac{\Delta L}{E_s A_s} \right) / (C_n + C_s) \quad (2.14)$$

gdzie C_n oraz C_s to współczynniki kontaktu (wg Hertza) wyznaczone na podstawie stałych materiałowych i promieni krzywizn. Autorzy do rozwiązania równania proponują metodę iteracyjną Newtona-Raphsona. Swoje wyniki porównują ze wcześniejszymi modelami (rys. 2.10)



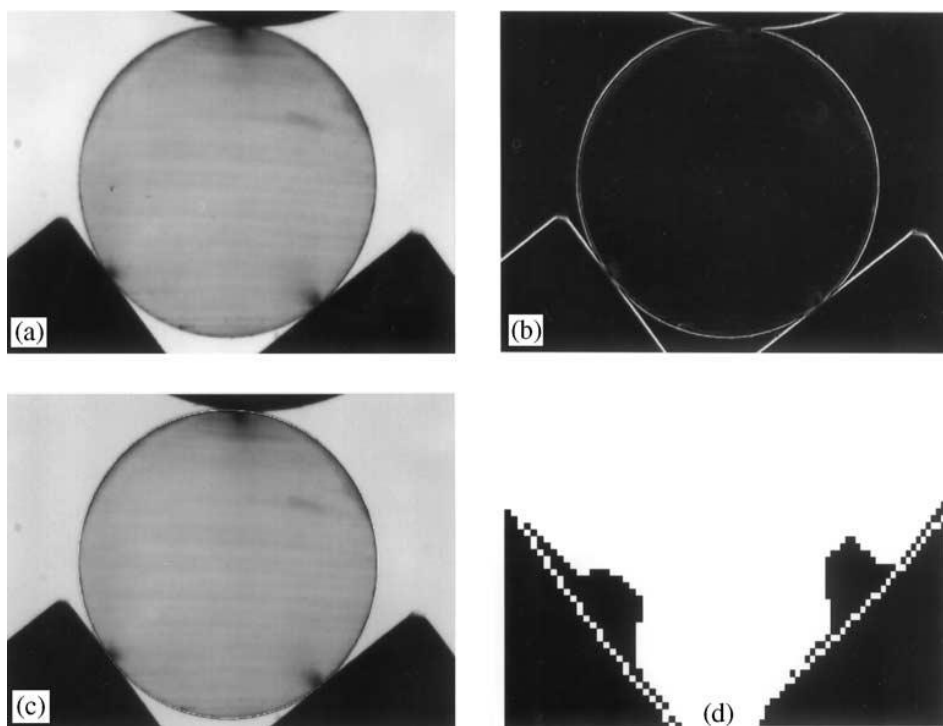
Rys. 2.10 Wyniki porównawcze nowego modelu [62] oraz modelu Izawy i Shimoda

Na wykresie można zauważyć, że opracowany przez autorów [62] model (linia ciągła) zachowuje zgodność z modelem Izawy i Shimoda, ale jest to model ciągły nie generujący błędów wynikających z dopasowania odcinków do krzywej. Autorzy analizowali wpływ wprowadzenia błędów wykonania kulek na sztywność mechanizmu. Jednoznacznie stwierdzając, że wpływ ten ma znaczenie jedynie przy bardzo małych obciążeniach. W swojej pracy autorzy wykorzystują model uproszczony – mechanizm jest pojedynczy i nienapięty. Natomiast, analizy dotyczą jedynie tego, co dzieje się w bezpośrednim styku

kulek z bieżniami, nie analizują wpływu odkształcalności rdzenia śruby i nakrętki na sztywność zespołu.

W znacznej liczbie publikacji [15, 27, 32, 56, 62, 73, 85, 86, 89] zajmowano się problemem kąta pod jakim element toczny współpracuje z bieżniami. Wyznaczenie jego wartości jest zagadnieniem trudnym, można posługiwać się teorią Hertza. Przy czym wymagana jest szczegółowa wiedza na temat skomplikowanej postaci geometrycznej zarówno stref kontaktu elementów tocznych z bieżniami, jak i kształtu samych bieżni.

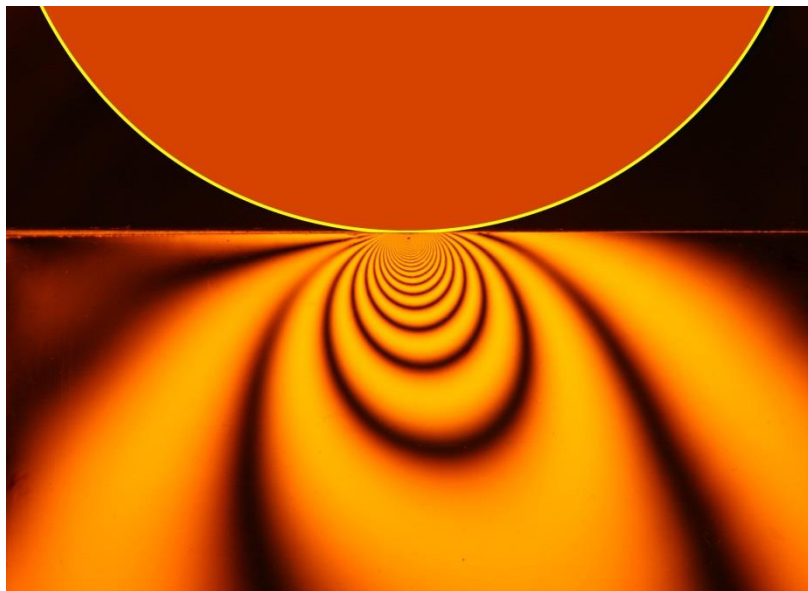
Ciekawy sposób na pomiar kąta kontaktu pod obciążeniem zaprezentowali autorzy publikacji [18]. Metoda ta polega na odpowiednim obciążaniu dysku fotoelastycznego, dzięki jego właściwościom istnieje możliwość obserwacji punktów styku dysku z bieżnią śruby (rys. 2.11).



Rys. 2.11 Pomiar kąta styku przy użyciu dysku fotoelastycznego [18]

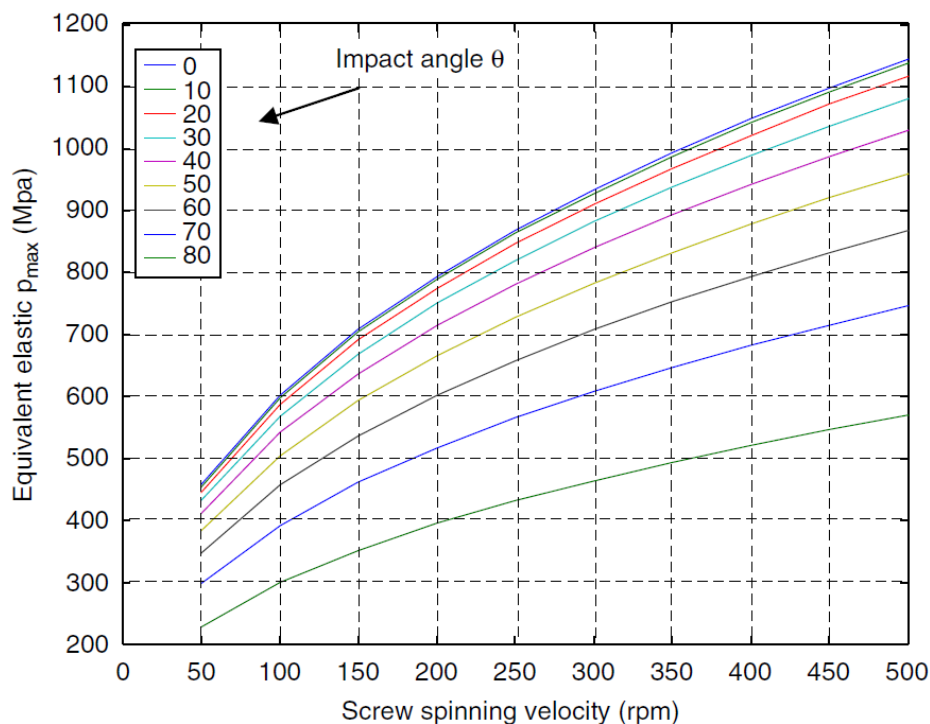
W zaprezentowanej koncepcji chodzi o pomiar zarysu gwintu, a nie kąta, pod jakim „układa się” element toczny, ale metoda ta mogłaby być zastosowana do sprawdzenia omawianego wyżej kąta. Autorzy poza opracowaniem metody pomiaru określili sposób, w jaki można automatycznie zbierać dane z pomiaru, przy użyciu oprogramowania do przetwarzania obrazów. Artykuł został opublikowany w 2002 roku, co dezaktualizuje go w zakresie zaawansowania rozwiązań informatycznych stosowanych do cyfrowej obróbki obrazu.

Informację o rozkładzie naprężeń w ściskanym obiekcie można uzyskać dzięki eksperymentalnej analizie naprężeń opartej na efekcie fotoelastyczności. Na rys. 2.12 przedstawiono zdjęcie wykonane przez zespół profesora Popova z Berlińskiego Uniwersytetu Technicznego, który zajmował się zagadnieniami kontaktu ciał [68].



Rys. 2.12 Rozkład naprężeń w ściskanym obiekcie – obraz uzyskany metodą fotoelastyczną [68]

Większość prac naukowych poświęconych mechanizmom śrubowo-tocznym dotyczy elementów biorących udział w przenoszeniu obciążeń czynnych działających na mechanizm. W swojej pracy [15] autorzy zwracają uwagę na trwałość przekładni, która w głównej mierze zależy od warunków współpracy elementów tocznych z bieżniami śruby i nakrętki. Autorzy zajmują się problemem przedwcześnie zużywających się przekładni, powodem tego zużycia jest konstrukcja kanału nawrotnego. W publikacji położono nacisk na opracowanie modelu, który wykaże jak wpływa kąt wyjścia kulek z pracy na trwałość kanału nawrotnego. Według autorów jest to miejsce, w którym obciążenie dynamiczne – elementy toczne uderzają w kanał – powoduje bardzo duże obciążenia lokalne. Autorzy w oparciu o teorię Hertza [29] oraz prace Thorntona [82], opracowali model zachowania się pary kulka-kanał nawrotny, w zależności od kąta ułożenia wejścia do kanału oraz prędkości obrotowej mechanizmu. Na rys. 2.13 przedstawiono zależności naprężeń pojawiających się w kanale zwrotnym (w wyniku uderzeń kulek) od prędkości obrotowej śruby dla różnych kątów wejścia kulek do kanału.

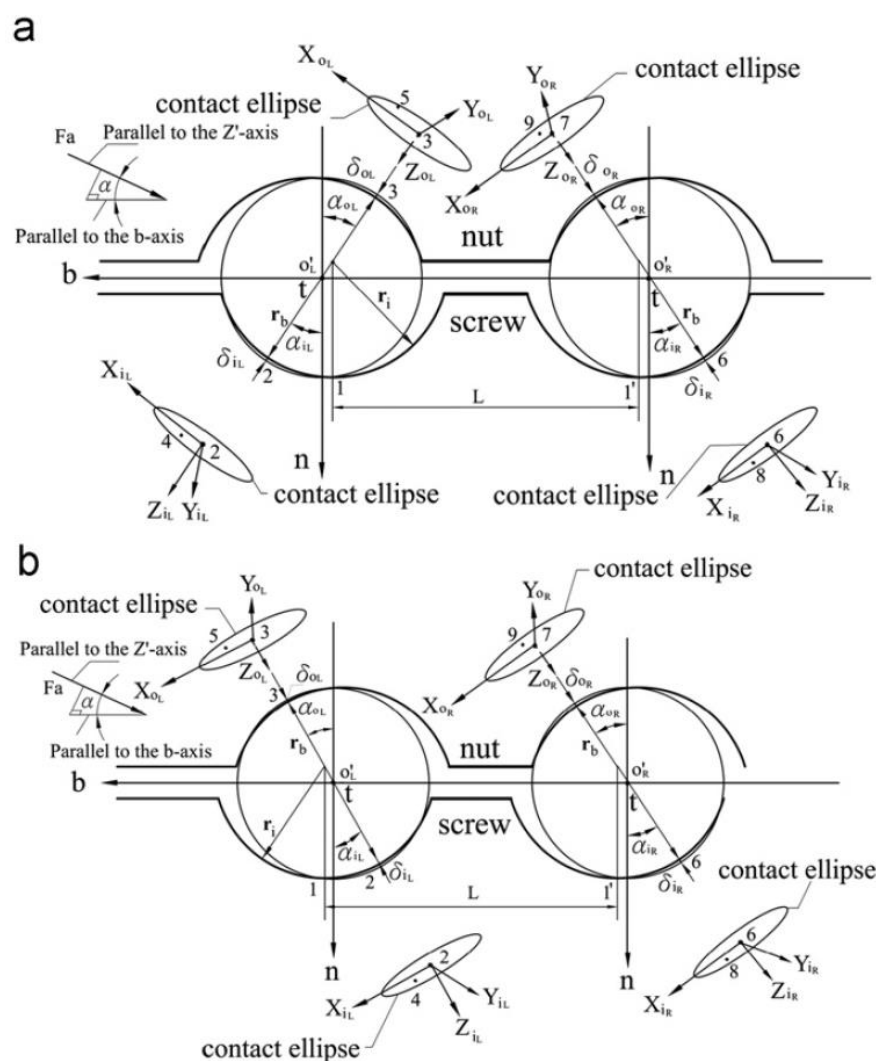


Rys. 2.13 Wykres zależności naprężeń pojawiających się w kanale zwrotnym w wyniku uderzeń kulek w funkcji prędkości obrotowej śruby dla różnych kątów wejścia kulki do kanału [15]

Przedstawiony na rys. 2.13 wykres wyraźnie uwidacznia, silną zależność naprężenia powstającego na wejściu do kanału zwrotnego od prędkości obrotowej śruby oraz od kąta wejście kulek do kanału. Należy zauważyć, że obecnie większość firm produkujących mechanizmy śrubowo-toczne, korzystając prawdopodobnie z wyników tej pracy, projektuje swoje mechanizmy w sposób wykluczający pojawianie się omawianego wyżej problemu.

W wielu pracach naukowych dotyczących problematyki obliczeń mechanizmów śrubowo-tocznych dąży się do poprawy wiarygodności analiz przez odpowiednie modelowanie tych obiektów, przykładem mogą być prace [62, 84, 85, 86].

Istotnym zagadnieniem poruszonym w pracach dotyczących mechanizmów śrubowo-tocznych wyposażonych w podwójną nakrętkę jest uwzględnienie w ich modelowaniu zmienności pozycji stref styku (elips kontaktu) [62, 85]. Zmienność ta zależy od obciążenia mechanizmu oraz od położenia elementów tocznych względem tulei dystansowej zapewniającej napięcie wstępne. Na rys. 2.14 przedstawiono graficzną interpretację zmienności pozycji elips kontaktu, dla kulek znajdujących się po przeciwnych stronach elementu generującego napięcie wstępne (tulei dystansowej).

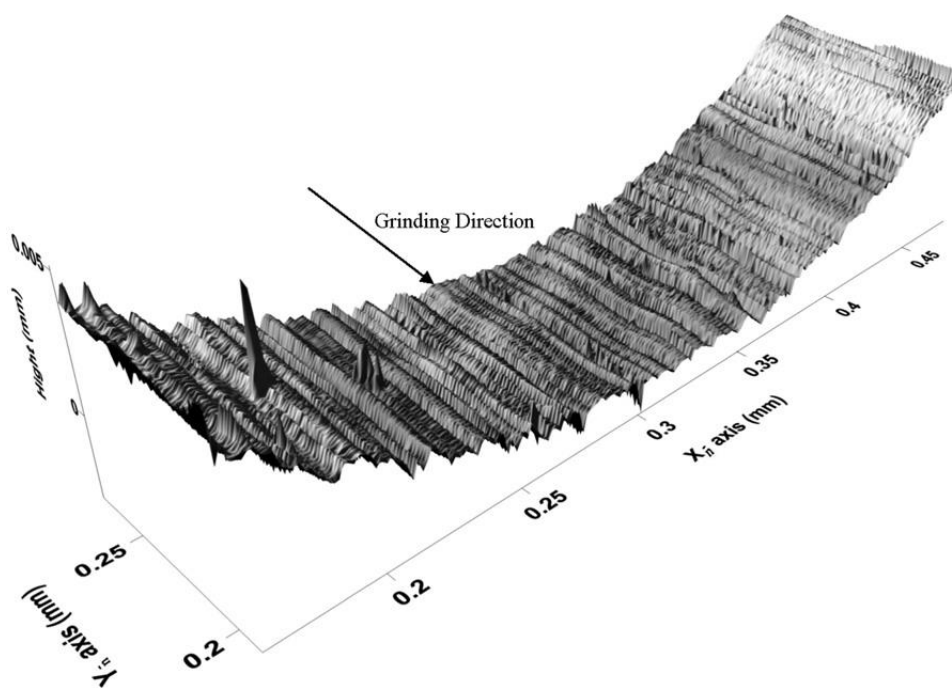


Rys. 2.14 Graficzna interpretacja zmienności pozycji elips kontaktu kulek z bieźniami (opis w tekście) [85]

W stanie nieobciążonym układ pozycji stref styku przedstawiono na rys. 2.14a, ze względu na występujące napięcie wstępne osie łączące środki elips kontaktu elementów toczyń, umieszczonych po obu stronach tulei dystansowej, skierowane są w przeciwnie strony. Przyłożenie do mechanizmu obciążenia zewnętrznego, którego wartość spowoduje zanik napięcia wstępnego, powoduje zgodne ułożenie się osi łączących środki elips kontaktu (rys. 2.14b). Uwzględnienie efektu zmienności pozycji stref kontaktu w zależności od obciążenia i stanu napięcia wstępnego w modelowaniu mechanizmów śrubowo-toczących z podwójną nakrętką można uznać za bardzo istotne.

Dodatkowo, autorzy zwracają uwagę na wpływ stanu powierzchni styku na poziom zacisku wstępnego. Z badań na profilometrze (rys. 2.15, tab. 2.1) wynika, że chropowatość bieźni jest dość duża, a co za tym idzie elementy toczyń nie stykają się równomiernie z całą powierzchnią bieźni, a jedynie z najwyższymi partiami mikronierówności (rys.

2.15), stąd w miarę wzrostu liczby cykli pracy następuje zużycie bieżni, które wpływa na wartość napięcia wstępnego.

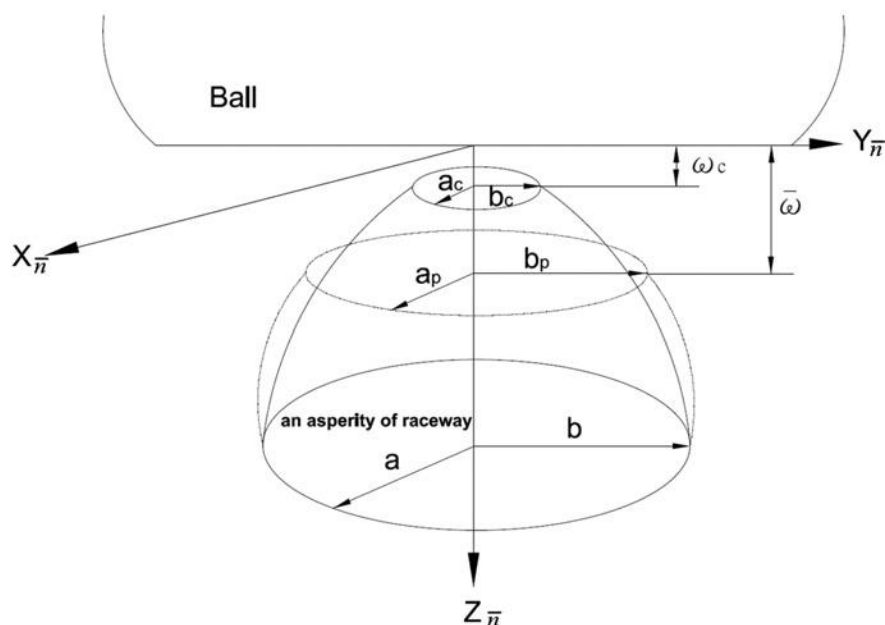


Rys. 2.15 Wyniki badania powierzchni bieżni profilometrem

Tabela 2.1 Wyniki badania profilometrycznego

Surface roughness of components.

	Screw	Nut	Ball
Average roughness along $X_{\bar{n}}$ -direction, R_x (nm)	41.56	141.2	11.56
Average roughness along $Y_{\bar{n}}$ -direction, R_y (nm)	143.2	354.3	11.56



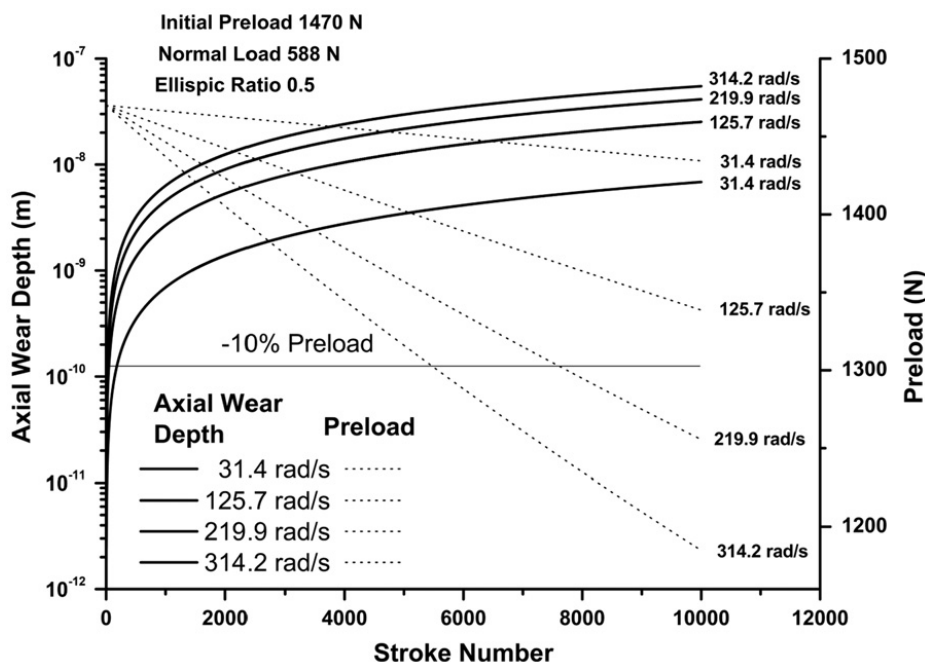
Rys. 2.16 Model strefy kontaktu kulki z mikronierównością bieżni

Na rys. 2.16 zaznaczono ω_c , które jest głębokością kontaktu po przekroczeniu, której następuje przejście z kontaktu sprężysto-plastycznego w plastyczny, natomiast $\tilde{\omega}$ jest głębokością kontaktu plastycznego, a oraz b są pół osiami elipsy kontaktu. Dla tak przyjętego modelu współczynnik zużycia jest opisany równaniem:

$$\delta_{wt} = E_c \dot{N} \Delta H \quad (2.15)$$

gdzie: E_c – to efektywny współczynnik kontaktu, \dot{N} – jest częstotliwością zużycia, a ΔH – jest współczynnikiem głębokości zużycia nierówności powierzchni bieżni.

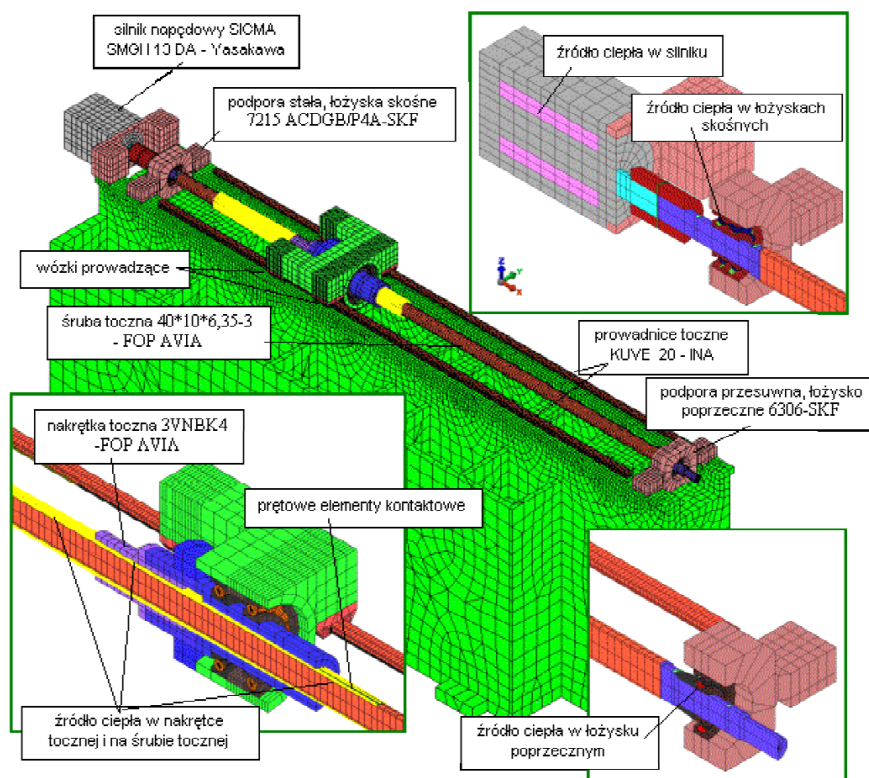
Autorzy opracowali model, który umożliwił uzyskanie wyników przedstawionych w postaci wykresów. Na rys. 2.17 pokazano przykładowo wpływ zużycia bieżni oraz zmianę wartości napięcia wstępnego w funkcji liczby cykli pracy dla różnych prędkości obrotowych śruby.



Rys. 2.17 Zużycie bieżni oraz zmiana wartości napięcia wstępnego w funkcji liczby cykli pracy dla różnych prędkości obrotowych śruby [85]

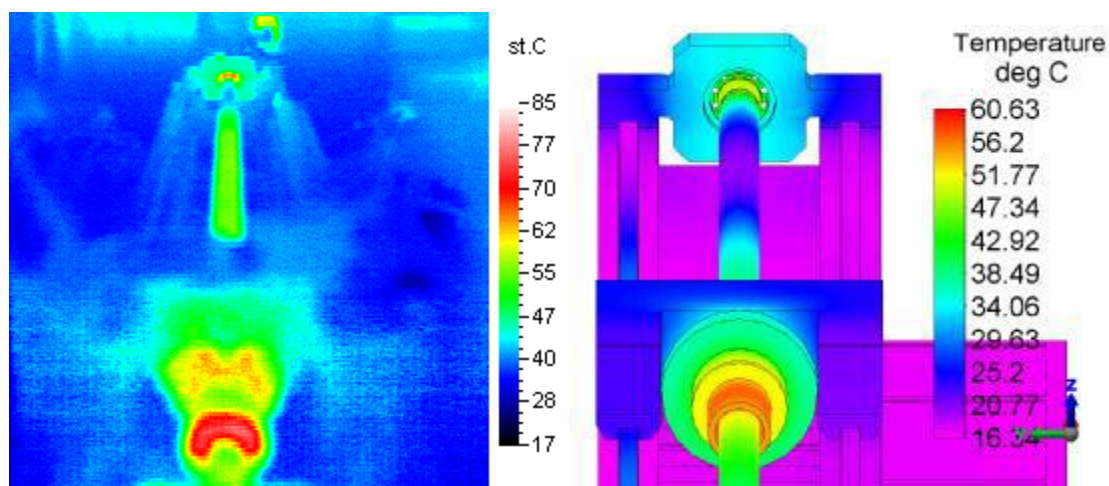
Analizując rys. 2.17 można zaobserwować nieliniowe zużywanie się bieżni w funkcji liczby cykli pracy, a także znaczne zmniejszanie się napięcia wstępnego również uzależnione od liczby cykli pracy. Warto zauważyć, że o ile wpływ jakości powierzchni na rzeczywisty wymiar napięcia wstępnego jest duży, o tyle zgodnie z badaniami przeprowadzonymi przez autorów publikacji [62] w przypadku zwiększania się obciążenia mechanizmu wpływ błędów radykalnie się zmniejsza.

W artykule [54] autorzy zwracają uwagę na istotny wpływ temperatury na pracę przekładni śrubowo-tocznej. Rozpatrują śrubę pociągową mechanizmu, jako długi stalowy pręt, który pod wpływem wahań temperatury zmienia swoją długość. Takie zmiany mogą być przyczyną znaczących błędów pozycjonowania, zwłaszcza w dokładnych obrabiarkach CNC. W artykule autorzy opisują analizę metodą elementów skończonych oraz badania doświadczalne zespołu posuwowego, składającego się z pojedynczej osi. Na rys. 2.18 przedstawiono model analizowanego zespołu posuwowego.



Rys. 2.18 Model analizowanego zespołu posuwowego [54]

Wyniki przeprowadzonej analizy porównano z wynikami badań doświadczalnych. Na rys. 2.19 przedstawiono porównanie termogramu rzeczywistego, uzyskanego za pomocą kamery termowizyjnej, badanego obiektu oraz mapę rozkładu temperatury, będącą wynikiem analizy obliczeniowej.

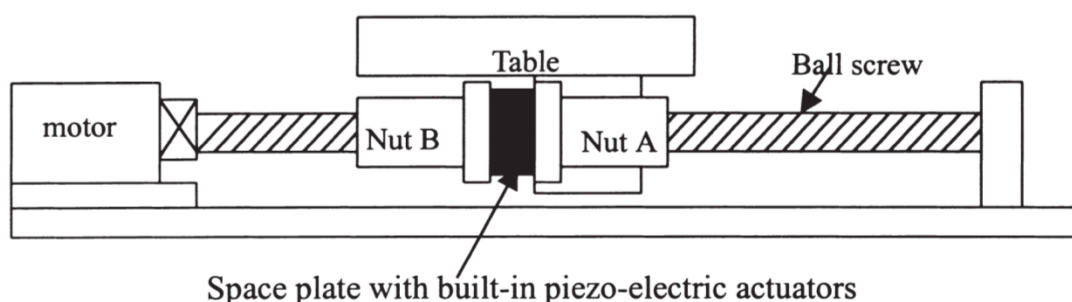


Rys. 2.19 Porównanie termogramu rzeczywistego (po lewej) z wynikami analizy obliczeniowej (po prawej) [54]

Według autorów publikacji rozbieżności zawierały się w przedziale 5÷20%, poziom ten uznano, za co najmniej zadowalający.

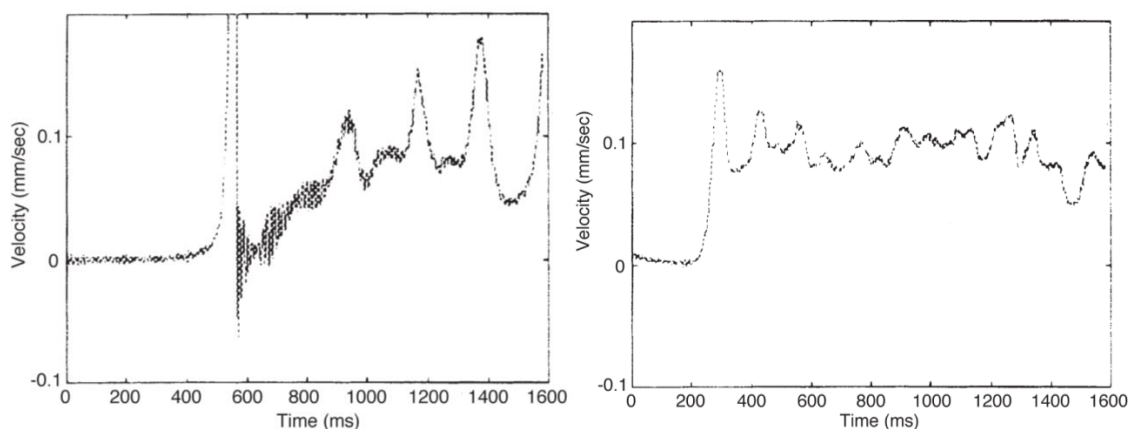
Komentując ten problem należy wspomnieć, że w przypadku maszyn o wysokiej precyzji standardowo stosuje się stabilizowanie termiczne. Można też spotkać rozwiązania, w których stosowane są nowoczesne metody kompensacji błędów wynikających z rozszerzalności cieplnej śruby pociągowej, wykorzystujące bezpośredni pomiar temperatury w rdzeniu śruby. Ponadto stosuje się rozwiązania umożliwiające chłodzenie mechanizmów śrubowo-tocznych w trakcie ich pracy.

W artykule [17] autorzy prezentują bardzo ciekawą koncepcję połączenia mechanizmu śrubowo-tocznego z piezo-aktuatorem (rys. 2.20).



Rys. 2.20 Schemat koncepcyjnego zastosowania piezo-aktuatora w mechanizmie śrubowo-tocznym [17]

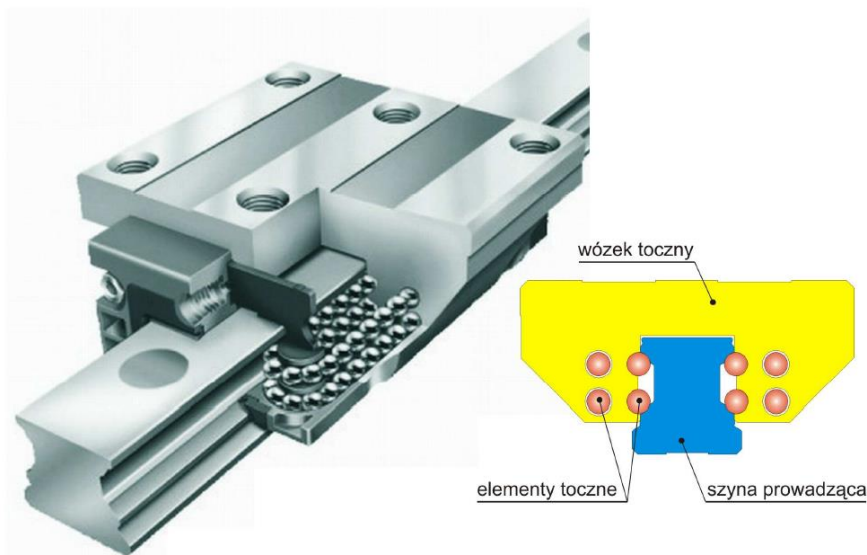
W tak zaprojektowanym mechanizmie można w czasie rzeczywistym sterować napięciem wstępnym. Dzięki czemu możliwe jest zmniejszanie oporów ruchu przy ruchach szybkich i zwiększanie dokładności pozycjonowania nawet do wielkości rzędu kilkuset nanometrów. Rozwiązanie to pozwala także na aktywne sterowanie drganiami osiowymi napędzanego zespołu. Poniżej prezentowane są dwa wykresy ilustrujące zachowanie się zespołu bez układu sterowania (lewa strona) oraz z zastosowaniem nakrętki z piezo-elementem i układem sterowania (rys. 2.21).



Rys. 2.21 Wykresy prędkości posuwu bez sterowania (po lewej) i z jego wykorzystaniem (po prawej) [17]

Oba wykresy ilustrują wykres prędkości posuwu w funkcji czasu dla zadanej prędkości 0,1 mm/s.

Ciekawą pracą, która wprawdzie nie dotyczy bezpośrednio mechanizmów śrubowo-tocznych, jest artykuł [78]. W artykule tym opisano sposób modelowania i wyniki analiz prowadzonych z użyciem modeli tocznych układów przewodnicowych. Autorzy opisują zastosowanie metody korekcji obciążeń zewnętrznych, w oparciu o którą prowadzone są obliczenia z zastosowaniem modeli podzespołów tocznych (rys. 2.22).

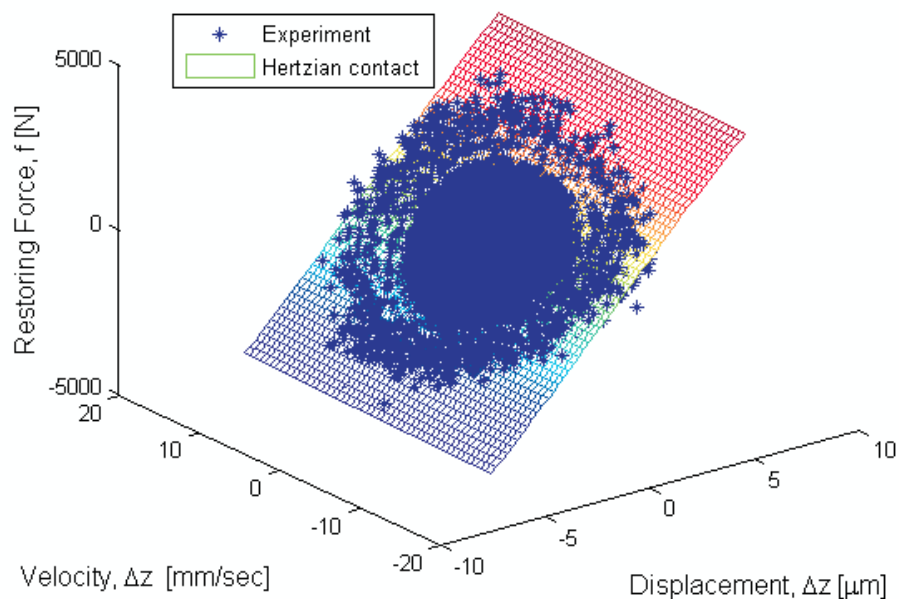


Rys. 2.22 Podzespół przewodnicowy typu wózek toczny – profilowana szyna przewodząca [78]

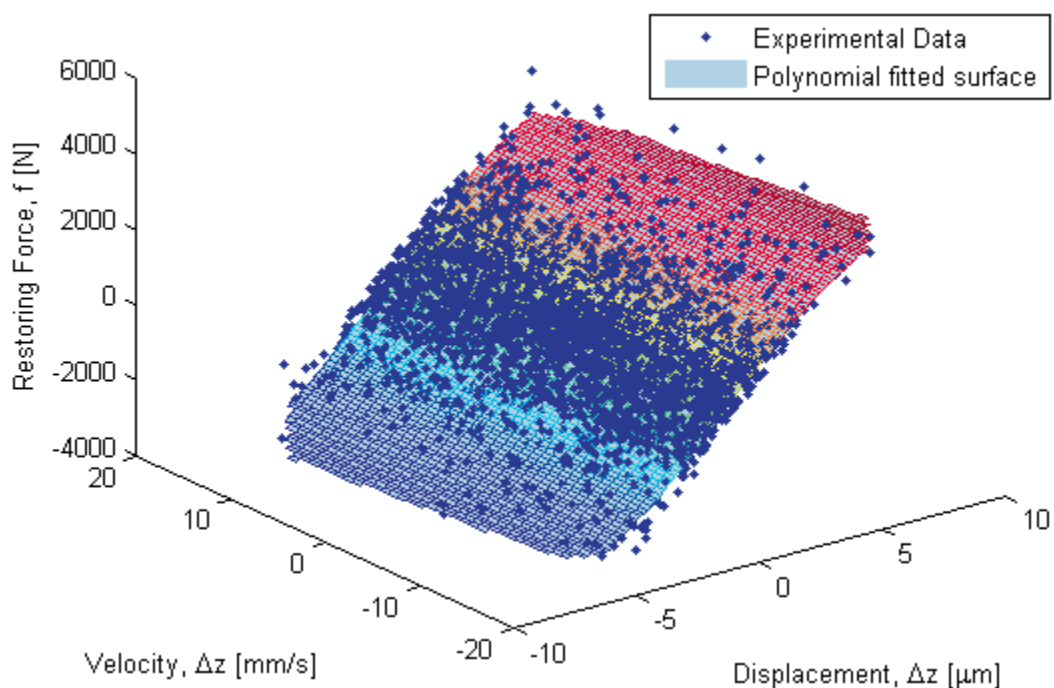
W sposób wyczerpujący opisują metodykę opracowywania modeli układów przewodnicowych opartych o prowadnice toczne. W artykule przedstawiono sposób opracowania modelu fizycznego i matematycznego. W pracy przedstawiono wyniki analiz obliczeniowych, zarówno pojedynczych wózków, jak i całych układów przewodnicowych zawierających stolik oraz komplet utrzymujących go podzespołów tocznych.

W kolejnym artykule [21] autorzy podejmują się próby opracowania modelu opisującego dynamikę wózka tocznego. Szczególnie trudna, według autorów publikacji, jest identyfikacja oraz radzenie sobie z nieliniowościami. Podstawowym założeniem pracy jest odkształcalność elementów tocznych. Pozostałe komponenty – wózek i szyna – są ciałami doskonale sztywnymi. Autorzy korzystając z teorii Hertza opracowali równanie opisujące skumulowane odkształcenie w funkcji obciążenia zewnętrznego. W kolejnym etapie przeprowadzone zostały badania doświadczalne, dzięki którym estymowano parametry tłumienia dla tego układu. Model dynamiczny opracowano z zastosowaniem podejścia parametrycznego i nieparametrycznego. Model parametryczny można łatwo porównać z wynikami badań doświadczalnych, ale jest trudniejszy w budowie. W przypadku modelu nieparametrycznego sytuacja jest odwrotna. W pracy autorzy

przedstawili wyniki badań doświadczalnych wózka tocznego i porównali je z efektami modelowania (rys. 2.23, 2.24).



Rys. 2.23 Dane eksperymentalne (gwiazdki) i wyznaczona analitycznie powierzchnia siły z użyciem modelu parametrycznego (teoria Hertza) [21]



Rys. 2.24 Dane eksperymentalne (gwiazdki) i wyznaczona z użyciem wielomianów powierzchnia siły [21]

Jednym z najbardziej uznanych w Polsce specjalistów w tematyce przekładni śrubowo-tocznych jest profesor Jerzy Sobolewski. Jest on autorem książki [73], w której w sposób kompleksowy opisuje problematykę mechanizmów śrubowo-tocznych. Zaczyna on od ogólnego opisu konstrukcji mechanizmów śrubowo-tocznych, a także dokonuje

klasyfikacji tych mechanizmów. Szczegółowo przedstawia zasady ich funkcjonowania, daje także wskazówki konstruktorom na jakiej podstawie dobierać parametry projektowanych mechanizmów. W kolejnych rozdziałach autor prezentuje sposoby prowadzenia obliczeń eksploatacyjnych oraz zajmuje się takimi zagadnieniami jak symulacyjne badania jakości, obiegami kulek, emisją hałasu oraz metodyką doboru przekładni śrubowo-tocznych. Autor w swojej pracy skupia się między innymi na oporach toczenia i udowadnia, że zależą one nie tylko od błędów bieżni, a w mniejszym stopniu kulek, ale również od profilu przejścia między bieżnią, a kanałem zwrotnym nakrętki. Dodatkowo opisuje niekorzystny wpływ luzu obwodowego między kulkami, który wynika z nieprawidłowego doboru rozmiaru mechanizmów. Z uwagi na te błędy podejmuje się opracowania linii nowych przekładni o odpowiednio dobranych parametrach. Autor tworzy program pozwalający na opracowywanie odpowiednich przekładni. Analiza parametrów eksploatacyjnych (nośności i sztywności) w zależności od parametrów konstrukcyjnych i technologicznych realizowana jest metodą Monte Carlo. Badania zostały zweryfikowane w praktyce, we współpracy z autorem rozpoczęto produkcję nowej przekładni w FOP Avia w Warszawie. Z punktu widzenia problematyki niniejszej pracy najbardziej interesujący jest rozdział dotyczący podstawowych obliczeń eksploatacyjnych. W rozdziale tym przedstawiono sposoby obliczania sztywności mechanizmu. Zgodnie z tą publikacją wskaźnik osiowej sztywności statycznej serwonapędu obrabiarki jest zdefiniowany następująco:

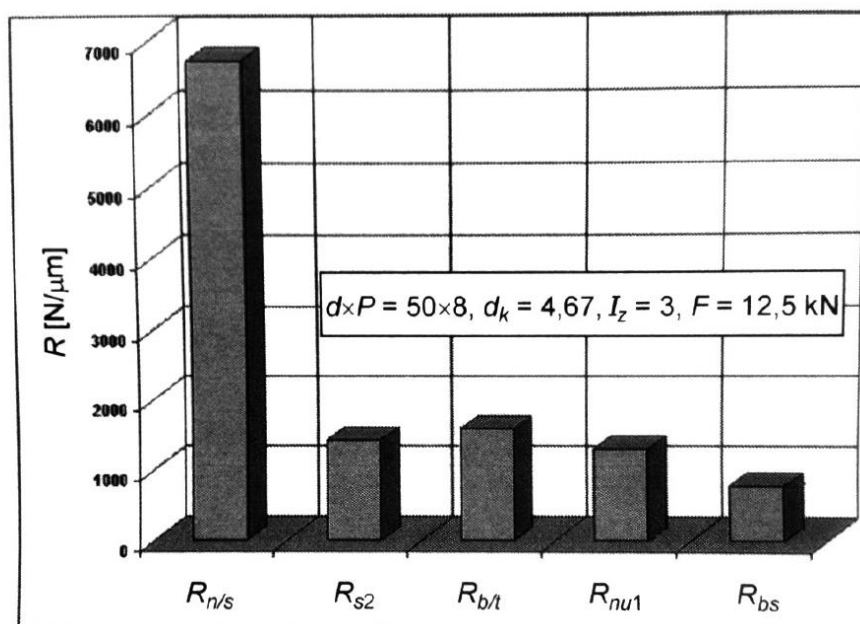
$$R = \frac{\Delta F}{\Delta l} \quad (2.16)$$

gdzie: ΔF – jest przyrostem siły działającej na zespół napędzany, a Δl – odkształceniem zespołu, na który składają się odkształcenia: łożyskowania śruby, mocowania stolika, samej śruby, odkształceń korpusu nakrętki i rdzenia śruby w obszarze pracy kulek oraz odkształcenia węzła kulkowego. Na rys. 2.23 przedstawiono schematycznie składniki sztywności układu.



Rys. 2.25 Składniki wpływające na sztywność układu [73]

Autor na podstawie zależności geometrycznych oraz wzorów Hertza przedstawia równania umożliwiające obliczenie składowych współczynników sztywności odpowiadających wymienionym wcześniej elementom, a przez to obliczenia współczynnika sztywności całej przekładni. Na rys. 2.26 zestawiono w formie wykresu słupkowego składowe współczynniki sztywności przykładowej przekładni (o wymiarach $d=50$, $P=8$, gdzie d – jest średnicą podziałową, a P – skokiem śruby).



Rys. 2.26 Wykres sztywności poszczególnych komponentów konstrukcyjnych [73]

Z wykresu można z łatwością odczytać, że pomimo bardzo dużej sztywności rdzenia śruby i cylindra nakrętki w obszarze wypełnionym kulkami, całkowita sztywność zespołu jest relatywnie mała, gdyż jest sumą odkształceń wszystkich elementów, również tych o wiele

podatniejszych. Autor publikacji wyczerpująco przedstawia wiele aspektów związanych z projektowaniem i doбором mechanizmów śrubowo-tocznych. W przypadku jednak, gdy mowa jest o obliczeniach sztywności do wzorów wprowadzane są stałe empiryczne, zaczerpnięte od producentów mechanizmów śrubowo-tocznych.

3. Cel i zakres

Scharakteryzowany w poprzednim rozdziale stan problematyki modelowania i obliczeń mechanizmów śrubowo-tocznych skłania do opinii, że metody modelowania tych mechanizmów są obecnie niewystarczające. Zwłaszcza ze względu na potrzeby procesu projektowania obrabiarek, a w szczególności prognozowania właściwości statycznych układów nośnych tych maszyn. Zestawiając te potrzeby z dotychczasowymi możliwościami wyraźnie rysuje się brak wiarygodnych, a jednocześnie efektywnych obliczeniowo metod modelowania. Ponadto, konfrontując te metody z technikami modelowania innych zespołów i podzespołów obrabiarek można zauważyć nieadekwatność w zakresie stopnia uproszczeń modelowych oraz złożoności samych modeli. Jednym z możliwych kierunków poprawy opisanego stanu modelowania jest poszukiwanie rozwiązania kompromisowego, pozwalającego zachować odpowiednią wiarygodnością modelowania, przy jednoczesnym zapewnieniu jego efektywności obliczeniowej. Rozwiązaniem takim może być element modelowo idealizujący cały mechanizm śrubowo-toczny, obdarzony jednak takimi cechami, które w sposób wiarygodny zapewniają oddziaływanie mechanizmu z otoczeniem konstrukcyjnym.

Biorąc pod uwagę przedstawioną opinię można sformułować podstawowy cel pracy, jako:

opracowanie modelu zastępczego mechanizmu śrubowo-tocznego, którego zastosowanie w analizach układów konstrukcyjnych maszyn technologicznych, metodą elementów skończonych, umożliwi poprawę efektywności obliczeniowej przy zachowaniu wiarygodności wyników analiz.

Konkretyzując cel pracy uznano, że metodą pozyskania informacji niezbędnych do opracowania modelu zastępczego może być analiza właściwości statycznych, wyodrębnionego z konstrukcji maszyny, połączenia śruby z nakrętką. Analizę tego połączenia można przeprowadzić za pomocą modeli szczegółowych, w których uwzględniania się złożone oddziaływania elementów tocznych z bieżniami śruby i nakrętki. Przyjmując wariantowe postacie tych modeli można ocenić wpływ przyjętych uproszczeń modelowanych na wyniki obliczeń. Wiarygodność przyjętych sposobów modelowania można potwierdzić porównując wyniki obliczeń modeli szczegółowych z wynikami badań doświadczalnych. Dążąc do obiektywizacji przyjętego sposobu wyznaczania charakterystyk sztywności należy przeprowadzić działania modelowe

i eksperymenty doświadczalne na reprezentatywnym zbiorze mechanizmów śrubowo-tocznych. Różnicując je zarówno pod względem konstrukcji, jak i zacisków wstępnych.

Osiągnięcie postawionego w pracy celu wymagało realizacji następujących zadań jednostkowych:

- opracowanie dokładnych opisów geometrycznych wytypowanych przekładni śrubowo-tocznych, na podstawie danych katalogowych producenta [13,14] oraz pomiarów wykonanych na rzeczywistych obiektach;
- zastosowanie metody elementów skończonych do opracowania szczegółowych wariantów modeli obliczeniowych mechanizmów śrubowo-tocznych, różnicowanych w zakresie metody idealizacji odkształcalności poszczególnych części mechanizmu, przy zachowaniu jednakowego sposobu modelowania współpracy kontaktowej elementów tocznych z bieżniami;
- porównanie wyników badań analitycznych poszczególnych wariantów modeli szczegółowych i wyłonienie najbardziej efektywnego obliczeniowo sposobu modelowania mechanizmów śrubowo-tocznych;
- opracowanie metody analitycznego wyznaczania parametrów elementów kontaktowych stosowanych w modelach szczegółowych;
- opracowanie metody badań eksperymentalnych wraz z zaprojektowaniem i budową specjalistycznego stanowiska do badań właściwości statycznych mechanizmów śrubowo-tocznych;
- przeprowadzenie badań doświadczalnych wytypowanych mechanizmów śrubowo-tocznych w celu ujawnienia ich właściwości statycznych;
- weryfikacja wyników badań analitycznych na podstawie wyników badań doświadczalnych wytypowanych mechanizmów śrubowo-tocznych;
- sformułowanie postaci modelu zastępczego oraz opracowanie metody wyznaczania jego parametrów;
- przykładowe zastosowanie modelu zastępczego w analizach układów konstrukcyjnych maszyn technologicznych.

Przedstawiony opis zadań jednostkowych jednoznacznie określa przyjęty zakres pracy, zakres ten odpowiada układowi i podziałowi pracy na rozdziały i podrozdziały.

4. Modelowanie statycznego oddziaływania śruby z nakrętką

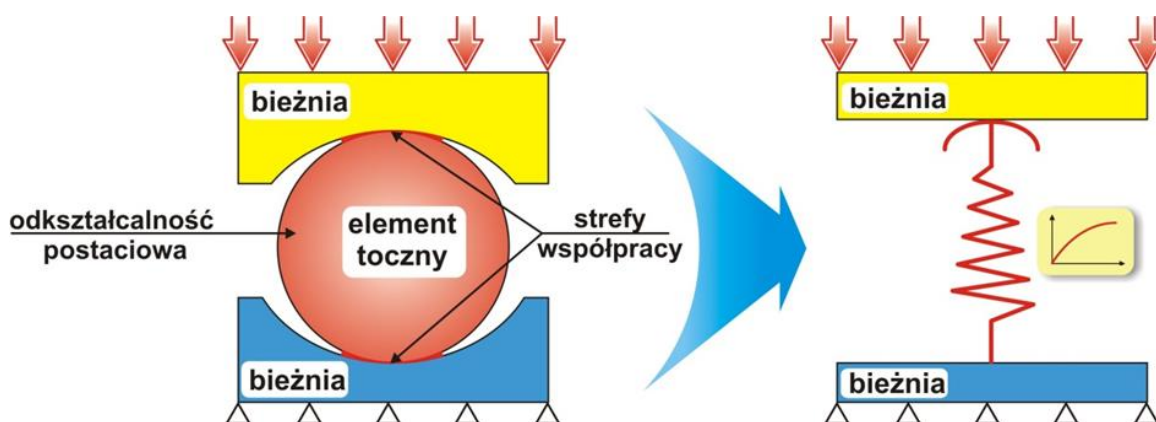
4.1 Metoda modelowania współpracy kulki z bieżniami

We współczesnych maszynach technologicznych, w szczególności ich układach nośnych, szerokie zastosowanie znajdują toczne połączenia przewodnicowe. Połączenia te budowane są w oparciu o elementy techniki przemieszczeń liniowych. Asortyment tych elementów obejmuje: kompletne, zintegrowane moduły przewodnicowe (łącznie z ich sterowanymi numerycznie napędami) oraz profilowane prowadnice szynowe, a także przekładnie śrubowo-toczne (np. [8, 13, 14, 30, 80]).

Porównując konstrukcje tocznych podzespołów przewodnicowych z mechanizmami śrubowo-tocznymi można wykazać wyraźne podobieństwo w zakresie statycznego oddziaływania pojedynczych elementów tocznych (kulek) z bieżniami. Stąd do rozwiązywania zagadnienia statyki mechanizmów śrubowo-tocznych zastosowano metodę korekcji obciążeń zewnętrznych, zwaną też metodą GS [74]. Metoda ta została użyta do analiz obliczeniowych zarówno pojedynczych podzespołów przewodnicowych (typu wózek toczny – profilowana szyna przewodnicowa), jak i całych tocznych połączeń przewodnicowych [78].

Z punktu widzenia modelowania, podzespoły zawierające elementy toczne można idealizować w podobny sposób, wyodrębniając z całego podzespołu tocznego – pojedynczy segment toczny typu bieżnia - element toczny - bieżnia. Zgodnie z koncepcją przedstawioną w pracy [42], segment ten powinien uwzględniać oddziaływania pomiędzy zjawiskami stykowymi zachodzącymi w strefie współpracy bieżni z kulką, ze zjawiskiem odkształcalności postaciowej samej kulki. Modelowe włączenie bieżni w skład segmentu tocznego należy traktować, jako oddziaływanie stykowe elementu tocznego z bieżnią (odkształcenie bieżni w skali mikro), nie jako zastępowanie odkształcalności bieżni jako bryły. Tak wyodrębniony z konstrukcji segment toczny idealizowany jest pojedynczym kontaktowym elementem skończonym, przeznaczonym do modelowania połączeń tocznych (KEST-em). W sensie modelowania fizycznego element ten jest jednostronną, translacyjną sprężyną spinającą śrubę z nakrętką w punktach styku elementu tocznego z bieżniami, ma wymiar liniowy (długość) równy średnicy elementu tocznego, jego właściwości odniesione są do geometrycznego punktu styku elementu tocznego (kulki), z bieżnią ruchomego fragmentu konstrukcji. Poglądowo zasadę idealizacji segmentu

tocznego za pomocą kontaktowego elementu skończonego (KEST-u) przedstawiono na rys. 4.1.



Rys. 4.1 Idealizacja segmentu tocznego za pomocą kontaktowego elementu skończonego typu KEST

Zgodnie z koncepcją modelowania przedstawioną w pracy [42] kontaktowy element skończony typu KEST charakteryzuje się następującymi właściwościami:

- jednostronnością charakterystyki odkształceń kontaktowych normalnych (praca wyłącznie na ściskanie);
- odkształcalnością normalną zależną od nacisków powierzchniowych, przy czym zależność ta może być liniowa – zgodnie ze wzorem [26,44]:

$$\delta_n = e_{pn} p_n \quad (4.1)$$

gdzie: δ_n to odkształcenie stykowe normalne [μm],

p_n to naciski powierzchniowe normalne [MPa],

e_{pn} – współczynnik powierzchniowej podatności stykowej normalnej [$\mu\text{m}/\text{MPa}$],

- lub nieliniowa wg zależności [28,46]:

$$\delta_n = C p_n^m \quad (4.2)$$

gdzie: C, m – parametry empiryczne, zależne od rodzaju materiałów pary stykowej, sposobu obróbki, mikrogeometrii powierzchni i in.

- możliwością wprowadzania luzów konstrukcyjnych rozumianych, jako wzajemne, wstępne odsunięcie powierzchni styku lub zacisków wstępne – interpretowane, jako luzy ujemne. Luz konstrukcyjny lub zacisk wstępny odmierza się w kierunku osi działania KES-u, w punkcie jego zamocowania (w węźle). Zacisk traktuje się jak luz

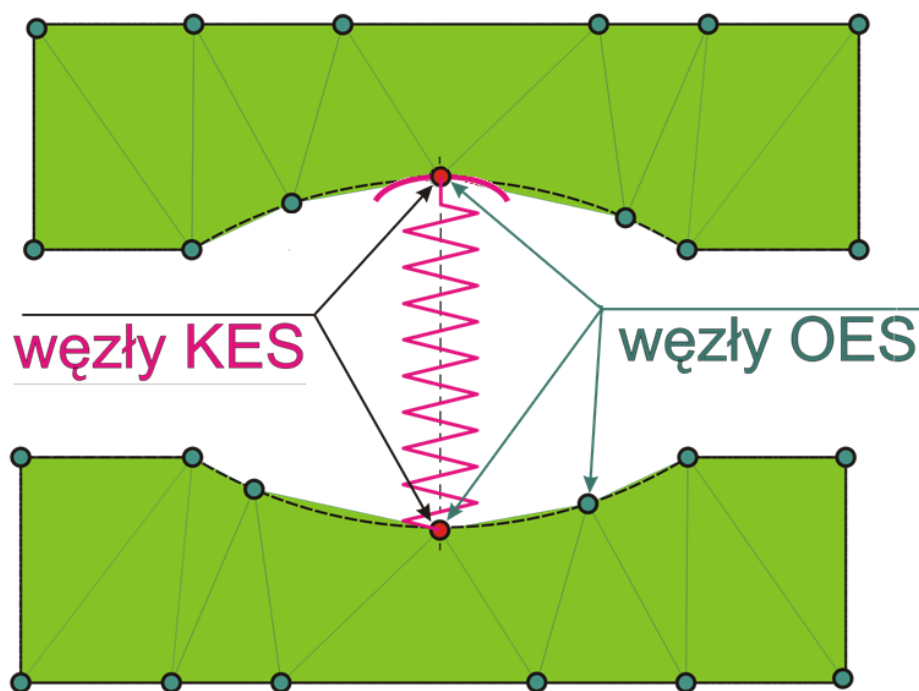
ujemny, wprowadzając jego wartość pod postacią siły zacisku, którą ustala się według wzoru:

$$\Delta = -R_z / k_n, \quad (4.3)$$

gdzie: Δ – wstępne odkształcenie osiowe KEST-u, powodowaneadaną siłą zacisku, R_z – siła wstępnego zacisku rozpatrywanej pary stykowej, przypadająca na dany KEST.

Elementowi typu KEST można przypisać także zdolność modelowania zjawiska tarcia.

Zgodnie z koncepcją modelowania przedstawioną w pracach [42,74], struktura kontaktowa stanowi odrębny składnik modelu fizycznego, a dyskretyzacja tej struktury może przebiegać niezależnie od dyskretyzacji struktury bryłowej. W zasadzie, oznacza to, że przyjęta postać modelu struktury bryłowej nie determinuje sposobu dyskretyzacji struktury kontaktowej. Jednak, w zagadnieniach rozpatrywanych w niniejszej pracy, ze względu na kształt powierzchni styku (wycinek powierzchni walca lub sfery) wymagana jest ścisła korelacja węzłów KEST-u z węzłami odkształcalnych elementów skończonych (rys. 4.2).



Rys. 4.2 Sposób modelowania współpracy elementów struktur kontaktowej i bryłowej, współpraca węzłów KEST-u z węzłami OES-u

4.2 Metoda wyznaczania połażeń punktów styku kulek z bieżniami

Budowa modelu mechanizmu śrubowo-tocznego – zarówno ze względu na złożony kształt geometryczny samego styku, jak i kształty elementów bryłowych – wymaga

zastosowania specjalnej metody dyskretyzacji. Przystępując do opracowania tego modelu należy – w pierwszym etapie – wyznaczyć położenia punktów styku elementów tocznych z bieżniami śruby i nakrętki. W punktach tych umiejscowione zostaną węzły elementów kontaktowych modelujących segmenty toczne. W celu wygenerowania zbioru tych punktów opracowano procedurę – zrealizowaną numerycznie w programie *Matlab* [16, 59]. Danymi wejściowymi do tej procedury są:

- średnica znamionowa, oznaczona symbolem d_0 , jest to średnica linii śrubowej, którą kreślą środki kulek poruszając się pomiędzy śrubą, a nakrętką,
- skok gwintu, oznaczony symbolem P ,
- średnica kulki, oznaczona symbolem D_w ,
- liczba zwojów, oznaczona symbolem i , będąca krotnością linii śrubowej przesuniętej o dany kąt,
- długość pracującej w danym momencie części śruby, oznaczana symbolem h (równa długości uzwojonej części nakrętki).

Realizacja działań, w ramach omawianej procedury, obejmuje kilka kroków. Pierwszym z nich jest wyznaczenie krzywej przestrzennej (linii śrubowej) na podstawie parametrycznego równania helisy, zależności 4.4 ÷ 4.6 (rys. 4.3):

$$x = u \cdot t \quad (4.4)$$

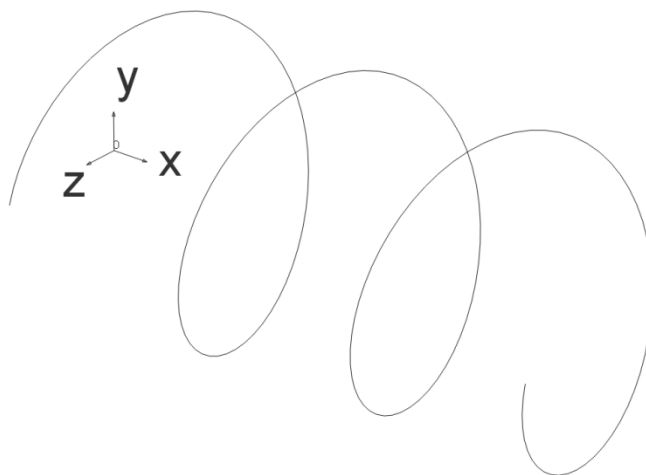
$$y = a \cdot \sin(t) \quad (4.5)$$

$$z = a \cdot \cos(t) \quad (4.6)$$

gdzie: t – jednostkowy kąt wyrażony w radianach,

u – jednostkowe przesunięcie w osi X, będące ilorazem długości uzwojonej części śruby (wysokość nakrętki) i ilości obrotów,

a – promień helisy, będący połową średnicy znamionowej.



Rys. 4.3 Przyjęte położenie osi układu odniesienia względem linii śrubowej

Promień walca r_z , na którym została opisana linia śrubowa łącząca środki kulek (elementów tocnych) wyznaczono przyjmując, że jest to połowa średnicy znamionowej mechanizmu śrubowo - toczonego. Następnie obliczono liczbę obrotów linii śrubowej n z zależności:

$$n = \frac{h}{P} \quad (4.7)$$

gdzie h – jest wysokością walca zawierającego linię śrubową nakrętki,

P – jest skokiem linii śrubowej.

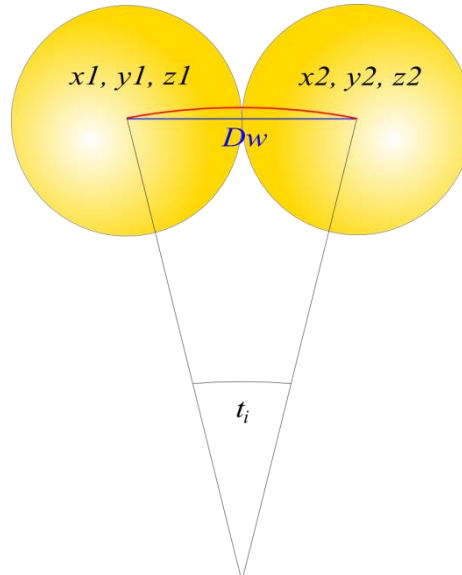
Środki geometryczne kulek powinny leżeć na linii śrubowej o promieniu równym r_z , co odpowiada położeniu środków kulek pomiędzy powierzchniami bieżni. Oznacza to, że współrzędne środków kulek muszą spełniać układ równań linii śrubowej (4.4 ÷ 4.6). Zapewniając wzajemną styczność powierzchni kolejnych kulek wyznaczono odcinki łączące dwa kolejne środki elementów tocnych, jako podwojone ich promienie. Spełnienie tego warunku sprowadza się do znalezienia takiego jednostkowego kąta t , który zapewnia, odcinki równe średnicom kulek. Jeżeli odległość dwóch punktów w przestrzeni zapisać, jako:

$$|AB| = \sqrt{(x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2 + (z_B - z_A)^2} \quad (4.8)$$

a następnie podstawiając do równania (4.8) zależności (4.4 ÷ 4.6) oraz przyjmując współrzędne położenia środka poprzedniego ($i-1$) elementu toczonego, jako $x_A = X_{i-1}$, $y_A = Y_{i-1}$, $z_A = Z_{i-1}$, otrzymuje się kąt t_i dający wymagane współrzędne położenia środka i -tego elementu toczonego, odległego od poprzedniego o średnicę kulki:

$$t_i = \sqrt{(u \cdot t - X_{i-1})^2 + (a \cdot \sin(t) - Y_{i-1})^2 + (a \cdot \cos(t) - Z_{i-1})^2} \quad (4.9)$$

Parametr i opisuje liczbę elementów tocznych biorących udział we współpracy śruby z nakrętką. Opisane działania zilustrowano na rys. 4.4, gdzie: czerwona krzywa symbolizuje linię śrubową, linia niebieska natomiast jest odcinkiem łączącym środki elementów tocznych i jest równa średnicy kulek (D_w).



Rys. 4.4 Sposób wyznaczania współrzędnych położenia środka i -tego elementu tocznego

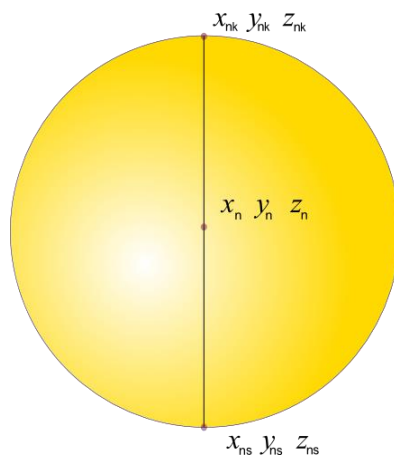
Wyznaczanie położenia punktów styku powierzchni kulek z bieżniami prowadzi się analogicznie jak środków kulek. Do ich wyznaczania stosuje się zależności:

$$x_i = u \cdot t_i \quad 4.10$$

$$y_i = \left(\frac{D_w}{2} \pm a \right) \cdot \sin(t_i) \quad 4.11$$

$$z_i = \left(\frac{D_w}{2} \pm a \right) \cdot \cos(t_i) \quad 4.12$$

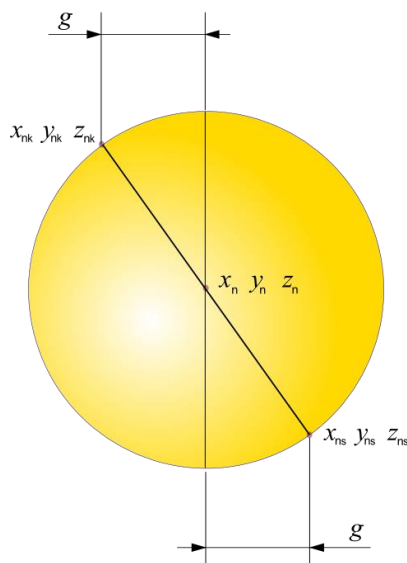
gdzie: x_i , y_i , z_i są współrzędnymi położenia punktów styku elementów tocznych z bieżniami śruby i nakrętki. Poglądowo wyznaczanie współrzędne położenia punktów styku elementów tocznych z bieżniami śruby i nakrętki przedstawiono na rys. 4.5.



Rys. 4.5 Sposób wyznaczania współrzędnych położenia punktów styku i-tego elementu tocznego z bieżniami śruby i nakrętki

Do wyznaczonych punktów styku elementów tocznych z bieżniami śruby i nakrętki przypisane zostały węzły kontaktowych elementów modelujących segmenty toczne.

Tak opracowany model współpracy elementów tocznych z bieżniami mechanizmu śrubowo – tocznego nie zapewnia uzyskania stanu równowagi statycznej, a tym samym poprawnej realizacji obliczeń. Spowodowane jest to kierunkiem działania elementów kontaktowych, jeżeli obciąża się analizowany podzespół siłą osiową (siłą skierowaną wzdłuż osi śruby), to kierunek działania elementów mogące przejąć to obciążenie jest prostopadły do tej siły. W rzeczywistym mechanizmie obciążonym osiowo następuje względne przemieszczenie bieźni śruby i nakrętki, powoduje to zmianę kierunku działania wewnętrznych sił występujących w połączeniu bieźnia – element toczny – bieźnia. Taki układ sił wewnętrznych umożliwia mechanizmowi przenoszenie obciążeń osiowych, przez występowanie składowych sił działających wzdłuż osi mechanizmu. Stan taki należy odwzorować w modelu, przez odpowiednią modyfikację kierunku działania elementów modelujących segmenty toczne. Zmianę tego kierunku należy przeprowadzić na etapie budowy modelu przez modyfikację położenia punktów węzłowych elementów kontaktowych. W celu realizacji wspomnianej modyfikacji przyjęto, że wzajemne przetoczenie elementu tocznego względem bieźni pod wpływem obciążenia osiowego osiąga wartość 45° [73]. Przetoczenie to należy rozumieć, jako obrót elementu tocznego względem geometrycznego środka kulki, mierzony w płaszczyźnie normalnej do linii śrubowej. W procedurze budowy modelu zjawisko to uwzględniono przez wprowadzenie dodatkowej zmiennej g , określającej przesunięcie punktu styku elementu tocznego względem bieźni śruby i nakrętki. Poglądowo przesunięcie to przedstawiono na rys. 4.6.



Rys. 4.6 Przesunięcie punktu styku elementu tocznego względem bieżni śruby i nakrętki

Uwzględnienie dodatkowego przesunięcia punktu styku elementu tocznego względem bieżni śruby i nakrętki wymaga skorygowania współrzędnych położenia punktów styku. W modelu skutkuje to zmianą położenia punktów węzłowych elementów kontaktowych, modyfikacji tej dokonuje się przez zmianę parametru a :

$$a = \left(\frac{d_0}{2} - \frac{D_w}{2} \right) + \left(\frac{D_w}{2} - \sqrt{\frac{D_w}{2} - g^2} \right) \quad (4.13)$$

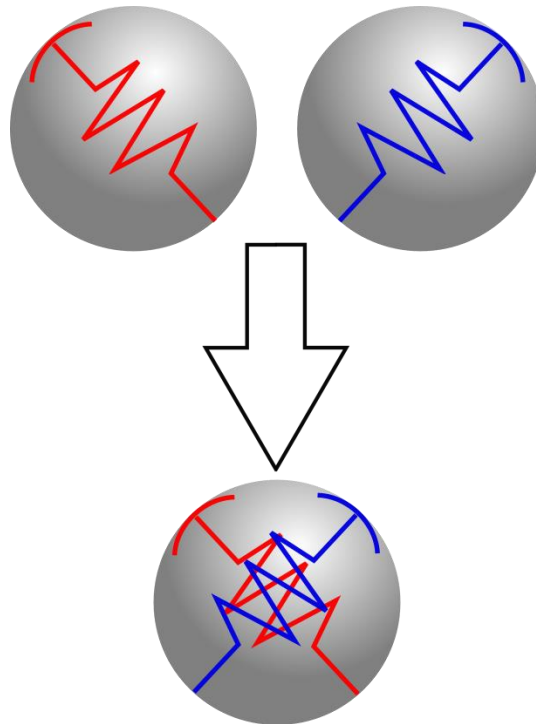
Dodatkowo należało także uwzględnić tę modyfikację w osi X. Ostatecznie wzory przedstawiają się następująco:

$$x_n = u \cdot nT \pm g \quad (4.14)$$

$$y_n = \left(\frac{D_w}{2} \pm a \right) \cdot \sin(nT) \quad (4.15)$$

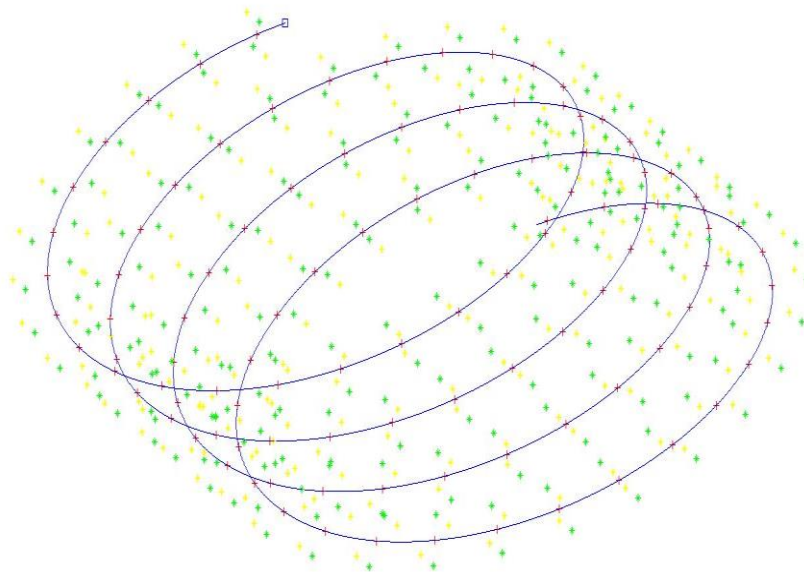
$$z_n = \left(\frac{D_w}{2} \pm a \right) \cdot \cos(nT) \quad (4.16)$$

Na podstawie przedstawionego opisu opracowano procedurę realizującą ten etap modelowania. Konieczność uwzględniania możliwości przenoszenia osiowych obciążeń o zmiennym zwrocie wymaga wprowadzenia do modelu mechanizmu podwojonej liczby elementów kontaktowych. Dla modelowania pojedynczego segmentu tocznego potrzebna jest para kontaktowych elementów rozmieszczonych jak na rys. 4.7.



Rys. 4.7 Sposób modelowania pojedynczego segmentu toczonego za pomocą pary elementów kontaktowych

Na rys. 4.8 przedstawiono wygenerowany zbiór punktów węzłowych elementów kontaktowych, rozłożonych wzdłuż linii śrubowej.



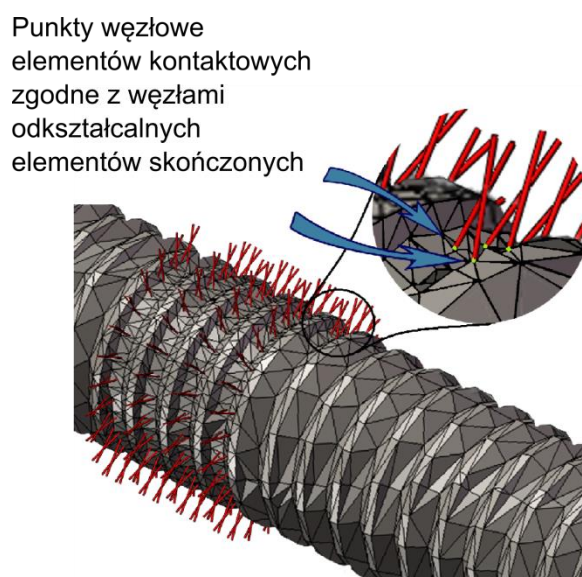
Rys. 4.8 Zbiór punktów węzłowych elementów kontaktowych rozłożonych wzdłuż linii śrubowej

Na podstawie opisanej metody modelowania struktury kontaktowej mechanizmu śrubowo - toczonego opracowano procedury numeryczne, w środowisku Matlab, generujące zbiory danych do programu *HELICON* [44,45].

Modelowanie mechanizmu śrubowo - toczonego można prowadzić w konwencji metody sztywnych elementów skończonych (SES) lub odkształcalnych elementów skończonych (OSE). W przypadku stosowania modelowania wg metody SES można przyjmować,

że śruba oraz nakrętka traktowane są, jako pojedyncze sztywne elementy skończone (bryły doskonale sztywne), bez podziałów pomyślnych. Modelowe łączenie tych elementów bryłowych odbywa się za pośrednictwem struktury kontaktowej, której sposób opracowania przedstawiono powyżej.

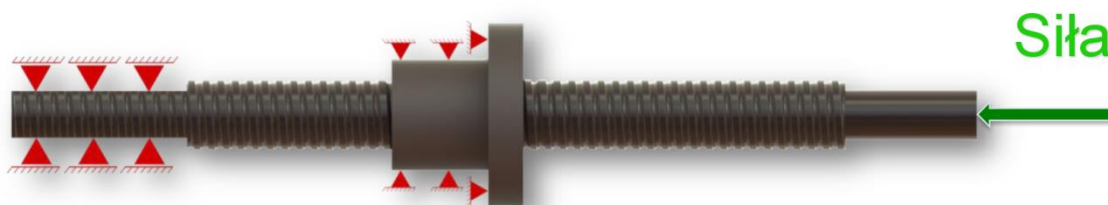
W przypadku konieczności uwzględniania odkształcalności postaciowej śruby lub nakrętki należy stosować do ich modelowania metodę OES. Działania te wymagają specjalnego podejścia do modelowania, ze względów numerycznych wymagane jest sprzęgnięcie procesu dyskretyzacji struktury bryłowej z strukturą kontaktową. Koniecznym jest, aby położenie węzłów elementów kontaktowych było zgodne z położeniem węzłów OES. Spełnienie tego postulatu narzuca konieczność generacji takiej siatki podziału węzłów OES-ów, aby każdemu punktowi węzłowemu elementu kontaktowego odpowiadał konkretny węzeł OES-u. Na rys. 4.9 zilustrowano poglądowo opisaną wyżej metodę kreowania modelu.



Rys. 4.9 Połączenie struktury kontaktowej ze strukturą odkształcalną

Ze względu na planowaną weryfikację doświadczalną wyników analiz obliczeniowych należało zadbać o adekwatność, zarówno sposobu nałożenia warunków brzegowych na model, jak i jego obciążenia. Ponieważ celem obliczeń oraz badań doświadczalnych było wyznaczenie przemieszczenia śruby względem nakrętki wywołanego siłą osiową przykładaną do śruby, przyjęto inny niż w typowych rozwiązaniach sposób współpracy mechanizmu z otoczeniem konstrukcyjnym. We wszystkich rozpatrywanych wariantach modelu obliczane przemieszczenie wynika z podatności elementów kontaktowych oraz ewentualnie z odkształcalności fragmentów śruby i nakrętki. Aby zapewnić wyznaczenie tego przemieszczenia należało nie tylko całkowicie unieruchomić nakrętkę, ale także

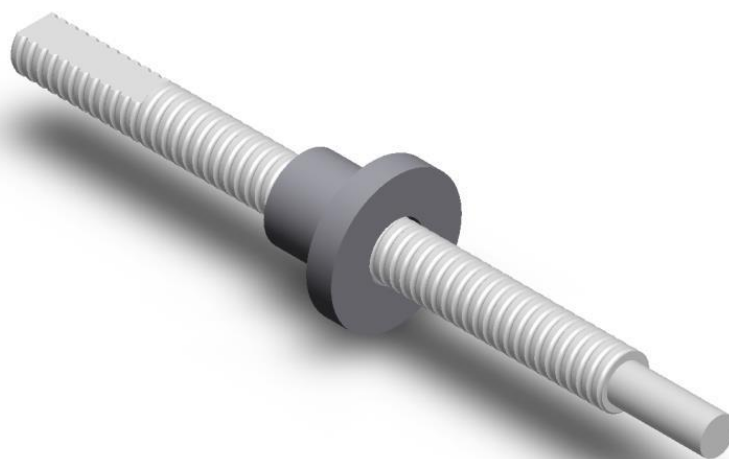
uniemożliwić śrubie obracanie się wokół własnej osi. W wariantach modelu zrealizowano to przez nałożenie na nieobciążany koniec śruby odpowiednio dobranych warunków utwierdzenia. Schematycznie nałożone warunki oraz przyjęty sposób obciążania przedstawiono na rys. 4.10.



Rys. 4.10 Schemat sposobu utwierdzenia i obciążania

4.3 Modelowanie metodą sztywnych elementów skończonych

Analizując literaturę dotyczącą mechanizmów śrubowo-tocznych [13,14,30,80,73,8,85,28,86] można wnioskować, że największy wpływ na podatność połączenia śruba – nakrętka ma podatność elementów kontaktowych oraz stref kontaktu w bezpośrednim pobliżu styku elementów kontaktowych, z bieżniami śruby i nakrętki. Sugerując się tymi wnioskami, jako jeden z modeli szczegółowych opracowany został model mechanizmu śrubowo-tocznego w konwencji metody SES, zwany dalej modelem SES. Postać geometryczną opracowanego modelu przedstawiono na rys. 4.11.



Rys. 4.11 Postać geometryczna modelu mechanizmu śrubowo-tocznego

W opracowanym modelu zrezygnowano z wprowadzania tzw. podziałów pomyślanych, przyjmując postać modelu opartą o podziały naturalne, czyli o zewnętrzne powierzchnie wyznaczające kształt poszczególnych części. Przyjęcie takiego sposobu idealizacji

struktury bryłowej pozwala na przypisanie właściwości sprężystych wyłącznie strukturze kontaktowej. Modelowanie tej struktury oparto na idei segmentów tocznych (opisanej w podrozdziale 4.1.1) i przeprowadzono zgodnie z procedurą opisaną w podrozdziale 4.2.

Opracowany model SES mechanizmu śrubowo-tocznego składał się z dwóch sztywnych elementów skończonych idealizujących śrubę i nakrętkę. Dla tych elementów na podstawie ich kształtu wyznaczono masy oraz współrzędne środków ciężkości. Oba elementy połączono modelowo elementami kontaktowymi, których liczba odpowiada liczbie segmentów tocznych (kulek) występujących analizowanych przekładniach.

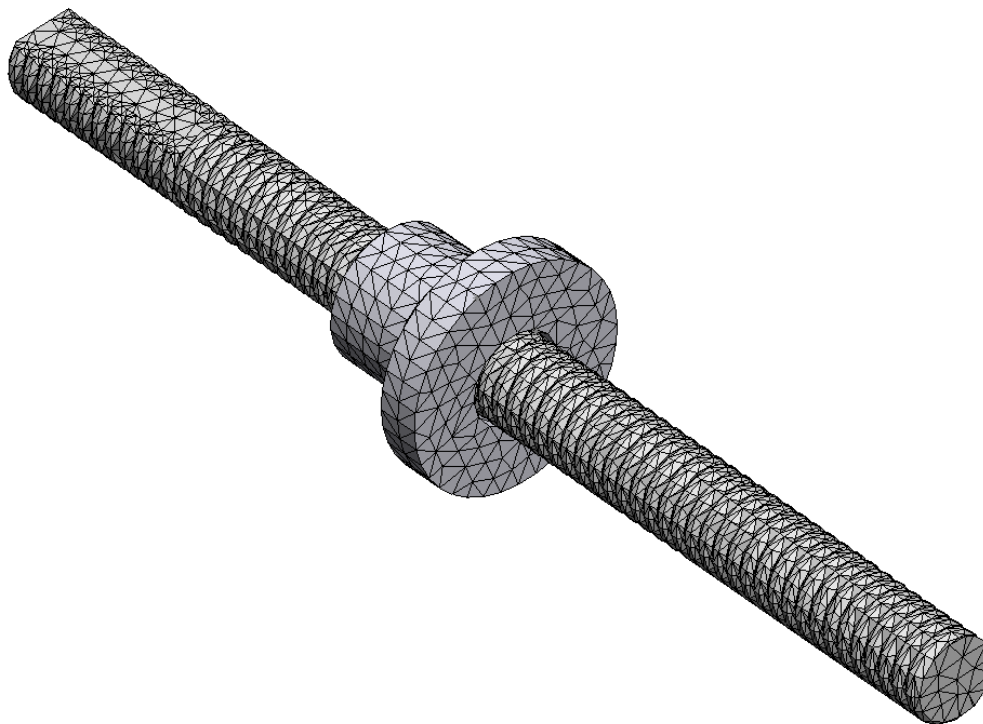
Warunki utwierdzenia zrealizowano, zgodnie z przyjętym schematem (rys. 4.10): pierwszemu SES-owi – modelującemu nakrętkę odebrano wszystkie sześć stopni swobody, natomiast drugiemu – modelującemu śrubę odebrano rotacyjny stopień swobody odpowiadający za obrót wokół osi śruby.

Szczególną zaletą modelu SES jest jego niska wymiarowość (mała liczba stopni swobody), co gwarantuje dużą szybkość prowadzonych obliczeń. Wiarygodność uzyskanych wyników zależy jest od parametrów opisujących elementy kontaktowe oraz od słuszności założenia o pomijalnie małej odkształcalności postaciowej korpusu nakrętki i śruby.

4.4 Modelowanie metodą odkształcalnych elementów skończonych

Opracowanie modelu w konwencji metody odkształcalnych elementów skończonych (zwanego dalej modelem OES), pozwala na uwzględnienie odkształcalności własnej śruby i nakrętki. Ta cecha modelu OES umożliwia wyznaczenie przemieszczenia względnego śruby i nakrętki, które zależy jest nie tylko od podatności segmentów tocznych, ale także od odkształcalności postaciowej elementów bryłowych modelowanej przekładni. Opracowanie tego modelu jest zadaniem znacznie trudniejszym niż modelu SES. Oprócz skomplikowanych kształtów śruby i nakrętki, który należy poddać dyskretyzacji, należy również uwzględnić warunki współpracy struktury bryłowej z kontaktową. We współpracy tych struktur ważnym jest, aby położenia węzłów elementów kontaktowych były zgodne z położeniami węzłów odkształcalnych elementów skończonych. Zgodność położenia tych węzłów można uzyskać odpowiednio sterując procesem dyskretyzacji. W procesie tym najpierw wyznacza się współrzędne położenia początków i końców KEST-ów, modelujących segmenty toczne. Sposób ich wyznaczenia opisano w podrozdziale 4.2. Następnie zbiór tak wygenerowanych punktów wprowadza się do modelu geometrycznego, nakładając je na ciągłe powierzchnie śrubowe bieżni śruby i nakrętki.

Geometryczna przynależność tych punktów do dyskretyzowanych brył powoduje wygenerowanie dokładnie w miejscach ich położenia węzłów odkształcalnych elementów skończonych. Podział śruby i nakrętki na odkształcalne elementy skończone przedstawiono na rys. 4.12.



Rys. 4.12 Podział śruby i nakrętki na odkształcalne elementy skończone – model OES

Warunki utwierdzenia modelu OES zrealizowano zgodnie z przyjętym schematem (rys. 4.10). Nakrętkę unieruchomiono bezpośrednio na jej powierzchniach montażowych. Natomiast, aby uniemożliwić obrót śruby wokół swojej osi zastosowano analogiczne do przyjętego w badaniach doświadczalnych rozwiązanie z płaską końcówką śruby (tzw. „płetwą”). Węzłom znajdującym się na dwóch płaskich powierzchniach tej „płetwy” odebrano możliwość poruszania się w kierunku prostopadłym do osi śruby, pozostawiając możliwość wykonania ruchów w płaszczyznach równoległych do osi śruby, w taki sposób odwzorowano układ zastosowany w badaniach doświadczalnych.

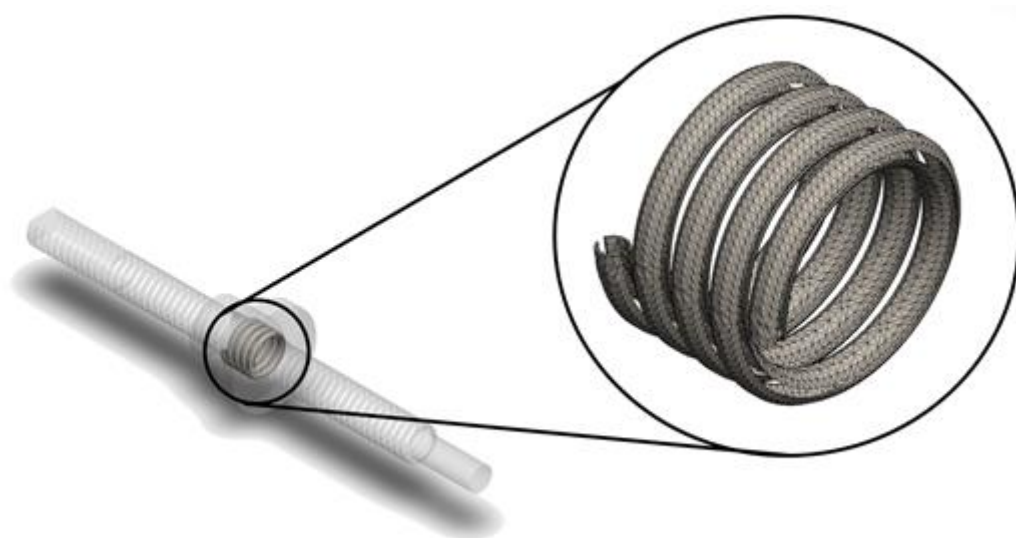
Opracowany model OES charakteryzuje się wysoką wymiarowością, co w połączeniu z nieliniowym jego charakterem może prowadzić do znacznie dłuższych czasów realizacji obliczeń niż w przypadku modelu SES.

4.5 Opracowanie modelu hybrydowego

Poszukując rozwiązania kompromisowego pomiędzy wysokim stopniem uproszczenia modelu SES, a niską efektywnością obliczeniową modelu OES opracowano, zgodnie

z koncepcją modelowania przedstawioną w pracy [42], model hybrydowy. Odpowiednio sformułowana postać tego modelu umożliwia uwypuklenie zalety modeli klasycznych wraz z minimalizacją ich wad.

Analizując konstrukcję mechanizmu śrubowo-tocznego oraz wspierając się wynikami obliczeń modelu OES można zauważyć, że istotne udziały w przemieszczaniu śruby względem nakrętki ma przemieszczenie wynikające z odkształceń poszczególnych segmentów tocznych, a także przemieszczenie pochodzące z odkształceń bieżni w bezpośrednich obszarach ich styku z kulkami. Obserwacja ta pozwala na opracowanie modelu hybrydowego, w którym jednocześnie w obrębie jednej bryły występują sztywne i odkształcalne elementy skończone. W modelu tym, jako odkształcalne postaciowo potraktowano te fragmenty śruby i nakrętki, które bezpośrednio współpracują z kulkami – zamodelowano je odkształcalnymi elementami skończonymi. Pozostałe fragmenty tych brył idealizowano sztywnymi elementami skończonymi, które uzupełniając geometrycznie obszar brył (śruby i nakrętki) tworzą sztywną podstawę wokół odkształcalnych bieżni. Przyjętą koncepcję modelu hybrydowego, zwanego dalej modelem HYB, przedstawiono schematycznie na rys 4.13.



Rys. 4.13 Koncepcja modelu hybrydowego

W modelu HYB odkształcalność bieżni śruby i nakrętki uwzględniano tylko w obszarze ich bezpośredniej współpracy z elementami tocznymi, niewspółpracujące fragmenty bieżni należały do obszarów modelowanych sztywnymi elementami skończonymi.

Opracowanie modelu hybrydowego w zakresie współpracy struktur bryłowej i kontaktowej odbywa się jak w modelu OES – wymagane jest sterowanie siatką podziału

węzłów. Dodatkową operacją jest wyznaczenie zbioru węzłów bezpośrednio współpracujących ze sztywną osnową (sztywnym elementem skończonym).

Można sformułować tezę, że model HYB w przyjętej postaci stanowi synergiczne połączenie modelu SES z modelem OES, umożliwiając uzyskanie wyników zbliżonych do modelu OES, przy znacznie skróconych czasach obliczeń. Poszukując potwierdzenia tej tezy przeprowadzono modelowanie i obliczenia przykładowego obiektu w trzech wariantach modelowych: modelu SES, modelu OES i modelu HYB.

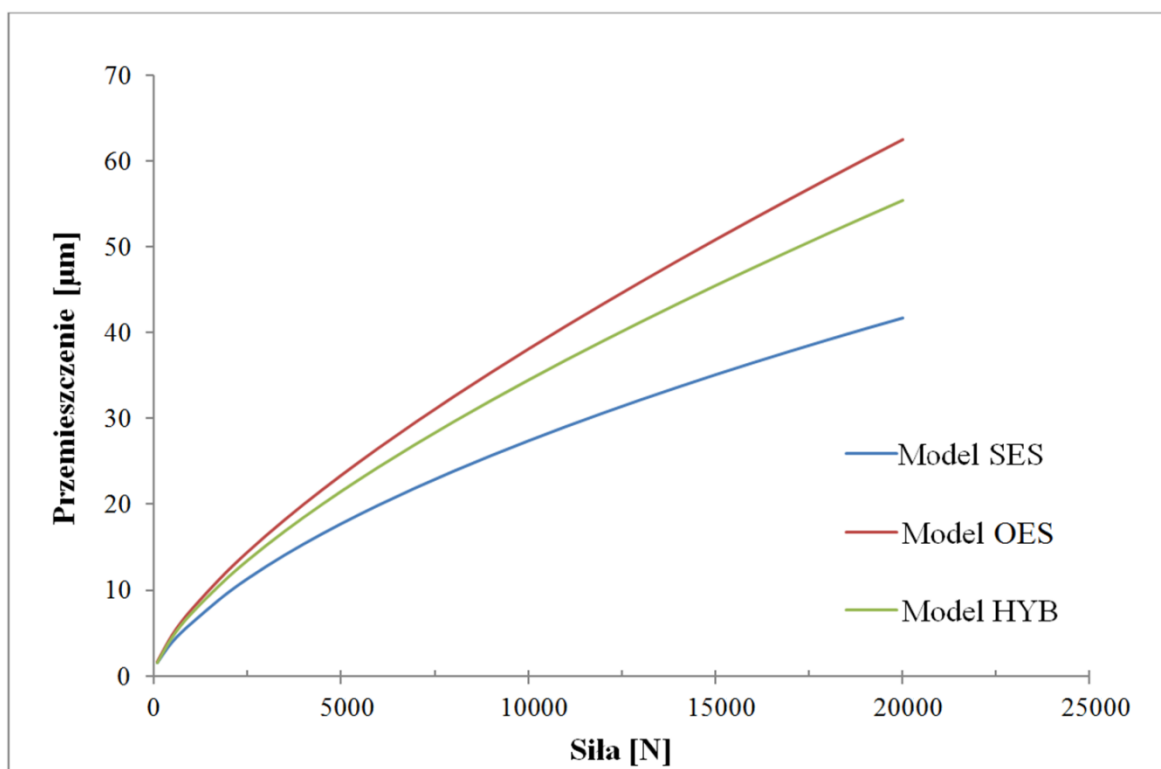
4.6 Porównanie wyników obliczeń wariantów modeli

Podstawowym celem przeprowadzonej analizy porównawczej było zbadanie wpływu uwzględniania w modelach mechanizmów śrubowo-tocznych odkształcalności postaciowej śruby i nakrętki. Dodatkowo sprawdzano efektywność obliczeniową modeli zestawiając czasy obliczeń niezbędne do ich rozwiązania.

Dążąc do zachowania warunków porównywalności we wszystkich wariantach modeli zastosowano identyczny sposób modelowania struktury kontaktowej, zarówno zakresie przestrzennego rozmieszczenia elementów kontaktowych, jak i ich parametrów. W analizie porównawczej przyjęto liniową postać zależności opisującej odkształcenia tych elementów. Wartości współczynników podatności (zależność 4.1) przyjęto na podstawie wyników analiz podobnych mechanizmów, przy czym nie były one identyfikowane dla potrzeb tych obliczeń. W przeprowadzonej analizie porównawczej zachowano podobne warunki utwierdzenia, we wszystkich wariantach unieruchamiano nakrętkę. Mechanizm obciążano siłą przyłożoną do śruby, skierowaną osiowo, zwróconą do nakrętki (ściskanie), a wartość tej siły zmieniano od 1000 N do 20000 N co 1000 N. Dodatkowo w celu dokładnego odwzorowania przebiegu przemieszczenia zdecydowano się na przeprowadzenie analiz dla siły 100 oraz 500 N.

Obiektem analizy był mechanizm śrubowo-toczny oznaczony symbolem THK 3210-7 [80], będący mechanizmem z pojedynczą nakrętką o średnicy znamionowej 33,75 mm, skokiem gwintu 10 mm oraz kulce o średnicy 14,7 mm. We wszystkich wariantach modeli segmenty toczne (kulki) zastąpiono kontaktowymi elementami (KEST-ami), których łączna liczba wynosiła 49. W modelu SES zastosowano 2 sztywne elementy skończone. Model OES (odkształcalny) składał się z 13716 węzłów połączonych w 67020 odkształcalne elementy skończone. Model HYB (hybrydowy) zawierał 2 sztywne elementy skończone oraz 4443 węzłów łączonych w 11532 odkształcalne elementy skończone.

Na rys. 4.14 zestawiono wyniki obliczeń przemieszczenia wyznaczanego w punkcie przyłożenia siły w funkcji tej siły dla trzech wariantów modeli. Obserwując to zestawienie można zauważyć mało istotną różnicę między wynikami modelu OES a wynikami modelu HYB, natomiast wyniki modelu SES ujawniają wyraźnie mniejsze przemieszczenie. Ze względu na identyczny sposób modelowania struktury kontaktowej we wszystkich wariantach modeli można przypuszczać, że wykazana różnica między modelami OES i HYB, a modelem SES jest miarą odkształcalności postaciowej struktury bryłowej. Ze względu na dość istotne wartości tej różnicy należy wnioskować o konieczności uwzględniania odkształcalności postaciowej śruby i nakrętki w tego rodzaju analizach. Można również sugerować, że nieuwzględnianie tej odkształcalności znacząco obniża poziom wiarygodności prowadzonych obliczeń.

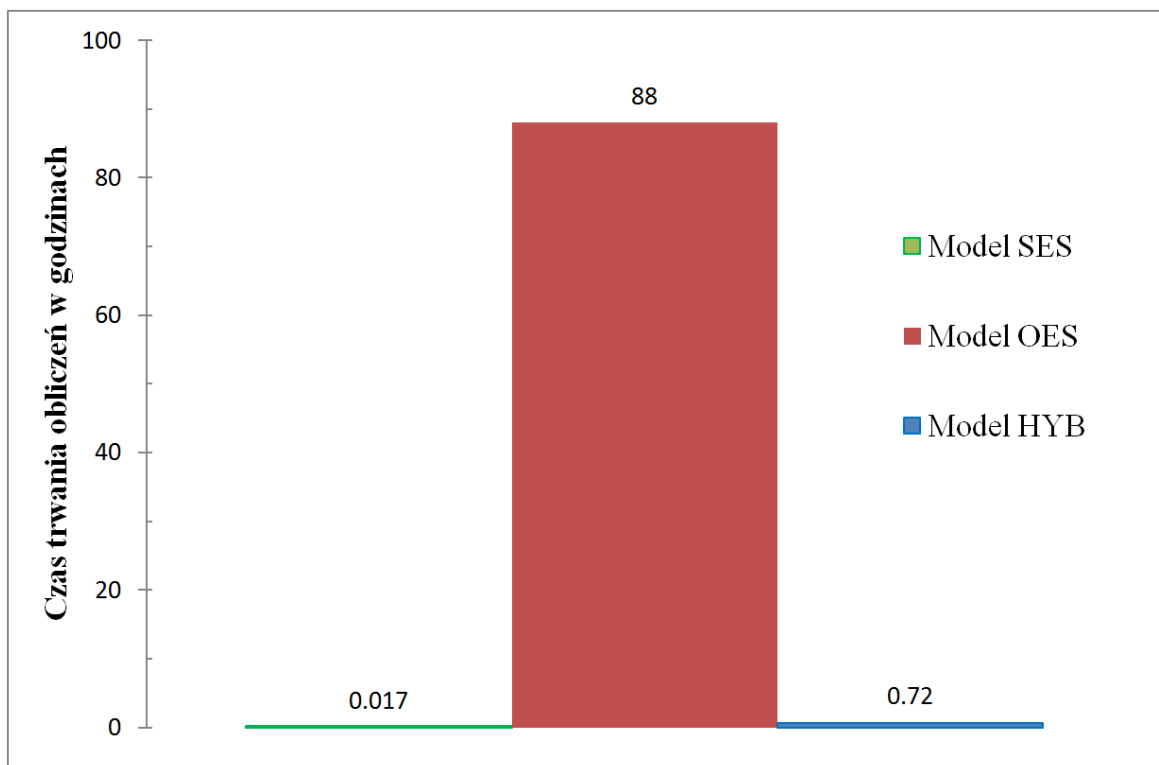


Rys. 4.14 Wykres zależności przemieszczenia, mierzonego w punkcie przyłożenia siły, od siły dla trzech rodzajów modeli: sztywnego, odkształcalnego i hybrydowego

Na szczególną uwagę zasługuje zdecydowanie lepsza zgodność przebiegu charakterystyk modelu HYB z modelem OES, niż dla modelu SES. W wariantach modeli HYB i OES uwzględniana jest odkształcalność postaciowa śruby i nakrętki. Jednak w modelu HYB odkształcalny jest tylko fragment konstrukcji leżący w bezpośredniej bliskości stref współpracy kontaktowej śruby z nakrętką. Może to sugerować silne

oddziaływanie elementów tocznych (kulek) na bieźnie mechanizmu i dominujący efekt odkształceń tej strefy nad odkształceniami obszarów oddalonych od stref kontaktu.

Oprócz wysokiej zgodności wyników modelu HYB z modelem OES, model HYB charakteryzuje się dodatkowo korzystną cechą użytkową. Na rys. 4.15 przedstawiono zestawienie czasów obliczeń, realizowanych na tym samym komputerze. Obliczenia wykonane przy użyciu modelu hybrydowego (4k węzłów) trwały 42 minuty, co w porównaniu do modelu w pełni odkształcalnego (13k węzłów), który obliczany był w czasie 88 godzin, jest wynikiem bardzo korzystnym. Biorąc pod uwagę pracochłonność przygotowania modeli należy podkreślić, że model hybrydowy jest nieco bardziej pracochłonny niż model OES. Pomimo to, znaczące skrócenie czasu trwania obliczeń w stosunku do modelu OES wydaje się w pełni rekompensować ten dodatkowy nakład pracy.



Rys. 4.15 Czas obliczeń z wykorzystaniem różnych typów modeli szczegółowych

Modelem liczącym się najszybciej, a zarazem najmniej pracochłonnym jest model SES, jednak jego wiarygodność – ze względu na różnice w wynikach – może być wątpliwa. Mimo tych uwag model opracowuje się, jako pierwszy etap kreowania pozostałych modeli. Najczęściej powstaje on przy opracowywaniu zarówno modelu OES jak i modelu HYB. W proponowanej metodyce modelowania pierwszym etapem opracowania każdego modelu jest przygotowanie danych opisujących strukturę kontaktową, uzupełnienie ich

o dane opisujące sztywne elementy skończone jest zadaniem łatwym. Model ten może służyć do testowania poprawności danych opisujących strukturę kontaktową lub przyjętego sposobu utwierdzania obiektu.

4.7 Metoda wyznaczania parametrów elementów kontaktowych

Biorąc pod uwagę podstawowy cel pracy, opracowanie praktycznie użytecznego w obliczeniach inżynierskich modelu zastępczego mechanizmu śrubowo-tocznego, należało zadbać o odpowiedni poziom wiarygodności tego modelu. Wiąże się to z nadaniem takich cech i parametrów temu modelowi, które zapewnią wymaganą dokładność obliczeń. Poszukiwaną zależnością była charakterystyka sztywności mechanizmu śrubowo-tocznego, której wyznaczenie oparto na obliczeniach realizowanych przy pomocy modeli szczegółowych (por. 4.1). We wszystkich tych modelach występowały elementy kontaktowe modelujące współpracę bieźni z kulkami tzw. segmenty toczne. Właściwe wyznaczenie wartości parametrów elementów kontaktowych ma tu znaczenie decydujące.

Poszukiwane wartości parametrów można uzyskać na drodze identyfikacji prowadzonej na podstawie wyników badań doświadczalnych. Pomimo bardzo dobrych rezultatów takich działań ich praktyczna przydatność jest ograniczona do mechanizmów śrubowo-tocznych już zbadanych. W obliczeniach projektowych pożądanym by było, aby móc analizować wiele różnych, niekoniecznie zbadanych doświadczalnie mechanizmów, stąd podjęta w pracy próba opracowania metody analitycznego wyznaczania wartości parametrów elementów kontaktowych.

Ze względu na charakter współpracy kulki z bieźniami w pojedynczym segmencie tocznym, metodę analitycznego wyznaczania wartości parametrów elementów kontaktowych modelujących segmenty toczne oparto na teorii Hertza. W istocie teoria ta dotyczy styku dwóch sprężystych obiektów o kształcie eliptycznym. W segmencie tocznym kontakt ciał jest podwójny, kulka styka się jednocześnie z bieźnią śruby i bieźnią nakrętki. Występują tu dwie strefy kontaktu, przy czym zagadnienie komplikuje się ze względu na złożoną geometrię obu bieźni, a także zróżnicowanie kształtu bieźni śruby w stosunku do bieźni nakrętki. Obecnie teoria Hertza doczekała się wielu rozwinięć jedno z nich przedstawił K.L. Johnson [46] na tym opracowaniu oparto dalsze rozważania.

W rozdziale czwartym niniejszej pracy opisano przyjęty sposób modelowania mechanizmów śrubowo-tocznych bazujący na zastosowaniu metody korekcji obciążeń zewnętrznych. W oparciu o tę metodą zaproponowano różne sposoby dyskretyzacji

struktury bryłowej mechanizmu, pomimo to we wszystkich rozpatrywanych modelach zastosowano kontaktowe elementy skończone typu KEST. Odształcalność normalną tych elementów opisują zależności (4.17) i (4.18), warunkiem stosowania takiego sposobu modelowania jest przyjęcie odpowiednich wartości współczynników występujących w tych zależnościach.

Posługując się powszechnie uznawaną teorią Hertza [24, 29, 35], a właściwie jej rozwinięciem w kierunku praktycznego zastosowania przedstawionego w pracy [46], opracowano analityczny sposób wyznaczania wartości parametrów elementów kontaktowych modelujących segmenty toczne.

Aby wyznaczyć te parametry należy rozpatrzyć ruch kulki ściskanej między dwiema bieżniami. Odwołując się do teorii Hertza, można tą sytuację potraktować, jako wciskanie połowy kulki w bieżnię śruby oraz wciskanie połowy kulki w bieżnię nakrętki. Do obliczeń niezbędna jest znajomość materiałów, z jakich wykonane są poszczególne elementy układu (bieżnie i kulka) oraz ich dokładna geometria. Należy zwrócić uwagę, że bieżnie śruby i nakrętki są znacząco różne. Bieżnia śruby w przekroju osi śruby jest wklęsła, natomiast w przekroju poprzecznym wypukła. W nakrętce w obu przypadkach bieżnia jest wklęsła. Szczególną trudność sprawia dokładne ustalenie geometrii bieżni, przy znaczącym jej wpływie na wyznaczane parametry. Promień zarysu bieżni jest zawsze większy niż promień współpracującej kulki, niestety producenci nie podają dokładnych danych o zarysie. Na podstawie literatury [28-73] wiadomo, że różnice te mieszczą się w przedziale 2÷5%, korzystając z tej informacji można obliczyć promienie bieżni wewnętrznej r_i oraz zewnętrznej mechanizmu r_o (indeks „o” oznacza, że współczynnik odnosi się do bieżni zewnętrznej, „i” – dotyczy bieżni wewnętrznej). Następnie oblicza się współczynniki krzywizn f_o oraz f_i będące stosunkiem promieni bieżni do średnicy kulki. Współczynnik B oblicza się z zależności:

$$B = f_o + f_i - 1 \quad (4.17)$$

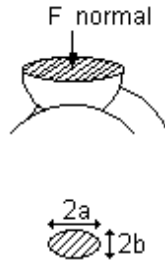
Obliczony współczynnik jest zależny od wielkości geometrycznych, zostanie zastosowany w dalszej części procedury obliczeniowej.

Kolejnym parametrem jest ekwiwalent materiałowy:

$$E_w = \frac{2}{\frac{1-\nu_a^2}{E_a} + \frac{1-\nu_b^2}{E_b}} \quad (4.18)$$

gdzie, ν_a, ν_b – liczba Poissona dla obu ciał, E_a, E_b – moduły Younga ciał.

Następnie określa się geometrię kontaktu, na rys. 4.16 przedstawiono przykładowo połączenie kulki z bieżnią wewnętrzną.



Rys. 4.16 Połączenie kulki z bieżnią wewnętrzną z zaznaczoną elipsą kontaktu

Kulka ma w obu osiach dodatnie promienie:

$$R_{ax} = R_{ay} = \frac{d_w}{2} \quad (4.19)$$

gdzie: d_w – średnica kulki.

Natomiast pozostałe parametry to dane obu bieżni:

$$R_{bix} = -r_i = -(1,04 \cdot \frac{d_w}{2}) \quad (4.20)$$

$$R_{biy} = \frac{d_0 - d_w}{2} \quad (4.21)$$

$$R_{box} = -r_o = -(1,04 \cdot \frac{d_w}{2}) \quad (4.22)$$

$$R_{biy} = -\frac{d_0 + d_w}{2} \quad (4.23)$$

gdzie: d_0 – średnica podziałowa mechanizmu śrubowo-tocznego.

Zastępcze promienie kontaktu dla połączeń kulki z bieżniami:

$$R_{ai} = \frac{1}{\{A+B\}_i - \{B-A\}_i} \quad (4.24)$$

$$R_{bi} = \frac{1}{\{A+B\}_i + \{B-A\}_i} \quad (4.25)$$

$$\{A + B\}_i = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{ax}} + \frac{1}{R_{ay}} + \frac{1}{R_{bix}} + \frac{1}{R_{biy}} \right) \quad (4.26)$$

$$\{B - A\}_i = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{1}{R_{ax}} - \frac{1}{R_{ay}} \right)^2 + \left(\frac{1}{R_{bix}} - \frac{1}{R_{biy}} \right)^2 + 2 \left(\frac{1}{R_{ax}} - \frac{1}{R_{ay}} \right) \left(\frac{1}{R_{bix}} - \frac{1}{R_{biy}} \right)} \quad (4.27)$$

Obliczenie współczynników R_c , e_2 , współczynników korygujących $F1$ i $F2$ oraz współczynników geometrii strefy styku a , b , c – wzory są takie same dla bieżni zewnętrznej i wewnętrznej:

$$R_c = \sqrt{R_a R_b}, \quad (4.28)$$

$$e_2 = 1 - \left(\frac{R_b}{R_a}\right)^{\frac{4}{3}}, \quad (4.29)$$

$$F1 = 1 - \left(\left(\frac{R_a}{R_b}\right)^{0.602} - 1\right)^{1.456}, \quad (4.30)$$

$$F2 = 1 - \left(\left(\frac{R_a}{R_b}\right)^{0.684} - 1\right)^{1.531}, \quad (4.31)$$

$$c = \left(\frac{3P_s R_c}{4E_w}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot F1, \quad (4.32)$$

$$a = c \cdot (1 - e_2)^{\frac{1}{4}}, \quad (4.33)$$

$$b = \frac{c^2}{a}. \quad (4.34)$$

Przemieszczenie (zbliżenie się do siebie współpracujących obiektów):

$$\delta = \frac{c^2}{R_c} \cdot \frac{F2}{F1}. \quad (4.35)$$

Sztywność normalna połączenia:

$$K_{n_{i,0}} = \frac{P_s}{\delta}. \quad (4.36)$$

Sztywność normalna w przypadku kontaktu kulki z dwiema bieżniami jednocześnie:

$$K_n = \frac{K_{n_i} K_{n_0}}{K_{n_i} + K_{n_0}}. \quad (4.37)$$

Dzięki zastosowaniu powyższych wzorów można wyznaczyć charakterystykę zależności przemieszczenia śruby względem nakrętki w zależności od osiowej siły. Odpowiednio dopasowując do tej zależności funkcję potęgową uzyskuje się parametry C i m funkcji, określającej podatność elementu kontaktowego (KEST-u). Można przyjmować zależność liniową, wówczas wyznacza się współczynnik podatności e_{pn} elementu kontaktowego. Wyznacza się go, jako średnią podatność połączenia dla rozważanego zakresu sił.

5. Badania doświadczalne mechanizmów śrubowo-toczących

Złożona budowa mechanizmów śrubowo-toczących oraz charakter występujących w nich zjawisk fizycznych powodują, że mechanizmy te są trudnymi obiektami badań doświadczalnych. Opracowując metodę badań doświadczalnych tych obiektów starano się, by badania prowadzone były w warunkach zbliżonych do rzeczywistych. Uzyskane w ten sposób charakterystyki mogą być przydatne zarówno w procesach projektowania maszyn zawierających takie połączenia, jak i do weryfikacji modeli obliczeniowych, stosowanych w symulacjach wspomagających projektowanie.

5.1 Metoda badań doświadczalnych mechanizmów śrubowo-toczących

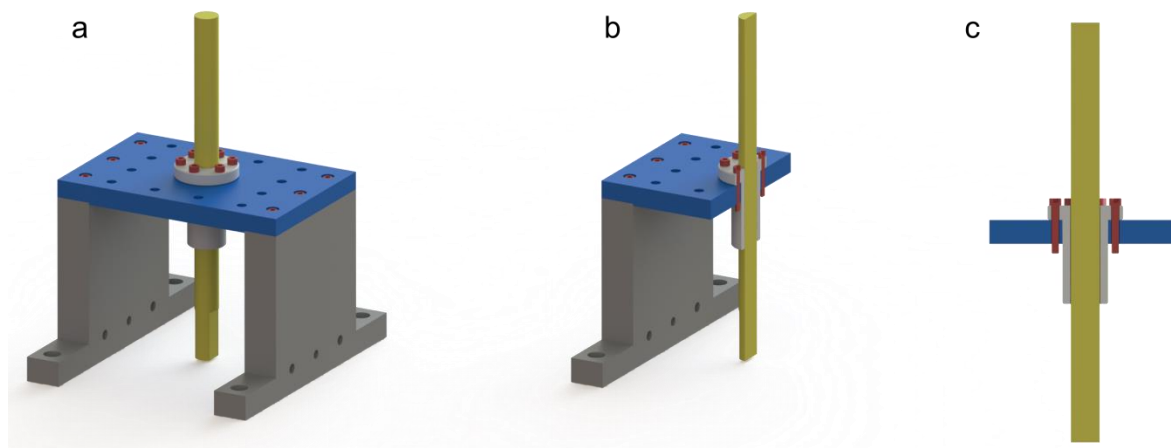
Jako podstawy koncepcyjne metody badań doświadczalnych właściwości statycznych mechanizmów śrubowo-toczących przyjęto następujące przesłanki i założenia [39,40,41]:

- Badaniom poddawane będą mechanizmy zamocowane w taki sposób, aby na przemieszczenia wzajemne śruby i nakrętki nie wpływały podatności węzłów łożyskowych.
- Montaż i ustalenie badanych mechanizmów na stanowisku powinno odbywać się zgodnie z zaleceniami producenta konkretnego mechanizmu.
- Obciążenia mechanizmów, zadawane w trakcie badań, powinny być zbliżone do realnych – występujących podczas ich eksploatacji w konstrukcjach maszyn. Przyjęto, że mechanizmy poddawane będą wolnozmiennym (bliskim 1 Hz), wymuszeniom siłowym o charakterze harmonicznym, nakładanym na stałe obciążenia średnie oraz przewidziano możliwość sterowania wartością siły wymuszającej w pełnym cyklu dociążanie-odciążanie (z tzw. „przejściem przez zero”).
- Biorąc pod uwagę cechy geometryczne badanych obiektów przyjęto, że pomiar przemieszczeń realizowany będzie przez wielopunktowy układ pomiarowy, umożliwiający wyznaczenie przemieszczenia śruby toczącej względem nakrętki.
- Wyniki badań doświadczalnych powinny stanowić źródło informacji służącej identyfikacji modeli obliczeniowych.

5.2 Stanowisko do badań doświadczalnych mechanizmów śrubowo-toczących

Kierując się, przyjętymi przesłankami i założeniami opracowano konstrukcję stanowiska badawczego służącego do wyznaczania właściwości statycznych mechanizmów śrubowo-toczących. Projektując to stanowisko respektowano zalecany przez producenta sposób ustalenia i mocowania nakrętki toczącej. Nakrętkę ustalono

osiowo na jej powierzchni walcowej, natomiast prostopadłości osi nakrętki do powierzchni montażowej elementu korpusowego zapewniła powierzchnia oporowa jej kołnierza. Mocowanie nakrętki do elementu korpusowego zrealizowano za pomocą zestawu śrub montażowych. Na rys. 5.1 przedstawiono poglądowo sposób ustalania i mocowania nakrętki tocznej.



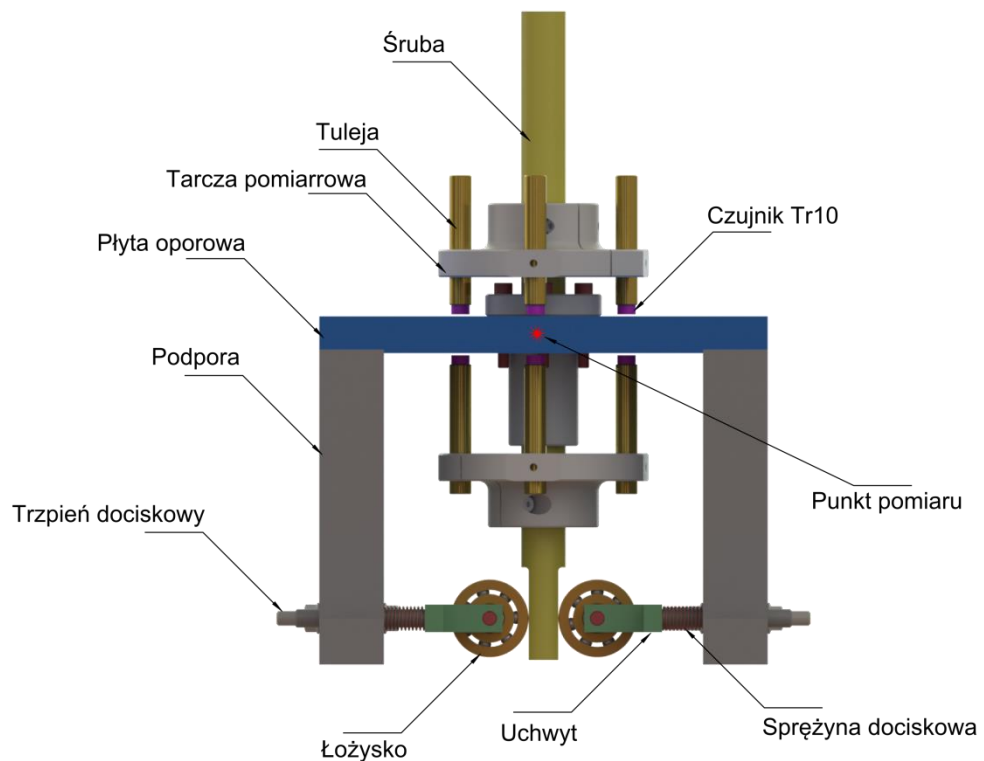
Rys. 5.1 Sposób ustalania i mocowania nakrętki tocznej: a – widok ogólny, b, c – przekrój

W celu zapewnienia możliwości montażu na stanowisku badawczym różnych mechanizmów śrubowo-tocznych zaprojektowano wymienną płytę montażową o konstrukcji dostosowywanej do wymagań i procedur montażowych producentów tych podzespołów.

Do pomiaru przemieszczeń śruby względem nieruchomej nakrętki zastosowano układ składający się z dwóch tarcz pomiarowych, umieszczonych przed i za nakrętką (rys.5.2). Tarcze te zamocowano bezpośrednio do śruby przez mechanizm zaciskowy. Zastosowanie zaciskowego mocowania pozwoliło uniknąć ingerencji w materiał badanej śruby. Do tarcz pomiarowych zamontowano bezdotykowe czujniki przemieszczeń pracujące w układzie różnicowym (składającym się z pary czujników). W tarczach pomiarowych wykonano po 4 otwory, w których umieszczono 8 indukcyjnych czujników przemieszczeń typu TR10 – firmy Hottinger. Czujniki te zainstalowano w mosiężnych tulejach, które umożliwiają dokładne ustawienie powierzchni roboczej czujnika względem powierzchni płyty montażowej nakrętki tocznej w celu precyzyjnego ustawienia wymiaru wymaganej szczeliny powietrznej.

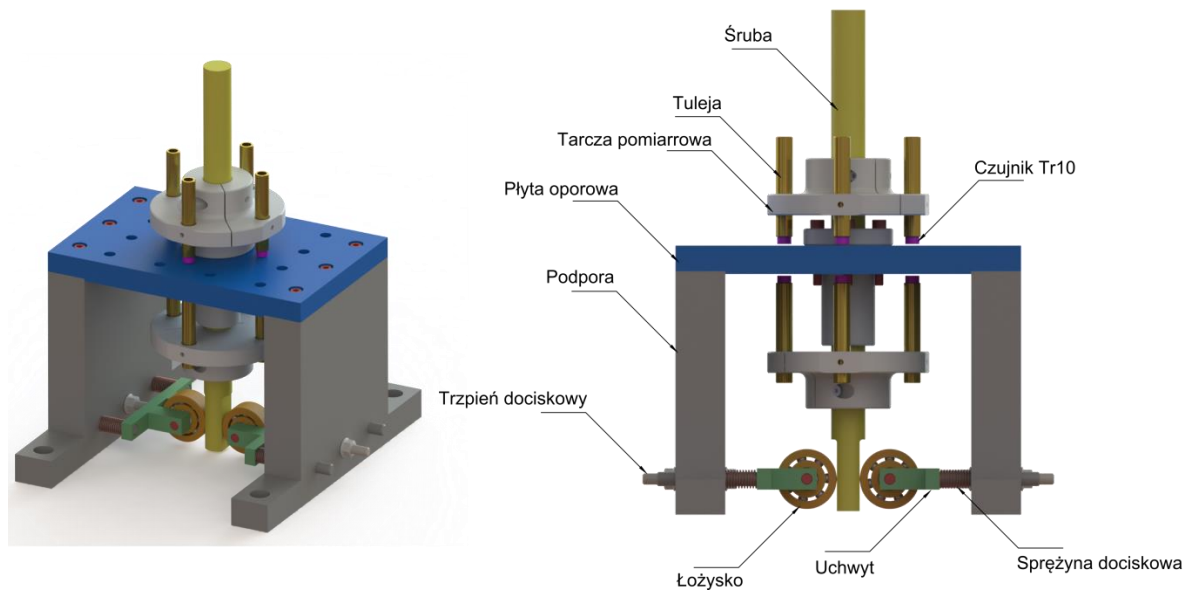
Podczas badania obciążano śrubę, która przemieszczała się względem nakrętki w wyniku deformacji kulek oraz fragmentów bieżni, razem ze śrubą poruszały się

zaciśnięte na niej tarcze pomiarowe. Umieszczone w tarczach pomiarowych czujniki mierzyły przemieszczenia względem płyty oporowej. Na podstawie tak mierzonych przemieszczeń, po odpowiedniej obróbce i transformacji do punktu leżącego w osi śruby na wysokości płyty oporowej (rys. 5.2) można wyznaczyć sztywności połączenia śruba – kulki – nakrętka.



Rys. 5.2 Schemat układu pomiaru przemieszczeń

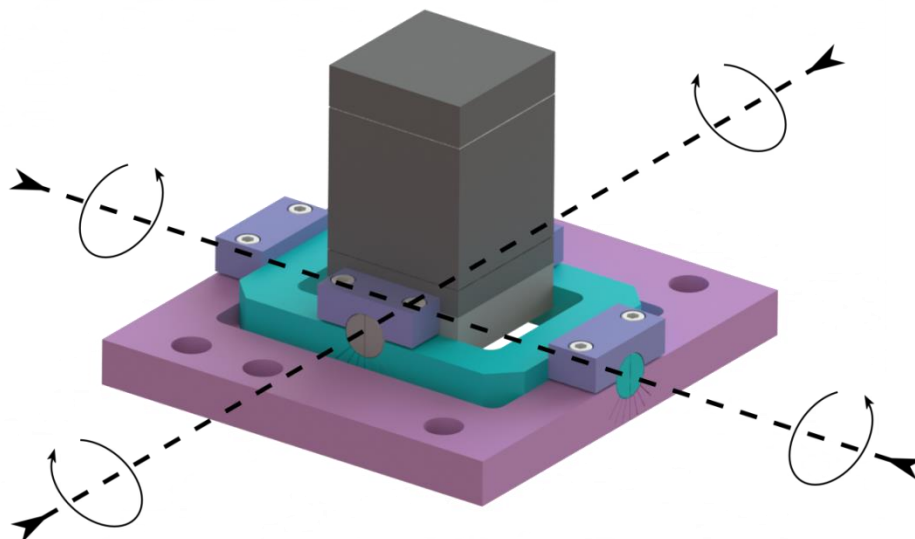
Cechy konstrukcyjne typowych mechanizmów śrubowo-toczących oraz brak w nich samohamowności wymogły zastosowania dodatkowego układu konstrukcyjnego. Układ ten zapobiegał obrotowi obciążanej śruby wokół własnej osi, przy jednoczesnym zapewnieniu możliwości swobodnego przemieszczania się śruby wzdłuż tej osi (rys. 5.3).



Rys. 5.3 Konstrukcja układu odbierającego ruch obrotowy śruby pociągowej

Układ składa się z pary łożysk tocznych dociskanych do powierzchni oporowych naciętych na końcu śruby w formie tzw. płetwy. Siłę docisku można regulować przy pomocy gwintowanych prętów zamocowanych do uchwytów łożysk.

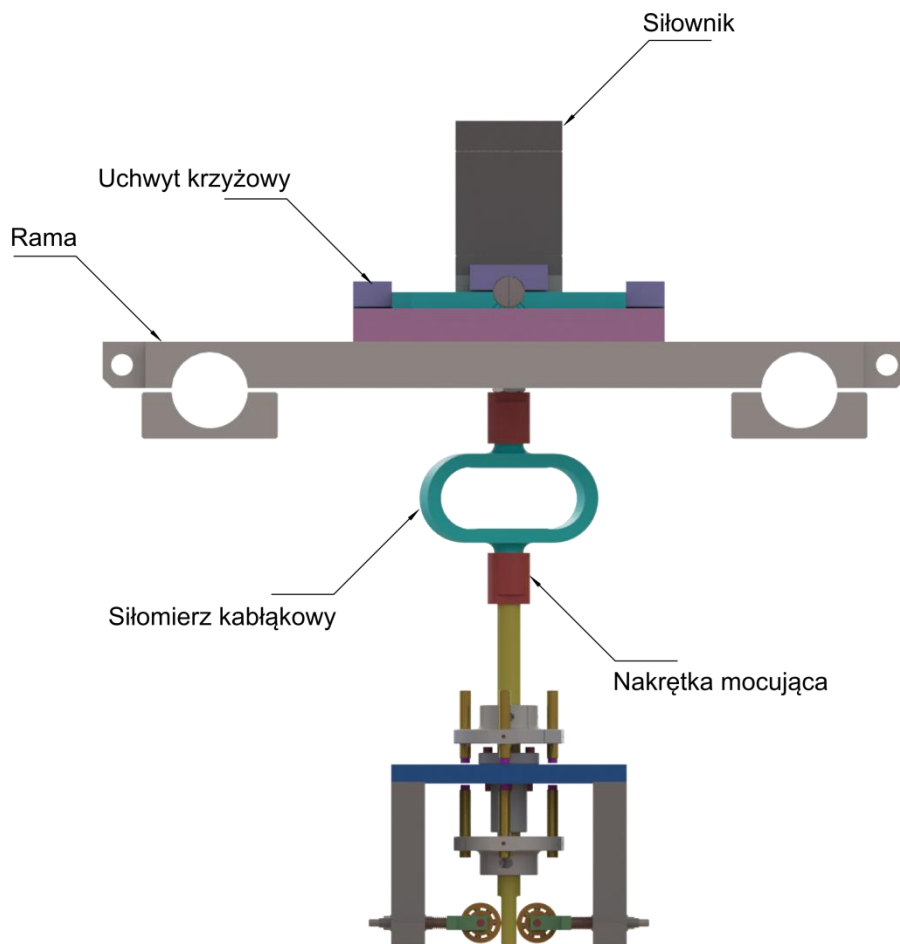
W celu zapewnienia osiowego kierunku obciążenia siłą wymuszającą, zastosowano krzyżowy mechanizm przegubowy do mocowania układu siłownika hydraulicznego (rys. 5.4).



Rys. 5.4 Krzyżowy mechanizm przegubowy mocowania układu siłownika hydraulicznego

Zastosowanie tego mechanizmu umożliwi samoczynne ustalanie położenia osi siłownika w stosunku do osi śruby przy pomocy wstępnego dociążenia układu w warunkach nie dokręcenia śrub montażowych.

Do pomiaru siły wymuszającej zastosowano wzorcowany siłomierz kabłąkowy włączony w układ obciążania. Siłomierz ten został umieszczony pomiędzy siłownikiem, a śrubą toczną badanego mechanizmu. Zastosowane rozwiązanie przedstawiono na rys. 5.5.

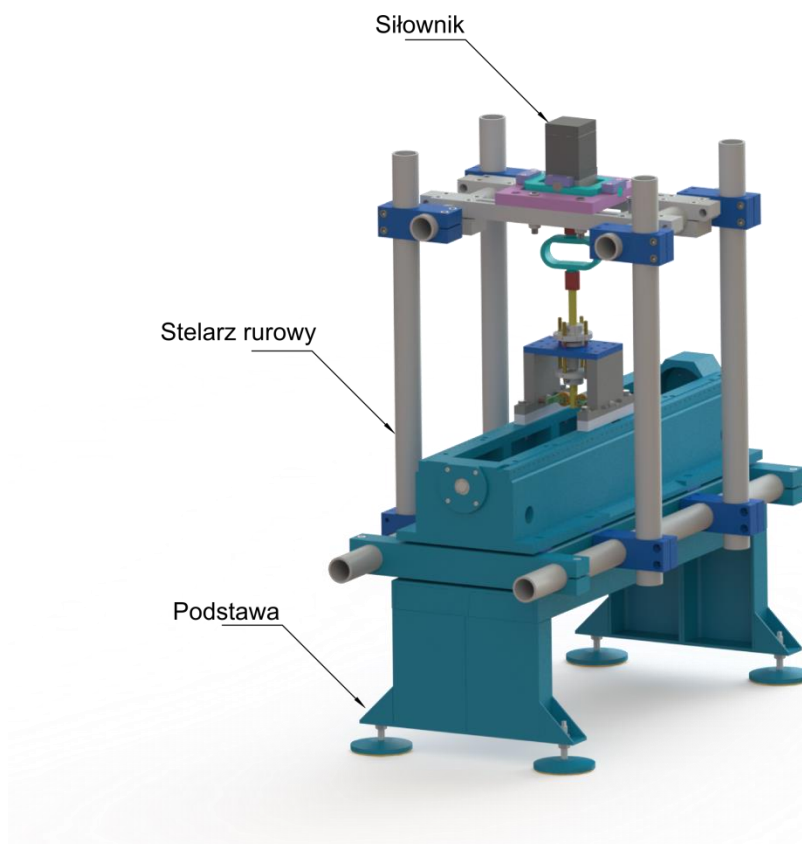


Rys. 5.5 Układ pomiaru siły – siłomierz kabłąkowy

Dążąc do ułatwienia zmian w zakresie wielkości badanych obiektów zapewniono łatwą rekonfigurację stanowiska przez zastosowanie układu rur, łączonych wzajemnie przesuwными uchwytami. Taka postać konstrukcyjna umożliwia zamknięcie obwodu siłowego w obrębie konstrukcji stanowiska. Zakładając możliwość realizacji pełnych cykli dociążanie-odciążanie, w całym obwodzie siłowym zastosowano połączenia bezluzowe – silnie zaciśnięte.

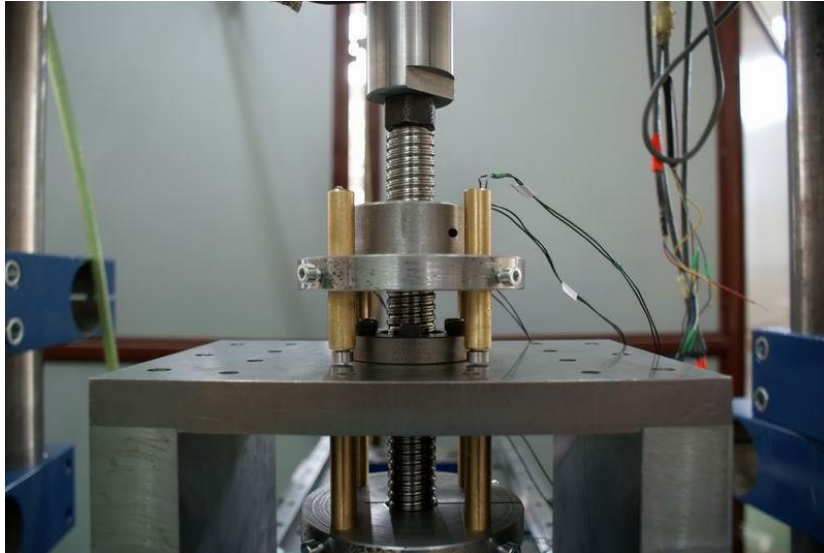
Głównym elementem nośnym całej konstrukcji stanowiska, zapewniający wysoką sztywność układu, było łożo wykonane, jako odlew z żeliwa szarego. Całe stanowisko zamontowano na specjalnym stole, posadowionym na podkładkach wibroizolacyjnych, minimalizujących szkodliwe oddziaływania podłoża. Proces projektowo-konstrukcyjny

stanowiska badawczego przeprowadzono za pomocą systemu komputerowego wspomaganego projektowania, uzyskując rozwiązanie konstrukcyjne pokazane na rys. 5.6.



Rys. 5.6 Konstrukcja stanowiska do badań mechanizmów śrubowo – toczących

Konstrukcja mechaniczna stanowiska została uzupełniona dodatkowymi elementami układów wymuszenia oraz pomiaru przemieszczeń i siły. W układzie wymuszenia zastosowano siłownik elektrohydrauliczny sterowany sygnałem z generatora, jako sygnał sprzężenia zwrotnego, dla tego generatora wykorzystywano sygnał z tensometrycznego siłomierza kabłąkowego. Pomiaru siły dokonywano przy pomocy siłomierza kabłąkowego (wzorcowanego na maszynie wytrzymałościowej INSTRON typ 3366), o zakresach wymuszenia ± 25 kN, wynikających z przewidywanych obciążeń badanych podzespołów. Sygnały mierzone w trakcie eksperymentu rejestrowano za pomocą komputerowego zestawu kontrolno-pomiarowego, składającego się ze wzmacniacza pomiarowego Hottinger 6A-5 oraz analizatora SCADAS-III, a rejestracji sygnałów dokonywano na komputerze wyposażonym w system DiSpace. Zebrane w procesie dane zostały poddane obróbce, a następnie na ich podstawie wyznaczono charakterystyki przemieszczenia względnego śruby i nakrętki w funkcji siły wymuszającej. Zdjęcia stanowiska, przygotowanego do badań przedstawiono na rysunkach 5.7 oraz 5.8.



Rys. 5.7 Stanowisko pomiarowe – układ pomiaru przemieszczeń





Rys. 5.8 Stanowisko pomiarowe – widok ogólny

5.3 Badania doświadczalne mechanizmów śrubowo-toczących

Badaniom doświadczalnym poddano zestaw mechanizmów śrubowo-toczących zamiennych montażowo, tzn. o podobnych sposobach ustalenia i mocowania. W skład tego

zestawu wchodziły mechanizmy o zróżnicowanej konstrukcji: z pojedynczą i podwójną nakrętką oraz mechanizmy o różnych poziomach napięcia wstępnego. Wytypowano przekładnie firmy Mannesmann-Rexroth z serii Standard: typu FEM-E-C (pojedyncze) o dwóch napięciach wstępnych (2% i 5% nośności dynamicznej) oraz typu FDM-E-S (podwójne) o dwóch napięciach wstępnych (7% i 10% nośności dynamicznej). Stan napięcia wstępnego określany był podczas składania zamówienia i został zrealizowany przez producenta mechanizmu. Podstawowe dane techniczne badanych mechanizmów zestawiono w tab. 5.1.

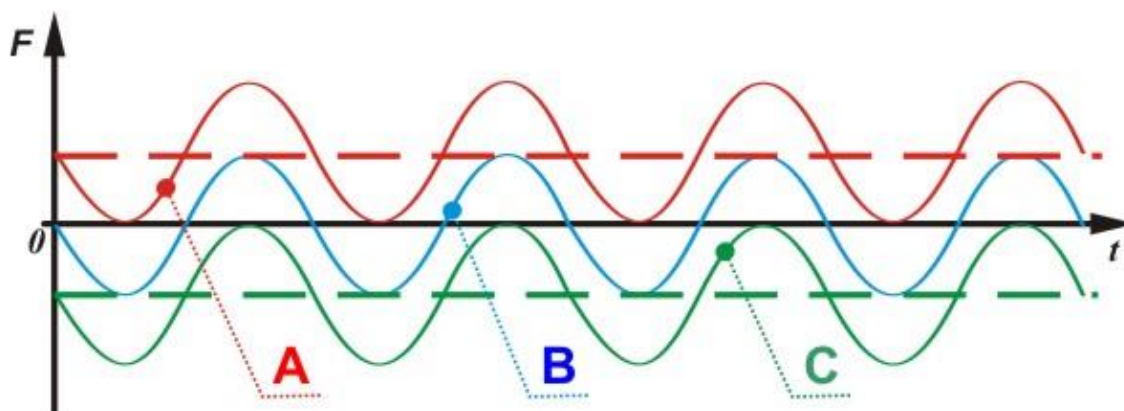
Tabela 5.1 Zestawienie parametrów wytypowanych nakrętek tocznych

Typ	Widok poglądowy	C [N] Nośność dynamiczna	Co [N] Nośność statyczna	V max [m/min] Prędkość liniowa	Oznaczenie $d_0 \times P \times D_w - i$	Napięcie wstępne [% C]
FEM-E-S R 1512		15900	27200	30	25x5Rx3-4	2% / 5%
FDM-E-S R 1503		15900	27200	30	25x5Rx3-4	7% / 10%

Wielkość wybranych mechanizmów uzależniona była od obciążalności stanowiska. Wybrano komponenty, które mogłyby zostać przebadane, czyli poziom obciążenia możliwego do zrealizowania na stanowisku był porównywalny do poziomu nośności statycznej mechanizmów.

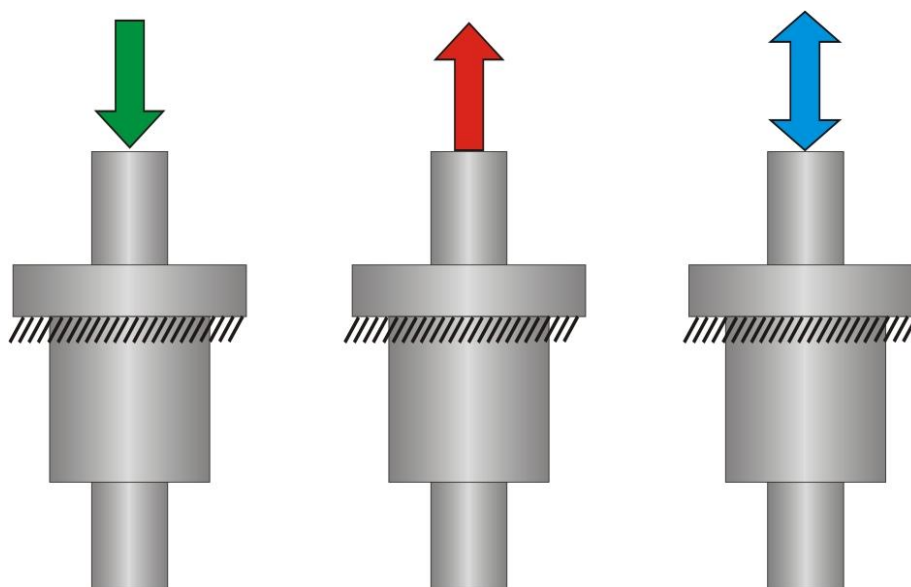
W badaniach zastosowano wymuszenie siłą zmienianą harmonicznie z częstotliwością 1 Hz. Zmienność jest na tyle niska, że badania określone mogą być mianem quasi-statycznych. W ramach procesu planowania eksperymentu zdecydowano się na trzy różne stany obciążeń mechanizmów. W badaniach należało określić własności sztywnościowe oraz określić czy mechanizmy zachowują się symetrycznie tj. czy ma znaczenie zwrot siły wymuszającej. Informacje te mają bardzo duże znaczenie dla użytkowników maszyn technologicznych, a w szczególności frezarek, gdzie różnice w podatności mają wpływ na jakość przedmiotów obrabianych. Kolejnym ważnym aspektem jest określenie zachowania się układu przy tak zwanym przejściu przez zero. Jest to stan, w którym siła zmienia zwrot na przeciwny. Na zachowanie się obiektu badań w tym momencie ma wpływ napięcie wstępne, które wprowadzane jest do komponentu właśnie w celu eliminacji luzów

pojawiających się przy działaniu zmiennego zwrotu obciążenia. Przyjęto dwie amplitudy wymuszenia o wartościach (w przybliżeniu): 12500 N i 25000 N, które to wymuszenia realizowano dla trzech stanów obciążenia wstępnego (średniego). W każdym wariancie obciążenie generowane było w postaci sinusoidy. W wariancie pierwszym występował zerowy stan obciążenia wstępnego. Oznacza to, że siła oscylowała wokół wartości równej zero mając amplitudę 12500 N. W wariancie drugim zastosowano obciążenia wstępne „dociskające” nakrętkę do płyty montażowej, równe 12500 N. Co jednoznaczne jest ze zmianami wartości siły w zakresie od 0 do 25000 N. W wariancie trzecim przyjęto obciążenia wstępne „odrywające” nakrętkę od płyty montażowej. Przypadek ten różni się od wariantu drugiego jedynie przeciwnym zwrotem siły. Omówione warianty zobrazowane zostały na poniższym diagramie (rys. 5.9).



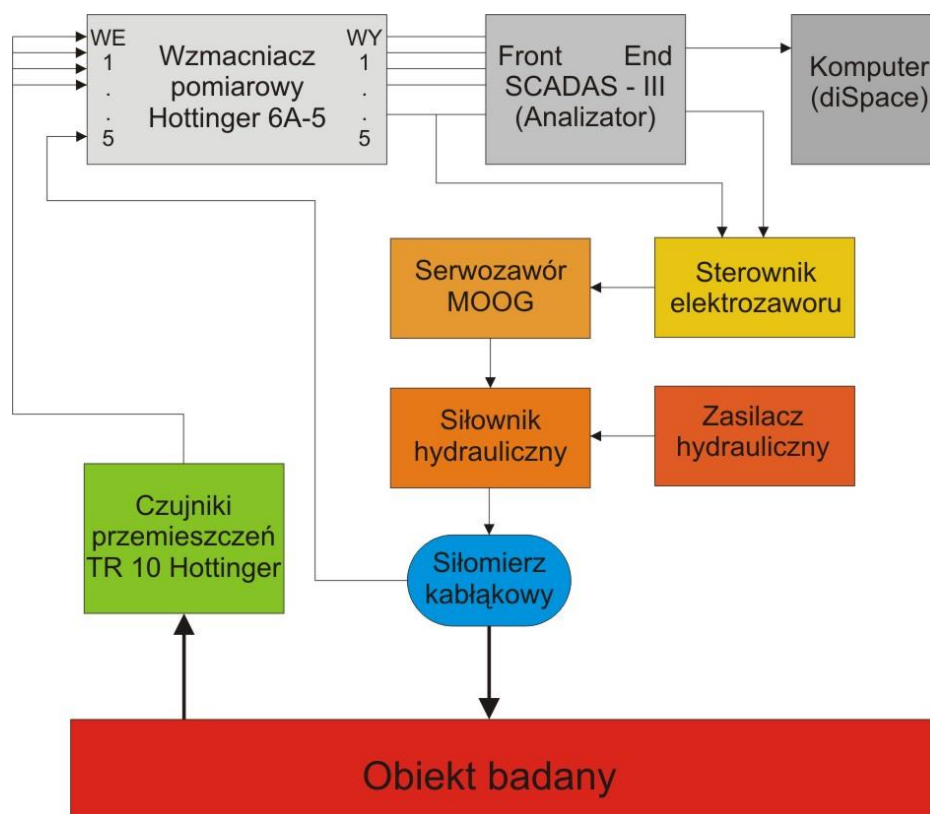
Rys. 5.9 Trzy warianty obciążenia wstępnego: A - wstępne „odrywanie”, B - zerowy stan obciążenia wstępnego oraz C - wstępne „dociskanie”

Siłę wymuszającą zorientowano w kierunku osi śruby tocznej dzięki specjalnemu układowi mocowania siłownika (opisanemu w podrozdziale 5.2) można uznać, że zapewniono w ten sposób wymagany prostopadły kierunek do oporowej powierzchni montażowej nakrętki (rys. 5.10). Dodatkowo, aby umożliwić prowadzenie badań doświadczalnych z zastosowaniem obciążenia rozciągającego koniec śruby został nagwintowany. Umożliwiło to stałe połączenie badanego mechanizmu z układem siłownik-siłomierz.



Rys. 5.10 Rozpatrywane przypadki zmiany zwrotu siły obciążającej

Na rys. 5.11 pokazano schemat blokowy wykorzystywanego stanowiska pomiarowego.



Rys. 5.11 Schemat blokowy stanowiska pomiarowego

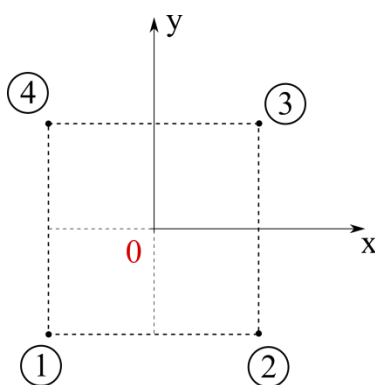
Każdy z mechanizmów badany był w ten sam sposób – za każdym razem rozpatrywano trzy warianty obciążenia. W każdym badaniu wymuszenie było wolnozmiennie, generowano je przez czas około sześciu sekund, co zapewniało odpowiednią próbę, aby uśredniać otrzymywane wyników pomiarów.

5.4 Wyniki badań doświadczalnych

Ze względu na przyjęty sposób badań, odwzorowany w konstrukcji stanowiska, pomiar przemieszczeń odbywał się w czterech punktach. Uzyskanie wartości przemieszczenia w osi śruby wymagało transformacji wskazań czujników do punktu leżącego na tej osi. Działania te można wykonać według zależności [10,87]:

$$\delta_{zi} = A_1 + A_2 \cdot x_i + A_3 \cdot y_i + A_4 \cdot x_i \cdot y_i \quad (5.1)$$

gdzie: δ_{zi} – przemieszczenie punktu leżącego na osi śruby (kierunek Z), transponowane z i -tego czujnika; A – wskazanie i -tego czujnika; x_i, y_i – położenie i -tego czujnika względem punktu środkowego. Rozmieszczenie czujników przedstawiono na rysunku 5.12.



Rys. 5.12 Schemat rozmieszczenia czujników pomiarowych

Na podstawie równania 5.1 znając liczbę czujników można przemieszczenia czujników przedstawić w formie macierzy:

$$\begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 & x_1 y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 & x_2 y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 & x_3 y_3 \\ 1 & x_4 & y_4 & x_4 y_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ A_3 \\ A_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta_{z1} \\ \delta_{z2} \\ \delta_{z3} \\ \delta_{z4} \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

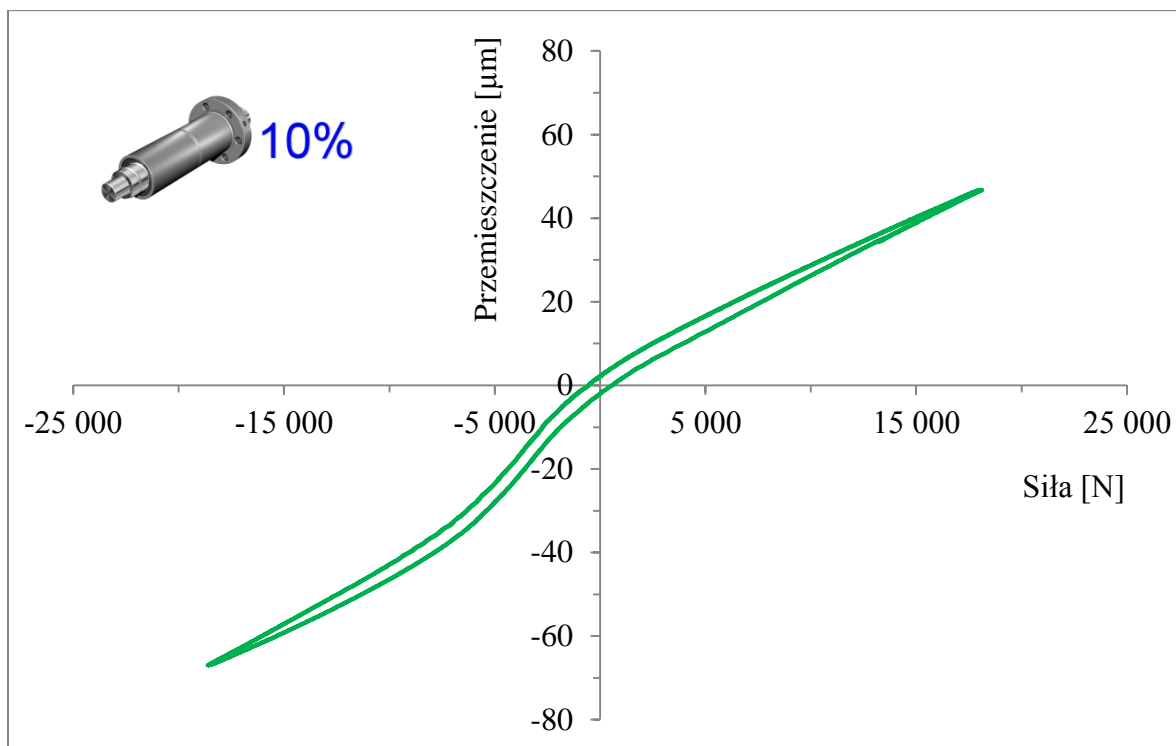
przyjmując, że

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 & x_1 y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 & x_2 y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 & x_3 y_3 \\ 1 & x_4 & y_4 & x_4 y_4 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{A} = \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ A_3 \\ A_4 \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{\delta} = \begin{bmatrix} \delta_{z1} \\ \delta_{z2} \\ \delta_{z3} \\ \delta_{z4} \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

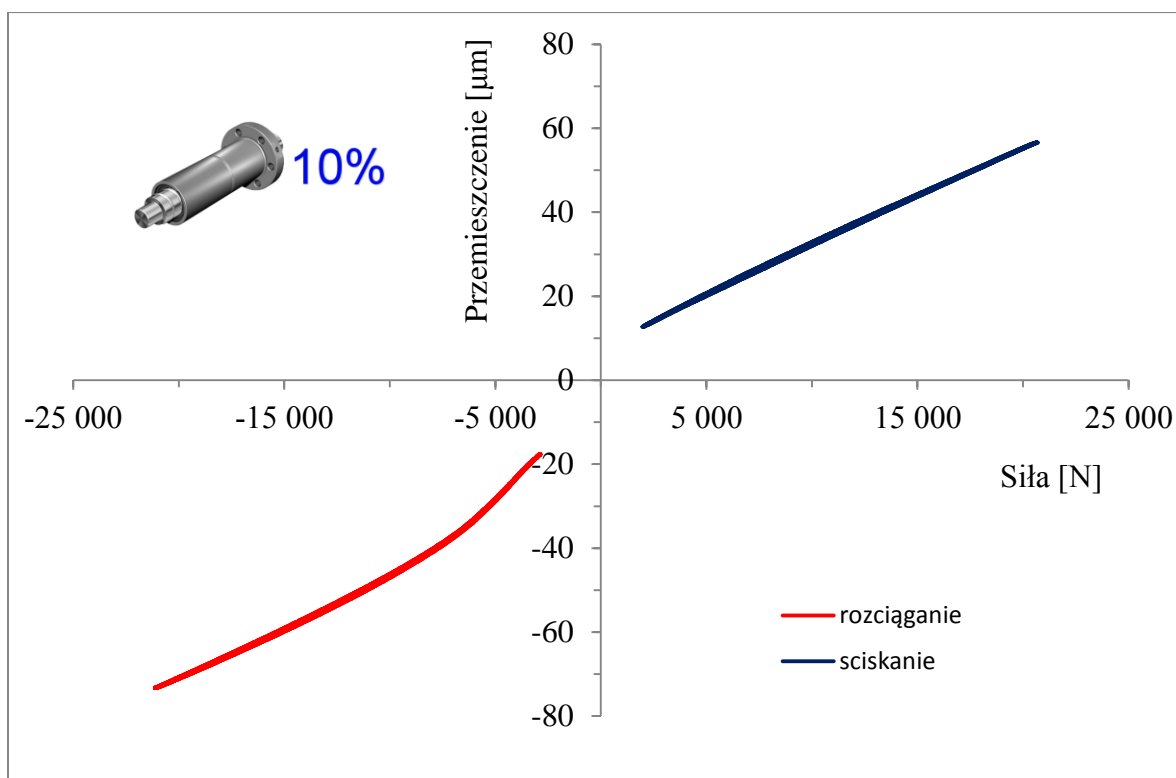
otrzymuje się macierzowe równanie:

$$\mathbf{A} = \mathbf{X}^{-1} \boldsymbol{\delta} \quad (5.4)$$

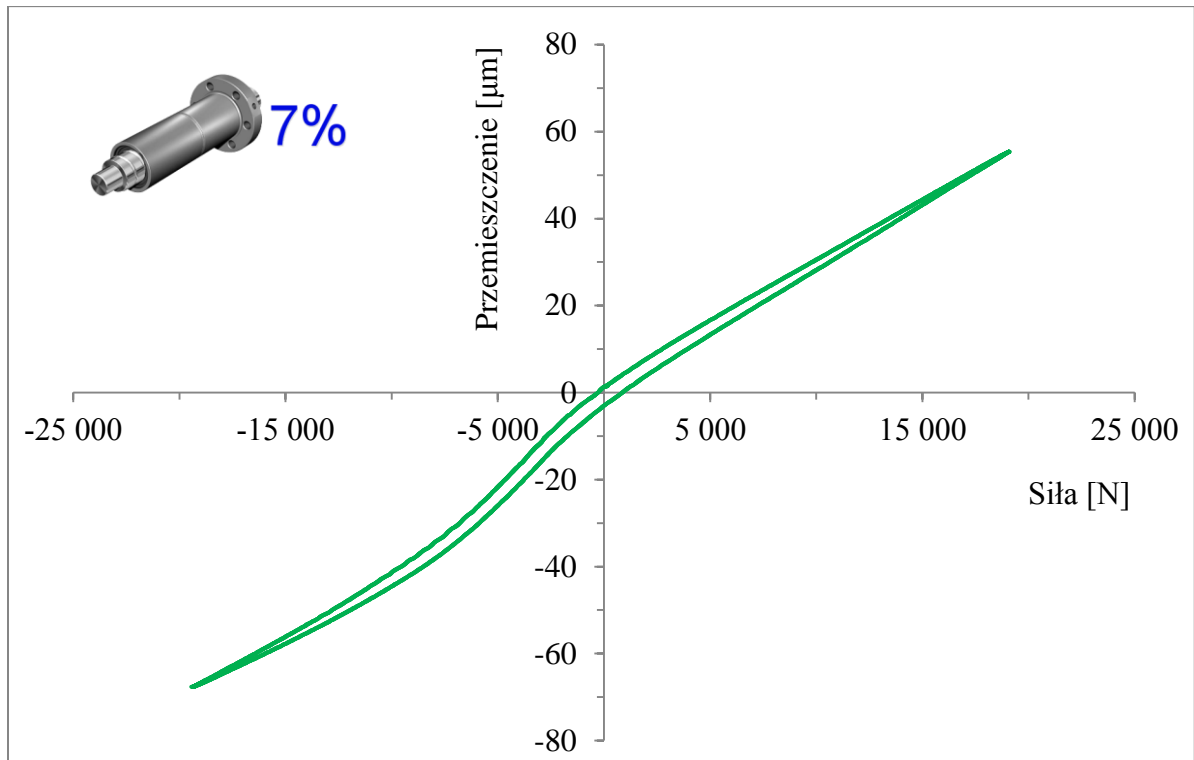
Na rysunkach 5.13 – 5.20 przedstawiono wykresy obrazujące przemieszczenia osi śruby względem nakrętki dla różnych wariantów sił wymuszających.



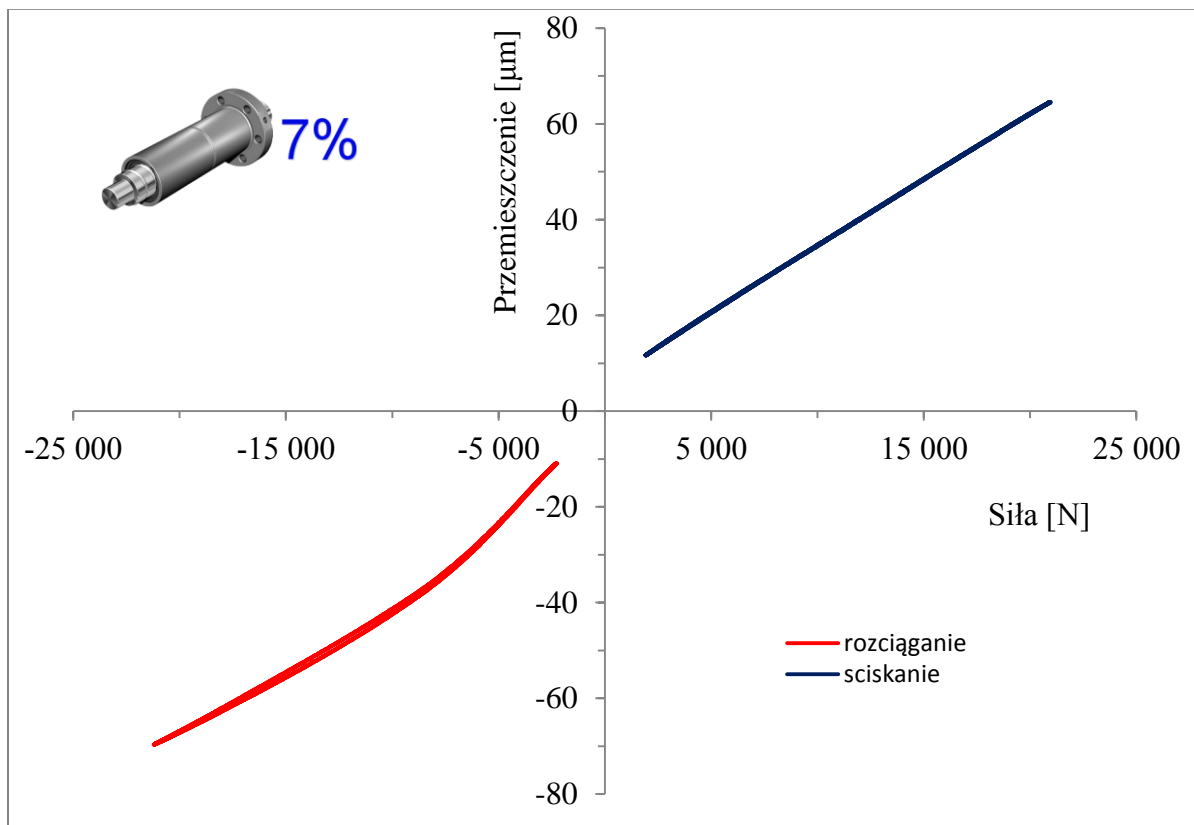
Rys. 5.13 Wykres przemieszczenia w funkcji siły nakrętka podwójna 10% napięcia wstępnego



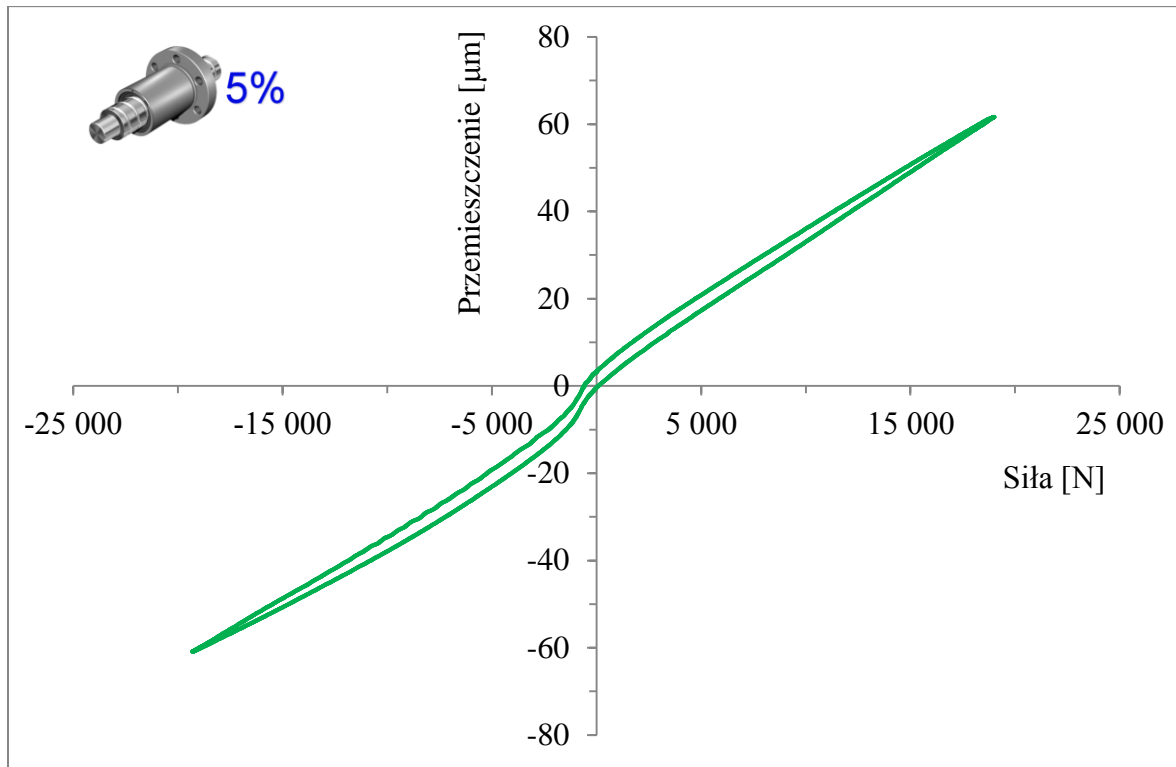
Rys. 5.14 Wykres przemieszczenia w funkcji siły nakrętka podwójna 10% napięcia wstępnego



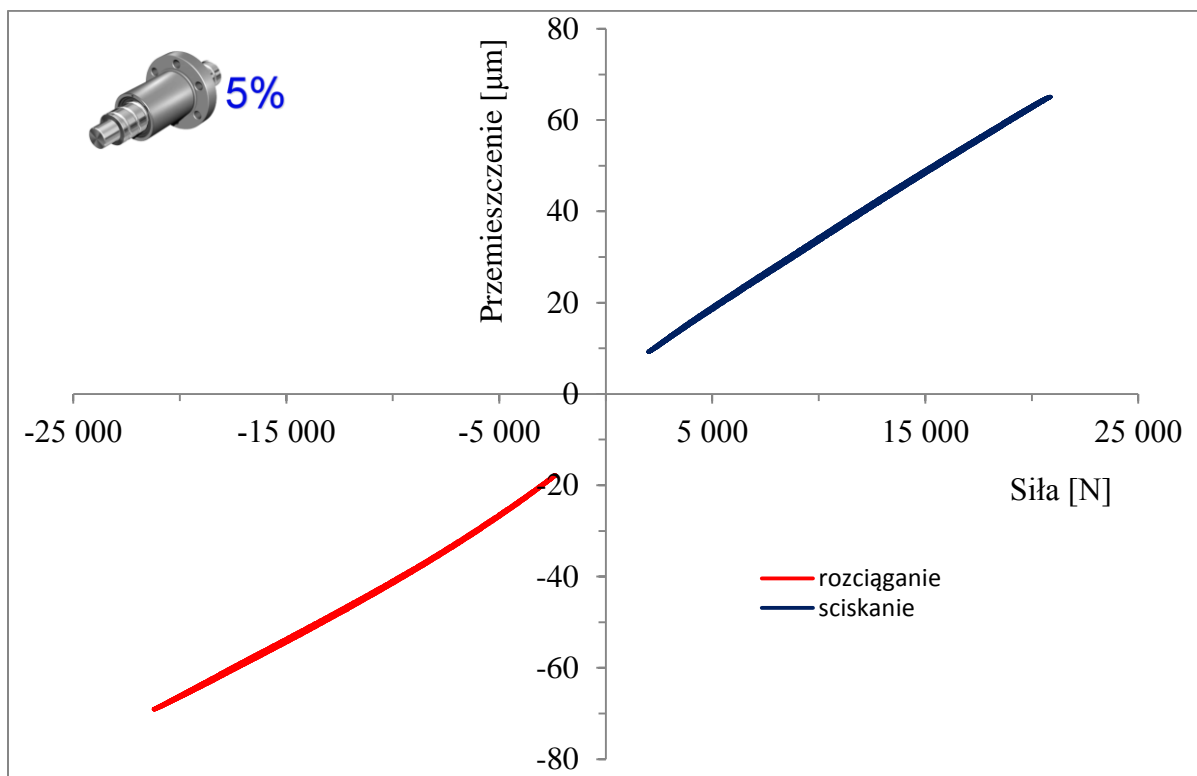
Rys. 5.15 Wykres przemieszczenia w funkcji siły nakrętka podwójna 7% napięcia wstępnego



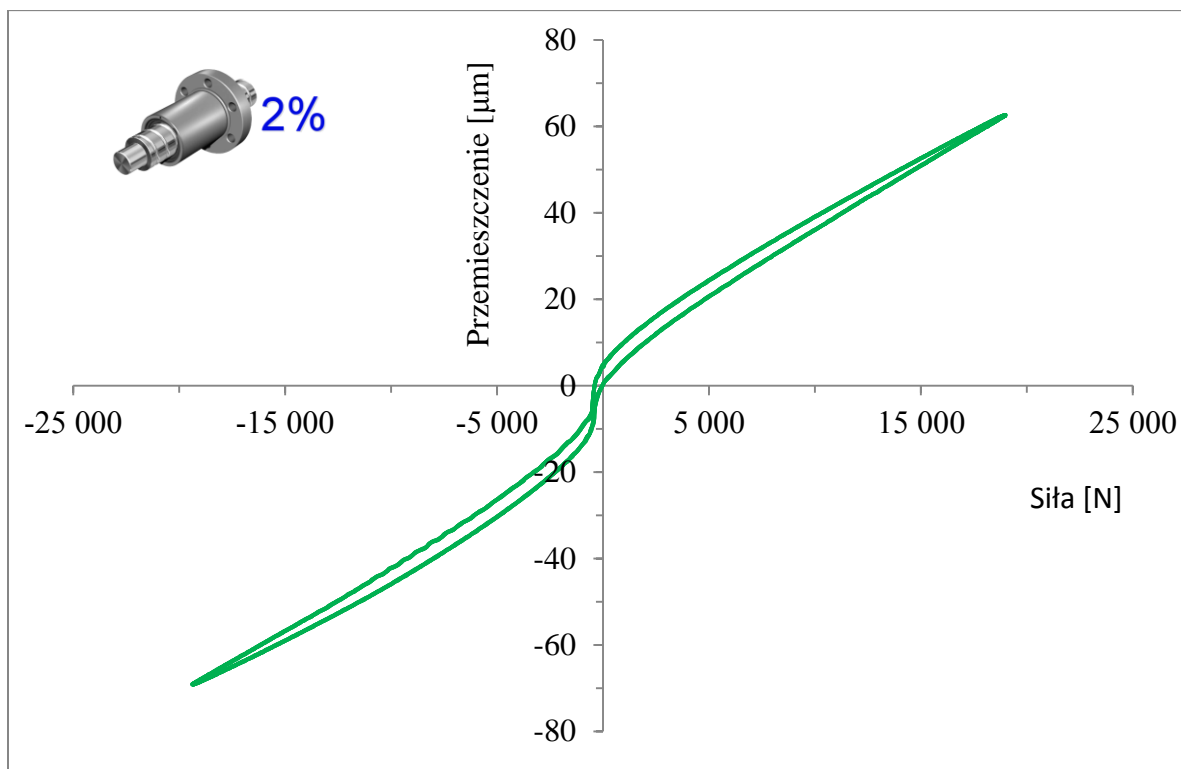
Rys. 5.16 Wykres przemieszczenia w funkcji siły nakrętka podwójna 7% napięcia wstępnego



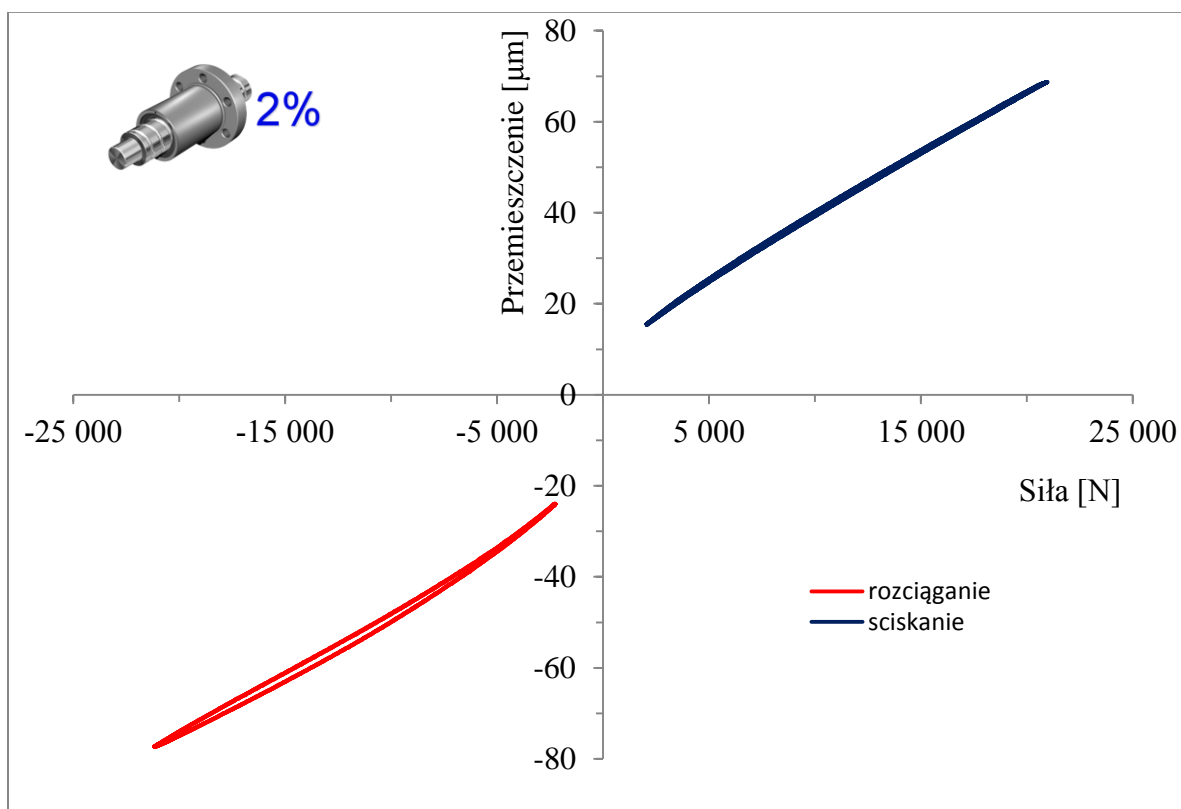
Rys. 5.17 Wykres przemieszczenia w funkcji siły nakrętka pojedyncza 5% napięcia wstępnego



Rys. 5.18 Wykres przemieszczenia w funkcji siły nakrętka pojedyncza 5% napięcia wstępnego



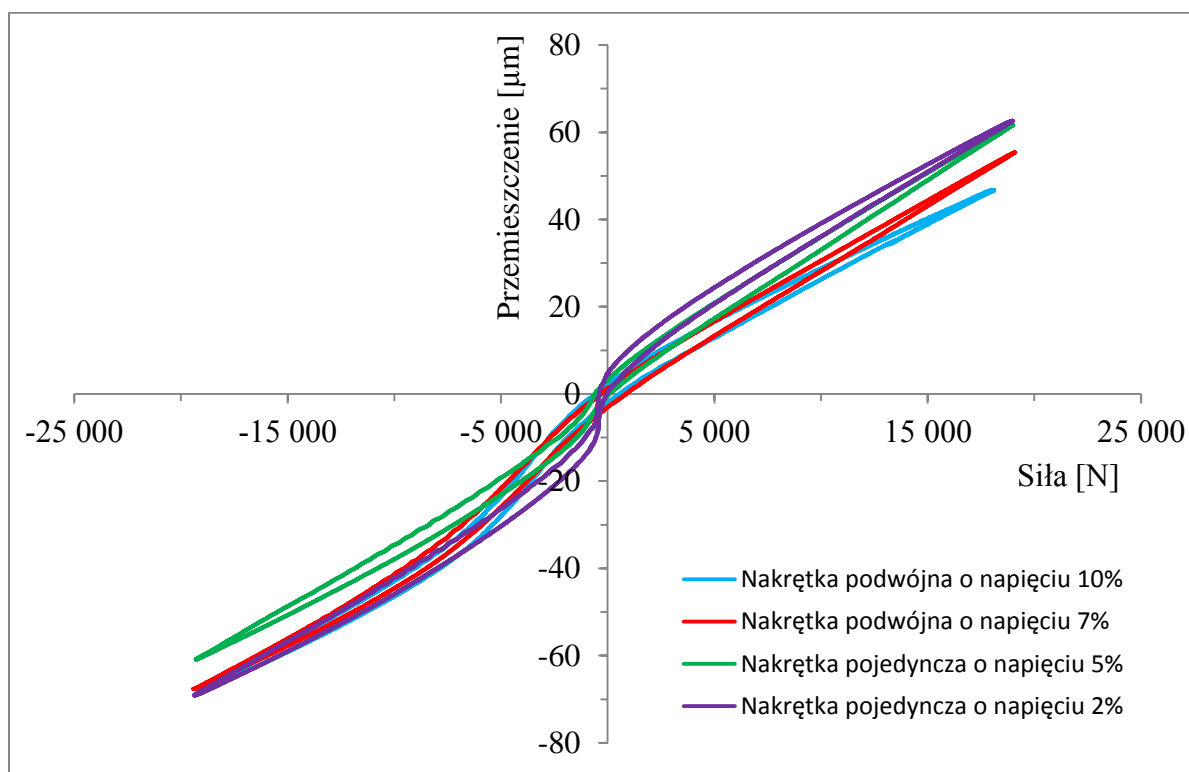
Rys. 5.19 Wykres przemieszczenia w funkcji siły nakrętka pojedyncza 2% napięcia wstępnego



Rys. 5.20 Wykres przemieszczenia w funkcji siły nakrętka pojedyncza 2% napięcia wstępnego

Na rys. 5.21 przedstawiono w formie wykresów wybrane, doświadczalnie wyznaczone, zależności względnych przemieszczeń składników podzespołów (nakrętka – śruby) od

wywołujących je sił wymuszających. Na wykresie (rys.5.21) zestawiono charakterystyki przemieszczeń czterech mechanizmów śrubowo-toczących o różnych zaciskach wstępnych, dla przypadku pełnego cyklu obciążania-odciążania z przejściem przez „zero”.



Rys. 5.21 Zestawienie doświadczalnie wyznaczonych zależności przemieszczeń mechanizmów śrubowo-toczących od siły obciążającej śrubę

Oceniając przedstawione powyżej wyniki można stwierdzić, że zaciski wstępne stosowane przez producenta mechanizmów śrubowo-toczących powodują umiarkowane zróżnicowanie ich odkształceń. Przemieszczenia względne w przypadku siły ściskającej są zależne od napięcia wstępnego oraz rodzaju mechanizmu. Mechanizmy o budowie podwójnej nakrętki wykazują przemieszczenia mniejsze od tych z pojedynczą nakrętką. Dodatkowo im większe napięcie wstępne tym mniejsze odkształcenia – szczególnie jest to widoczne dla mechanizmów z napięciem 7% oraz 10%. Sytuacja nie jest taka oczywista w przypadku, gdy mamy do czynienia z siłą rozciągającą. Tutaj poza jednym przypadkiem (nakrętka pojedynczej o napięciu wstępnym 5%) wszystkie mechanizmy mają bardzo zbliżone do siebie charakterystyki przemieszczeń i to bez względu na ich zacisk wstępny czy budowę. Stan ten można było przewidzieć na podstawie jednakowych katalogowych parametrów mechanizmu śrubowo-toczącego (średnice kulek, skok, liczba czynnych zwojów elementów toczących). Porównanie charakterystyk odkształceń wszystkich

rodzajów badanych podzespołów skłania do stwierdzenia, że charakterystyki ich są zbliżone do liniowych.

Przedstawiona metoda oraz stanowisko do badań właściwości mechanizmów śrubowo-toczących pozwoliło na wyznaczanie charakterystyk właściwości statycznych tych obiektów. Konstrukcja stanowiska umożliwia zastosowanie zalecanych przez producentów sposobów ustalania i mocowania elementów tych mechanizmów. Zastosowany układ wymuszający pozwala na generowanie obciążenia o różnych wartościach, również w cyklu dociążanie-odciążanie (z przejściem przez „zero”), co służy symulacji rzeczywistych warunków pracy. Wyniki pomiarów umożliwiają uzupełnianie danych zawartych w katalogach producentów, a także dokonywanie wielu innych działań związanych z celami i potrzebami procesów projektowania maszyn zawierających mechanizmy śrubowo-toczące.

5.5 Analiza niepewności pomiarowych

Ze względu na stopień skomplikowania prowadzonych badań doświadczalnych mechanizmów śrubowo-toczących oraz złożoność konstrukcyjną stanowiska (por. 5.2), poziom niepewności wyników pomiarowych jest trudny do oszacowania. Sytuacja ta implikuje konieczność przeprowadzenia analizy źródeł niepewności i ich wpływu na wyniki. Należy przyjąć założenie, że każdy element systemu pomiarowego wprowadza jakąś niepewność pomiarową, która wchodzi w skład całkowitej niepewności pomiarowej wyniku. Wartość niepewności pomiarowej można wyznaczyć za pomocą tak zwanej metody A, ale metoda ta opiera się jedynie na statystyce dokonanych już pomiarów. Z uwagi na fakt, że stanowisko pomiarowe jest skomplikowane, dodatkowo mierzymy wartości zależne od siebie. Uzasadnionym wydaje się być przeprowadzenie dokładniejszej analizy – takiej, która uwzględni informacje niestatystyczne [12,87,2,10,72,72,79,36].

Na wstępie zebrano dane o wszystkich możliwych czynnikach wpływających na niepewność pomiaru oraz określono zakres poszczególnych niepewności opierając się o dane dotyczące klasy poszczególnych przyrządów. W celu określenia wpływu poszczególnych składowych niepewności, a także oszacowania całkowitej niepewności pomiaru zdecydowano się na zastosowanie metody Monte-Carlo [63,2]. Przeprowadzono symulacje wpływu pojedynczych źródeł niepewności na wynik, a następnie zbadano wpływ wspólny wszystkich źródeł niepewności na wynik.

Ze względu na uzależnienie dokładności metody Monte-Carlo od zastosowanej liczby iteracji przyjęto, że wykonane zostanie dziewięć badań z liczbą iteracji zmieniającą się

w zakresie 5÷50 000. Każde badanie powtarzano pięciokrotnie, analizując maksymalne odchylenie standardowe wyników. Ostatecznie przyjęto liczbę iteracji wynoszącą 5 000, dla tej liczby wartości odchyłeń były najmniejsze (Tabela 5.2). Metoda Monte-Carlo z uwagi na swoją specyfikę związana jest ściśle z metodą generowania wartości liczb pseudolosowych. Przy przekroczeniu pewnej liczby iteracji następuje pogorszenie jakości uzyskiwanych wyników.

Tabela 5.2 Zestawienie wartości maksymalnych odchyłeń standardowych dla zmiennej liczby iteracji w metodzie Monte-Carlo

Liczba iteracji	Maksymalne odchylenie standardowe
5	1,1596
10	0,8933
20	0,3824
100	0,1168
500	0,1126
1 000	0,082
5 000	0,0132
10 000	0,0924
50 000	13,8109

W tabeli 5.3 zestawiono procentowy wpływ wszystkich źródeł niepewności pomiarowych na wartość badanego współczynnika sztywności, większość informacji dostarczona została przez producentów poszczególnych urządzeń [33, 34, 58].

Tabela 5.3 Procentowy wpływ źródeł niepewności pomiarowych na wynik pomiaru współczynnika sztywności mechanizmu śrubowo-toczącego

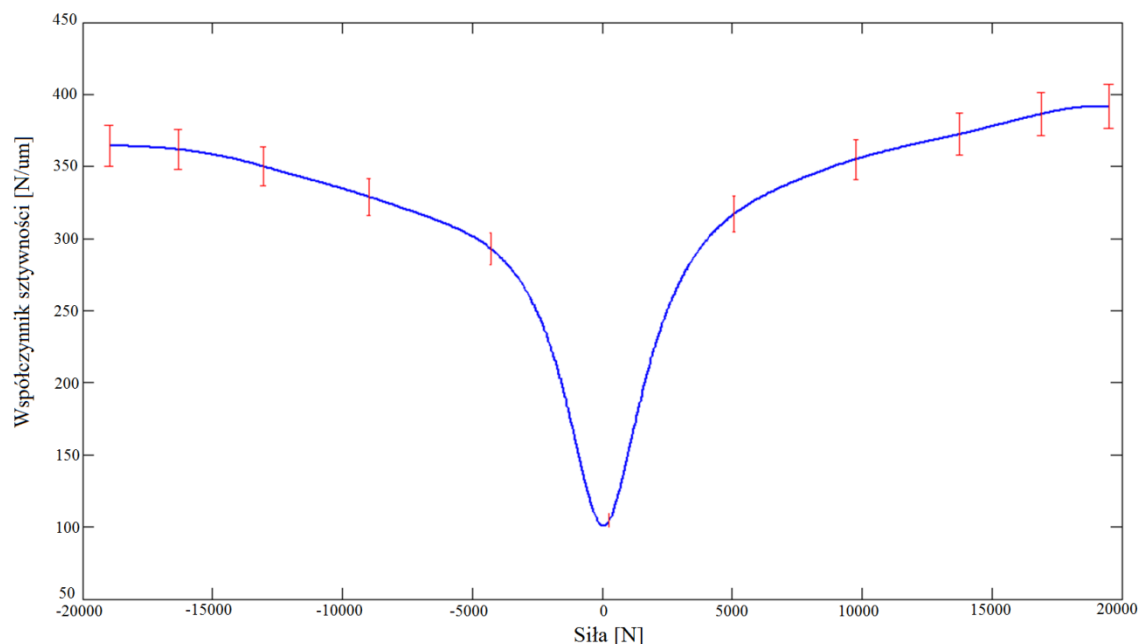
Rodzaj	Zakres	Wpływ na wynik pomiaru sztywności
Niepewność wskazania siłomierza	$\pm 2\%$ wartości siły	28%
Analizator Scadas dla siły	$\pm 0,5\%$ wartości sygnału	8%
Wzmacniacz Hottinger dla siły	$\pm 0,5\%$ wartości sygnału	7%
Wzmacniacz Hottinger różnice we wskazaniach uzależnione od skoków napięcia dla siły	$\pm 0,2\%$ wartości sygnału	4%
Niepewność wynikająca z zerowania i rozdzielczości siłomierza	$\pm 2\%$ wartości siły	3%
Wzorowanie czujników pomiarowych przemieszczeń (gain)	$\pm 1 \mu\text{m}$	35%
Niedokładność wykonania tarcz pomiarowych	$\pm 1 \text{ mm}$	3%
Analizator Scadas dla przemieszczenia	$\pm 0,5\%$ wartości sygnału	4%
Wzmacniacz Hottinger dla przemieszczenia	$\pm 0,5\%$ wartości sygnału	5%
Wzmacniacz Hottinger różnice we wskazaniach uzależnione od skoków napięcia dla przemieszczenia	$\pm 0,2\%$ wartości sygnału	3%

Z tabeli 5.3 można odczytać, że najistotniejszymi źródłami niepewności pomiarowych są wskazania czujników przemieszczeń oraz siłomierza kabłąkowego. Zastosowane w badaniach czujniki pomiarowe przemieszczeń (typu TR) są czujnikami porównawczymi, podobnie jak dla siłomierza kabłąkowego wymagane jest ich wzorcowanie. Od jakości tego wzorcowania w dużym stopniu zależy poziom niepewności ich wskazań. Pozostałe czynniki nie mają, tak dużego wpływu na końcową niepewność pomiarową. W tabeli 5.4 zestawiono wyniki obliczonych wartości odchyłek sztywności dla poszczególnych źródeł niepewności pomiarowej.

Tabela 5.4 Zestawienie wartości odchyłek sztywności dla poszczególnych źródeł niepewności pomiarowych

Rodzaj	Wartość odchyłki w N/μm (2σ)
Niepewność wskazania siłomierza	7,616
Analizator Scadas dla siły	2,032
Wzmacniacz Hottinger dla siły	2,024
Wzmacniacz Hottinger różnice we wskazaniach uzależnione od skoków napięcia dla siły	1,058
Niepewność wynikająca z zerowania i rozdzielczości siłomierza	0,724
Wzorowanie czujników pomiarowych (gain)	9,548
Niedokładność wykonania tarcz pomiarowych	0,875
Analizator Scadas dla przemieszczenia	1,211
Wzmacniacz Hottinger dla przemieszczenia	1,216
Wzmacniacz Hottinger różnice we wskazaniach uzależnione od skoków napięcia dla przemieszczenia	0,812
Łączna wartość niepewności	12,794

Dane zebrane w tabeli 5.4 są wartościami średnimi z całego zakresu badanych sił wymuszających. Na rys. 5.22 przedstawiono charakterystykę zmian współczynnika sztywności w zależności od siły obciążającej mechanizm, wartości niepewności pomiarowych zaznaczono w postaci słupków (errorbar).



Rys. 5.22 Wyznaczona doświadczalnie charakterystyka zmian współczynnika sztywności w zależności od siły obciążającej mechanizm z nałożonymi słupkami niepewności pomiarowych

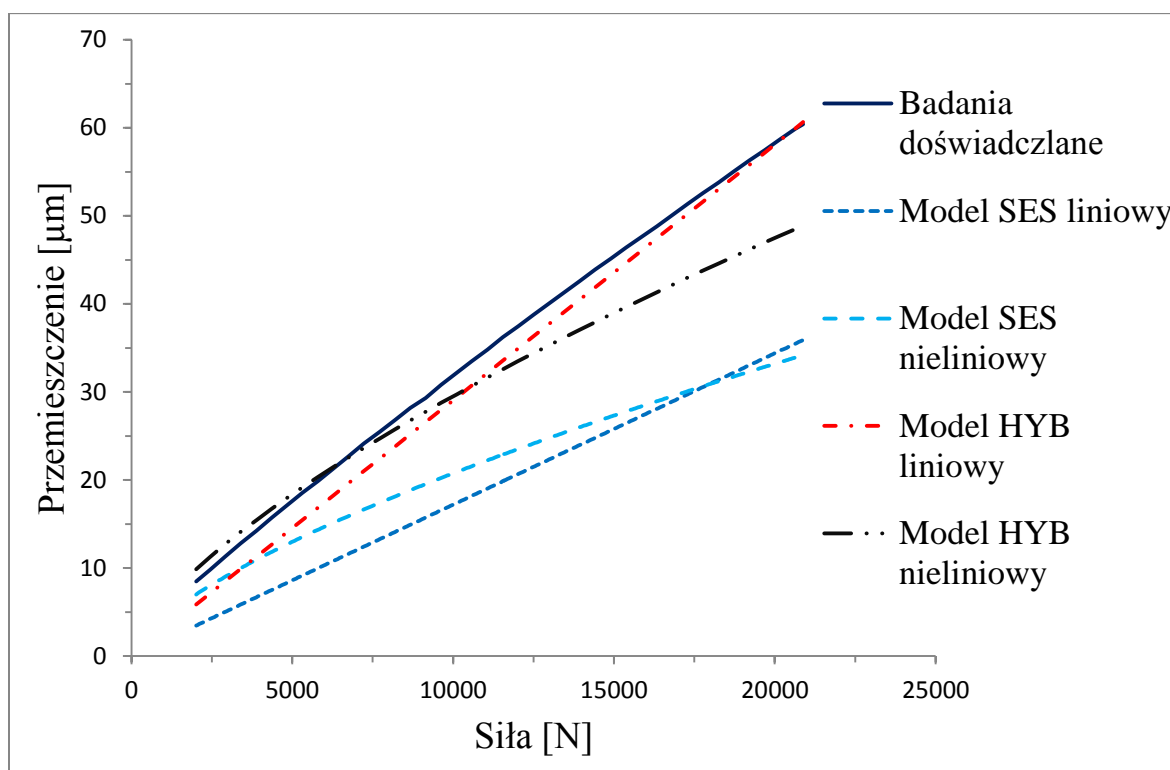
Szczególnie widoczny jest wpływ wielkości siły na zakres niepewności. W przypadku małych sił – poniżej 200 N zakres niepewności wynosi około ± 5 N/ μm . Niepewność ulega zwiększeniu wraz ze wzrostem siły wymuszającej osiągając dla wartości granicznych (20000 N) wartość ± 15 N/ μm . Niepewność w przypadku maksymalnych obciążeń stanowi około 11% wartości sztywności.

Dzięki zastosowaniu metody Monte-Carlo można oszacować wartość niepewności jaką obciążone są wyniki badań doświadczalnych. Metoda ta pozwala także wnioskować o wadze poszczególnych składowych niepewności całkowitej. Na podstawie przeprowadzonych analiz można sformułować wniosek, że źródłami największej niepewności są: jakość wzorcowania czujników pomiarowych oraz siłomierza kabłąkowego.

6. Porównanie wyników badań doświadczalnych z wynikami obliczeń

Dysponując wynikami badań doświadczalnych można zestawiając je z wynikami analiz obliczeniowych dokonać porównania i oceny ich zgodności. Oczywiście jest, że wyniki badań doświadczalnych traktowane są w tych porównaniach, jako punkt odniesienia dla wyników uzyskanych w modelowaniu. Ze względu na zakres badań doświadczalnych obejmujący cztery zróżnicowane konstrukcyjnie mechanizmy, opracowano adekwatne modele szczegółowe tych mechanizmów. Obliczeniom poddano mechanizmy w dwóch wariantach modelowania struktury bryłowej: model SES i model HYB, różnicując w każdym z nich sposób modelowania struktury kontaktowej. Analizowano warianty modeli, w których przyjmowano liniowe i nieliniowe charakterystyki więzi sprężystej stref kontaktu elementów tocznych z bieżniami. Parametry elementów kontaktowych wyznaczano zgodnie z metodą opisaną w podrozdziale 4.7.

Na rys. 6.1 przedstawiono przykładowe zestawienie wyników badań doświadczalnych z wynikami obliczeń przy użyciu modelu SES oraz modelu HYB w dwóch rozpatrywanych wersjach modelowania charakterystyki więzi sprężystej stref kontaktu elementów tocznych z bieżniami – liniowej oraz nieliniowej.



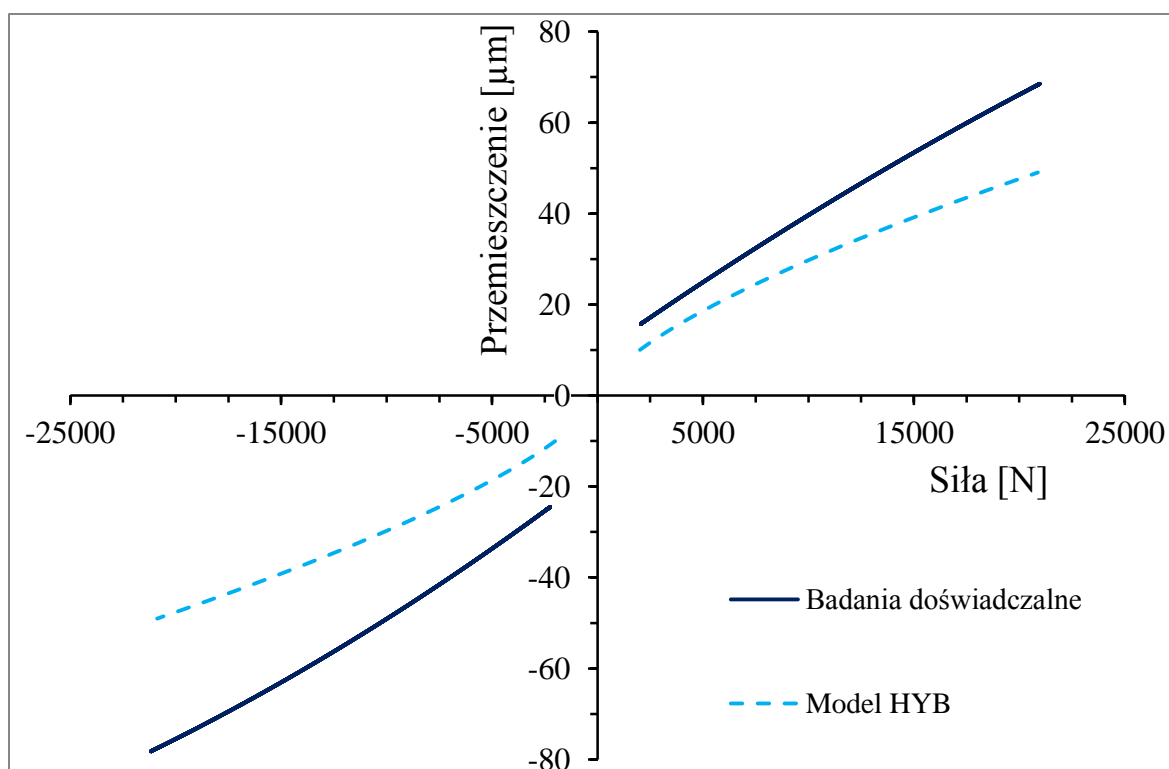
Rys. 6.1 Zestawienie wyników badań doświadczalnych mechanizmu z pojedynczą nakrętką o napięciu wstępnym 5% z wynikami obliczeń uzyskanych dla różnych wariantów modeli

Zestawienie przedstawione na rys. 6.1 dotyczy mechanizmu z pojedynczą nakrętką o napięciu wstępnym wynoszącym 5% nośności dynamicznej. Obserwując zestawione charakterystyki (rys. 6.1) można zaobserwować, że wyniki uzyskane dla wariantów modelu SES wyraźnie odbiegają od wyników badań doświadczalnych. Może to sugerować, że nieuwzględnianie w modelu odkształcalności bieżni wywołanej obciążeniem działającym wzdłuż osi śruby skutkuje zaniżeniem wartości przemieszczeń w stosunku do przemieszczeń uzyskanych na podstawie badań doświadczalnych. Uznano, że rozbieżności między tymi wynikami są zbyt duże, co pomimo wysokiej efektywności obliczeniowej modeli SES, praktycznie dyskwalifikuje taki sposób modelowania mechanizmów śrubowo-tocznych. Natomiast, porównując charakterystyki dotyczące wariantów modeli HYB (rys. 6.1) można stwierdzić zdecydowanie lepszą ich zgodność z wynikami badań doświadczalnych. Charakterystyka uzyskana dla modelu HYB nieliniowego wykazuje zbyt silne zakrzywienie w stosunku, do charakterystyki doświadczalnej. Powoduje to, że pomimo dobrej zgodności charakterystyk w zakresie mniejszych wartości siły (2000÷10000 N) w miarę wzrostu tych wartości charakterystyki zaczynają się od siebie oddalać. Tendencję odwrotną można zaobserwować dla modelu HYB liniowego, w miarę wzrostu wartości siły prosta uzyskana analitycznie zbliża się do krzywej

pozyskanej doświadczalnie, aby przy wartości około 21000 N nastąpiło przecięcie się obu charakterystyk. Biorąc jednak pod uwagę najczęściej występujący w praktyce zakres obciążeń należy uznać, że charakterystyka uzyskana analitycznie dla modelu HYB nieliniowego najlepiej, ze wszystkich tu rozpatrywanych, opisuje charakter przemieszczenia śruby względem nakrętki w mechanizmie śrubowo-tocznym.

Ze względu na bardzo podobne wnioski, dotyczące pozostałych wariantów konstrukcyjnych rozpatrywanych mechanizmów, w dalszych porównaniach pominięto wyniki uzyskane dla wariantów modeli SES oraz liniowego modelu HYB.

Na rys. 6.2÷6.5 przedstawiono zestawienia charakterystyk przemieszczeń analizowanych mechanizmów śrubowo-tocznymi. Zestawienie te obejmują wyniki badań doświadczalnych różnych konstrukcyjnie mechanizmów z wynikami obliczeń uzyskanymi z zastosowaniem hybrydowych modeli nieliniowych. Rys. 6.2 dotyczy mechanizmu śrubowo-tocznego z nakrętką pojedynczą o napięciu wstępnym 2% nośności dynamicznej.

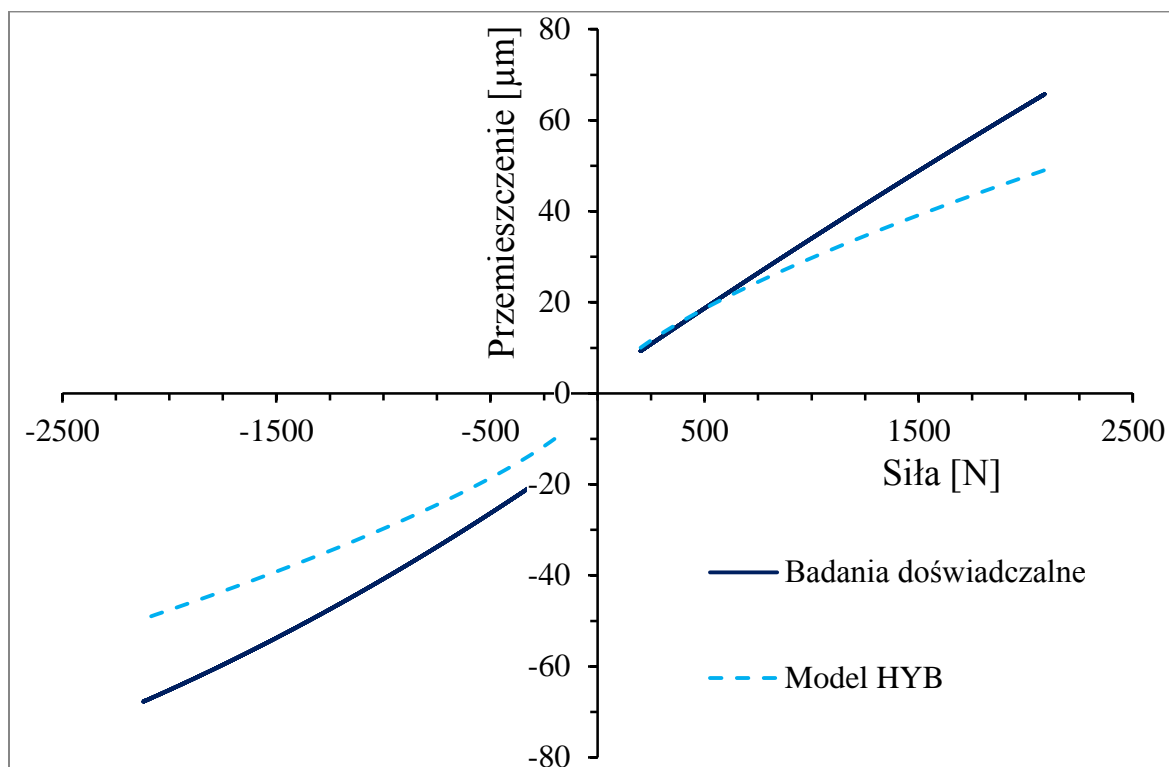


Rys. 6.2 Zestawienie wyników badań doświadczalnych mechanizmu z pojedynczą nakrętką o napięciu wstępnym 2% nośności dynamicznej, z wynikami obliczeń modelu hybrydowego

W mechanizmie tym napięcie wstępne realizowane za pomocą selektywnego doboru wymiarów elementów toczonego, a także przez odpowiednio uformowany kształt bieżni, pozwalający uzyskać czteropunktowy styk. Porównując charakterystyki uzyskane z badań doświadczalnych tego mechanizmu można zauważyć różnice w przebiegach, w zależności

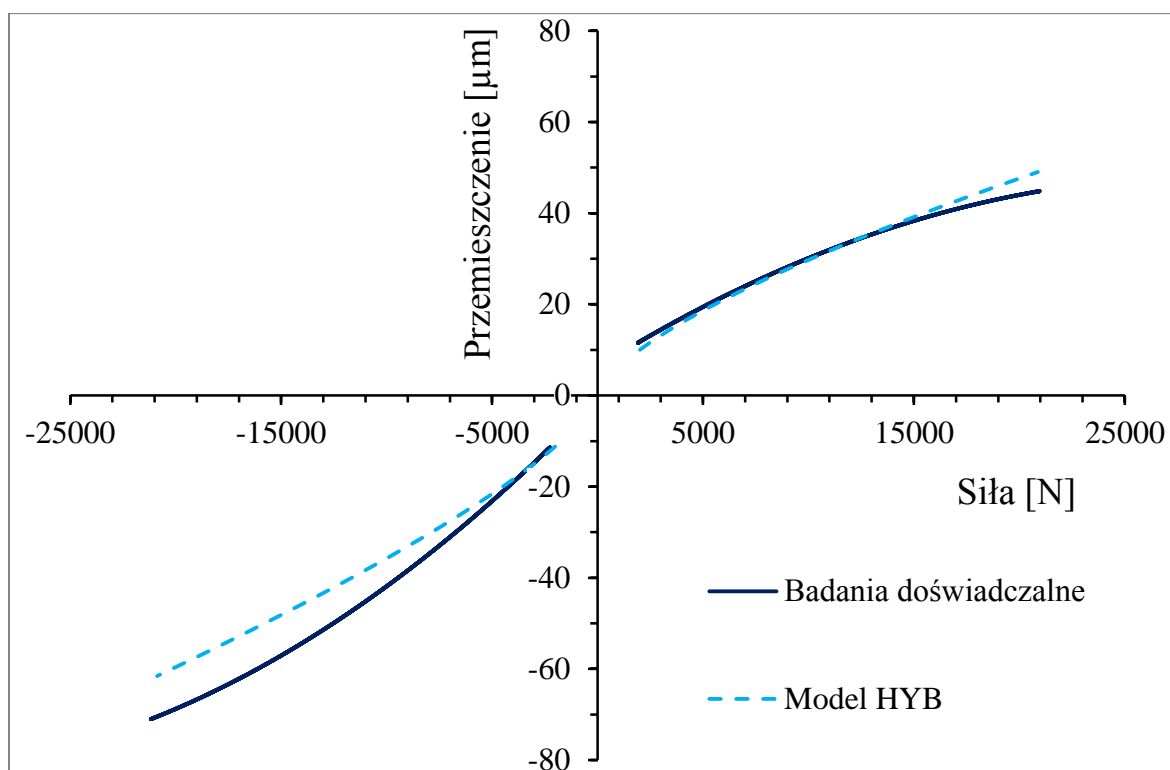
od zwrotu siły. Wobec braku analizy przyczyn tych różnic niemożliwym było uwzględnienie ich w modelowaniu, stąd charakterystyki pozyskane z obliczeń ich nie wykazują.

Na rys. 6.3 przedstawiono zestawienie wyników uzyskanych z badań doświadczalnych mechanizmu śrubowo-tocznego z nakrętką pojedynczą o napięciu wstępnym 5% nośności dynamicznej, z wynikami obliczeń modelu hybrydowego.



Rys. 6.3 Zestawienie wyników badań doświadczalnych mechanizmu z pojedynczą nakrętką o napięciu wstępnym 5% nośności dynamicznej, z wynikami obliczeń modelu hybrydowego

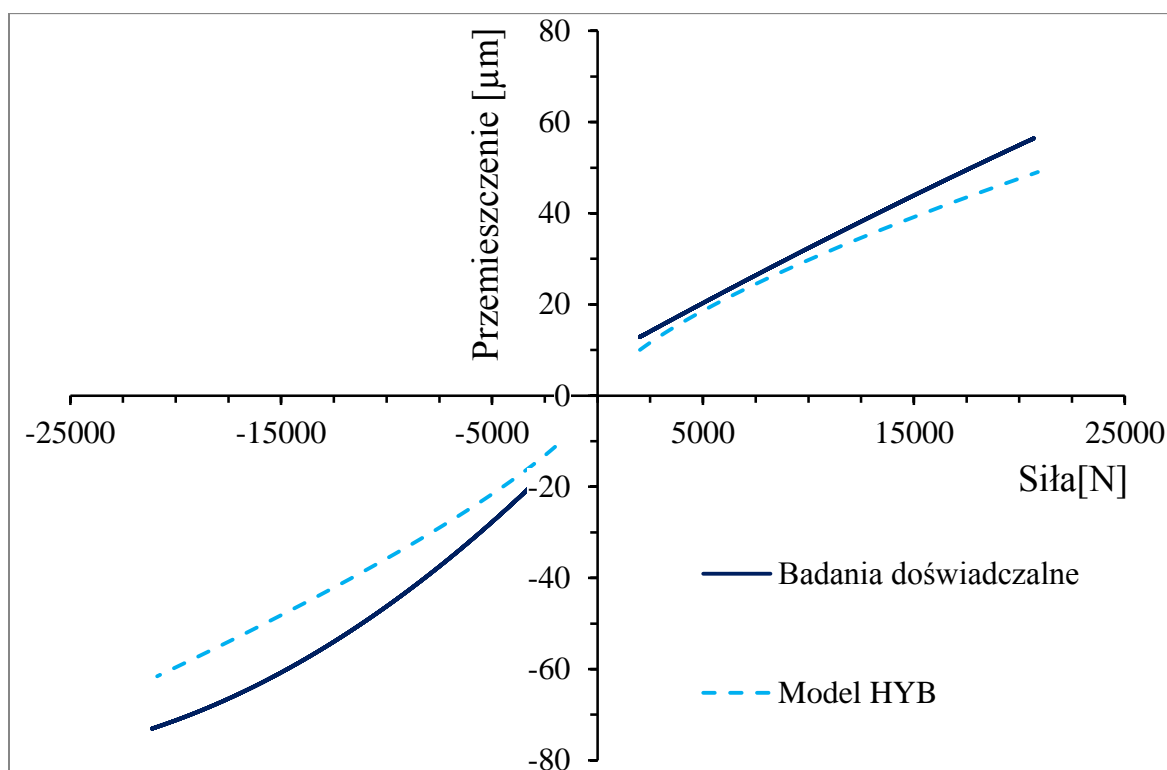
Podobnie jak dla mechanizmu o napięciu wstępnym 2% nośności dynamicznej, na rys 6.3 można zauważyć pewną niesymetryczność charakterystyk (względem osi rzędnych) dla wyników uzyskanych z badań doświadczalnych. Dla wartości dodatnich siły (ściskanie śruby) przebieg krzywych jest bardzo zbliżony zwłaszcza w zakresie do 10000 N, powyżej tej wartości następuje powolne oddalanie się od siebie obu charakterystyk. Obiekt rzeczywisty od wartości 5000 N bardzo szybko usztywnia się, natomiast charakterystyka uzyskana analitycznie tego nie wykazuje. W zakresie ujemnych wartości siły można zauważyć, że krzywe pozyskane analitycznie i doświadczalnie mają zbliżone przebiegi, są jednak oddalone od siebie.



Rys. 6.4 Zestawienie wyników badań doświadczalnych mechanizmu z podwójną nakrętką o napięciu wstępnym 7% nośności dynamicznej, z wynikami obliczeń modelu hybrydowego

Na rys. 6.4 przedstawiono charakterystyki przemieszczenia mechanizmu z podwójną nakrętką o napięciu wstępnym 7% nośności dynamicznej. Analizując te zestawienia można zauważyć niezgodności w przebiegach charakterystyk. Krzywa uzyskana z badań doświadczalnych w zakresie ujemnych wartości siły ma przebieg odbiegający od krzywej pozyskanej z obliczeń. Przyczyną tego efektu może być to, że w rozpatrywanym rozwiązaniu konstrukcyjnym siły o przeciwnych zwrotach przenoszone są przez różne komplety elementów tocznych. Elementy te napinane są w układzie „O” co oznacza, że w przypadku siły rozciągającej do pracy włączają się elementy z nakrętki dalszej. Ponieważ nakrętka, jako cały podzespół mocowana jest za pomocą kołnierza, co powoduje ściskanie tylko jednej z dwóch części nakrętki.

Na rys. 6.5 przedstawiono charakterystyki przemieszczenia mechanizmu z podwójną nakrętką o napięciu wstępnym 10% nośności dynamicznej.



Rys. 6.5 Zestawienie wyników badań doświadczalnych mechanizmu z podwójną nakrętką o napięciu wstępnym 10% nośności dynamicznej, z wynikami obliczeń modelu hybrydowego

Podobnie jak w poprzednim przypadku, rozpatrywany mechanizm (rys. 6.5) wyposażony jest w podwójną nakrętkę. Powoduje to, że podczas rozciągania śruby następuje ściskanie części nakrętki znajdującej się przy kołnierzu, co jest prawdopodobną przyczyną niesymetryczności charakterystyk. Pomimo to przebieg krzywych, w obu zakresach (wartości ujemne i dodatnie siły) jest bardziej zgodny niż dla mechanizmu słabiej zaciśniętego wstępnie (rys. 6.4).

Na wszystkich przedstawionych w tym podrozdziale wykresach można zauważyć brak wyników obliczeń w okolicach zerowej wartości siły. Powodem tego jest trudność w zbieżności procesu obliczeniowego, metody korekcji obciążeń, przy bardzo małych wartościach siły. Obliczenia prowadzone dla takich warunków obciążeń wymagają bardzo dużej liczby iteracji, co skutkuje wydłużeniem czasu realizacji procesu obliczeniowego. Biorąc pod uwagę zakres prowadzonych w ramach tej pracy obliczeń (cztery warianty rozwiązań konstrukcyjnych modelowanych hybrydowo w konwencji sztywnych i odkształcalnych elementów skończonych) uznano, że niewyznaczenie przebiegu zmienności charakterystyk dla bardzo małych wartości siły jest dopuszczalne. Zwłaszcza, że planowi badań analitycznych odpowiadał plan badań doświadczalnych zgodny z cyklem „dociążania – odciążania” badanych mechanizmów.

We wszystkich przedstawionych porównaniach można zauważyć generalną tendencję do „przesztywniania modeli”, w każdym z porównywanych przypadków – przemieszczenia wyznaczone doświadczalnie obiektu miały wartość większą niż wyznaczone obliczeniowo, przy czym różnice te były najmniejsze dla mechanizmów z większym napięciem wstępnym.

Biorąc to pod uwagę, wszystkie rozpatrywane w tym podrozdziale, zestawienia porównawcze można stwierdzić, że uzyskano dobrą zgodność wyników badań doświadczalnych z wynikami modelowania. Przy czym należy podkreślić, że w używanych modelach stosowano jedynie parametry opracowane na podstawie danych katalogowych producentów mechanizmów śrubowo-tocznych. Wartości tych parametrów nie są rezultatem procesu identyfikacji parametrów modeli na podstawie wyników badań doświadczalnych. Wyniki badań doświadczalnych posłużyły jedynie do porównawczej weryfikacji wyników modelowania.

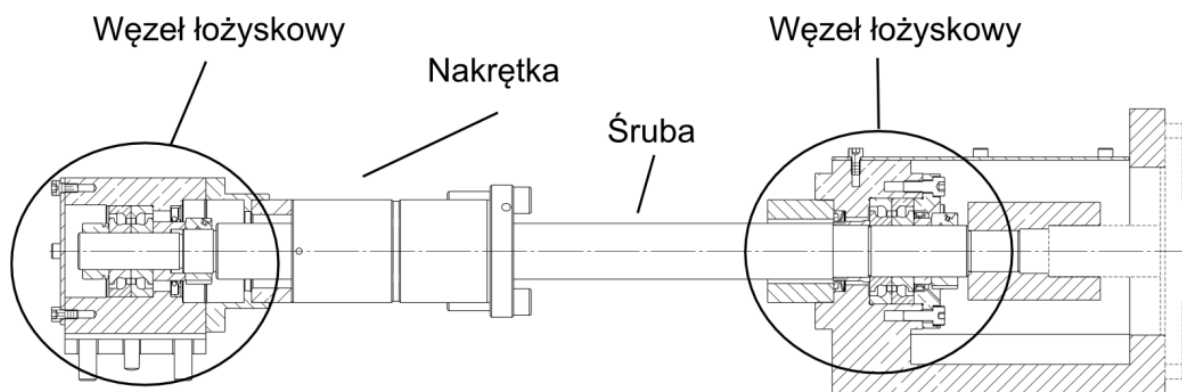
W podsumowaniu można stwierdzić, że opracowana metoda modelowania obszaru współpracy śruby z nakrętką toczną, wraz z metodą wyznaczania parametrów modeli, pozwala na uzyskanie wyników obliczeń zbliżonych do wyników badań doświadczalnych rzeczywistych obiektów.

7. Model zastępczy mechanizmu śrubowo-tocznego

Konkretyzując cel pracy w rozdziale tym opisano metodykę opracowywania modelu zastępczego mechanizmu śrubowo-tocznego. W przyjętej metodyce kierowano się przede wszystkim użytecznością wymaganą w procesie projektowania maszyn i urządzeń oraz dążono do poprawy wiarygodności prowadzonych w tym procesie analiz obliczeniowych. Uznano, że metodą uzyskania informacji potrzebnych do opracowania modelu zastępczego może być opracowanie szczegółowych modeli współpracy nakrętki ze śrubą w przekładni tocznej. Wiarygodność przyjętych sposobów modelowania tej współpracy potwierdzono porównując wyniki obliczeń modeli szczegółowych z wynikami badań doświadczalnych. Dążąc do obiektywizacji przyjętego sposobu wyznaczania charakterystyk sztywności zakres działań modelowych i eksperymentalnych rozszerzono do czterech mechanizmów o różnej konstrukcji i zacisku wstępnym. Poszukując odpowiedniej techniki modelowania współpracy nakrętki ze śrubą opracowano trzy modele szczegółowe, zróżnicowanie tych modeli dotyczyło metody idealizacji odkształcalności poszczególnych części mechanizmu. We wszystkich modelach zastosowano identyczny sposób modelowania współpracy kontaktowej elementów tocznych. Porównując wyniki przeprowadzonych analiz oraz warunki ich uzyskania – takie jak pracochłonność opracowania modeli i czasy obliczeń – wytypowano, jako adekwatny do postawionego celu model hybrydowy.

Planowane zastosowanie modelu zastępczego przekładni śrubowo-toczonej wymaga uwzględnienia w jego charakterystyce sztywności nie tylko samego połączenia tocznego śruba-nakrętka, lecz także należy wziąć pod uwagę sposoby łożyskowania śruby oraz uwzględnić wpływ zmian położenia nakrętki. Sposób uwzględniania sztywności tych składników jest podawany w wielu katalogach producentów mechanizmów śrubowo-tocznych np. [13,14,30,80]. Zaleca się w nich określenie sztywności poszczególnych węzłów łożyskowych, a także rdzenia śruby w części obciążonej siłą osiową.

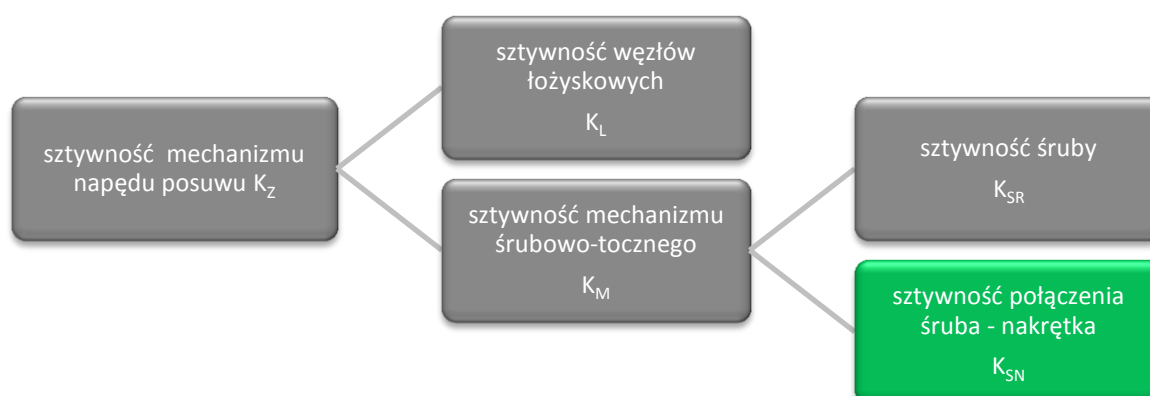
Najczęściej mechanizm śrubowo-toczny stosowany jest w rozwiązaniu z obracającą się śrubą łożyskowaną na obu jej końcach (rys.7.1). W szczególnych przypadkach mechanizmów o stosunkowo krótkiej śrubie lub słabo obciążonych – stosuje się pojedyncze łożysko. Czasami stosowane jest rozwiązanie odwrotne, w którym elementem obracającym się (ruchomym) jest nakrętka a nieruchomym śruba, wówczas łożyskowana jest oczywiście nakrętka.



Rys. 7.1 Przykładowe rozwiązanie konstrukcyjne podzespołu napędu posuwu

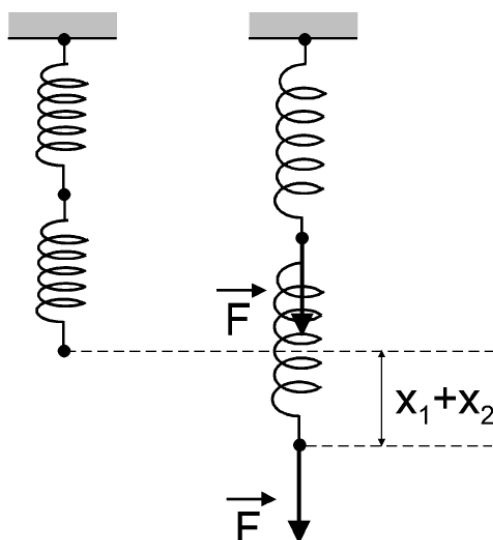
W rozwiązaniach typowych do jednego z końców śruby podłącza się, za pomocą sprzęgła, silnik napędowy, czasami zamiast sprzęgła stosuje się przekładnię pasowe. Najbliższy silnikowi węzeł łożyskowy przejmuje obciążenie osiowe śruby, natomiast na drugim końcu śruby umieszcza się łożysko przenoszące tylko siły poprzeczne (łożysko pływające).

Zgodnie z zasadami konstruowania połączeń prowadnicowych mechanizm napędowy posuwu obciążany jest tylko siłą osiową, za przenoszenie obciążeń w pozostałych kierunkach odpowiadają inne elementy konstrukcyjne – najczęściej wózki toczne przesuwane się wzdłuż szyn prowadnicowych. W następstwie tego w rozważaniach dotyczących modelu zastępczego takiego mechanizmu należy rozpatrywać jedynie sztywność w kierunku jego osi. Wobec tego sztywności modelu zastępczego mechanizmu napędu posuwu, zawierającego w swojej konstrukcji przekładnię śrubowo-toczną pracującą w typowym rozwiązaniu konstrukcyjnym, można wyznaczyć na podstawie schematu przedstawionego na rys. 7.2.



Rys. 7.2 Schemat wyznaczania sztywności mechanizmu napędu posuwu

Na rys. 7.2 kolorem zielonym, zaznaczono blok odpowiadający sztywności połączenia śruby-nakrętka. Problematykę obliczania tej sztywności opisano w poprzednich rozdziałach. Pozostałe składowe całkowitej sztywności można obliczyć na podstawie prostych wzorów inżynierskich [13, 14, 30, 73, 80]. Analizując rozwiązanie konstrukcyjne przedstawione na rys. 7.1 można przyjąć szeregowy schemat łączenia sprężyn modelujących sztywność poszczególnych elementów składowych mechanizmu napędu posuwu (rys. 7.3).



Rys. 7.3 Schemat szeregowego połączenia sprężyn [67]

Dla takiego połączenia występuje zależność:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \quad (7.1)$$

wobec tego można zapisać:

$$\frac{1}{K_Z} = \frac{1}{K_L} + \frac{1}{K_M} \quad (7.2)$$

$$\frac{1}{K_M} = \frac{1}{K_{SR}} + \frac{1}{K_{SN}} \quad (7.3)$$

Wartość współczynnika K_{SN} można obliczyć zgodnie z przyjętym w rozdziale 6 sposobem wyznaczania sztywności toczonego połączenia śruby-nakrętka. Przy czym, przez wartość tego współczynnika należy rozumieć doraźną wartość odczytaną z nieliniowej charakterystyki (metodą siecznej lub stycznej) dla zadanej wartości siły osiowej działającej na połączenie.

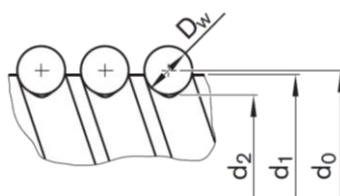
W celu wyznaczenia sztywności mechanizmu śrubowo-tocznego K_M należy obliczyć współczynnik K_{SR} uwzględniającego sztywność samej śruby. Wartość tego współczynnika można obliczyć przyjmując klasyczny model okrągłego pręta obciążanego osiowo. Zależność tę można zapisać następująco:

$$K_{SR} = \frac{\pi(d_{sr}^2) \cdot E}{4l \cdot 10^3} \quad (7.4)$$

gdzie: E – moduł Younga materiału śruby, l – długość obciążonego fragmentu śruby znajdującego się między łożyskiem stałym, a nakrętką mechanizmu, d_{sr} – średnia średnica śruby, którą oblicza się na podstawie średnicy zewnętrznej śruby d_1 oraz średnicy wewnętrznej gwintu śruby d_2 według zależności:

$$d_{SR} = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (7.5)$$

Do obliczeń przyjmuje się średnicę średnią ze względu na nacięty gwint (rys. 7.4).



Rys. 7.4 Podstawowe wymiary śruby

Zgodnie z przyjętym modelem wyznaczany współczynnik sztywności K_{SR} (zależność 7.4) jest zmienny w zależności od odległości nakrętki od stałego węzła łożyskowego. Im bliżej tego węzła znajduje się nakrętka tym wartość współczynnika jest większa – mechanizm jest sztywniejszy.

Kolejnym elementem, którego sztywność należy uwzględnić jest stały węzeł łożyskowy. Producenci łożysk tocznych, w swoich katalogach, podają informacje dotyczącą sztywności oferowanych produktów. Niestety podobnie jak w przypadku mechanizmów śrubowo-tocznych podawana informacja jest niepełna, najczęściej jest to tylko maksymalna wartość współczynnika sztywność. Parametr ten może służyć do doboru łożysk, ale jest mało przydatny w obliczeniowych analizach zespołów ruchowych maszyn technologicznych. W obliczeniach tych niezbędne są informacje charakteryzujące zmienności tego parametru, wobec tego opracowano procedurę umożliwiającą wyznaczenie charakterystyki sztywności węzła łożyskowego.

Procedurę tę opracowano w oparciu o dostępne publikacje [1, 20, 28, 46]. Zgodnie z publikacją [1], przyjęto kilka założeń upraszczających: podstawową relację między obciążeniem, a przemieszczeniem w segmentach tocznych oparto na teorii Herta,

w łożyskach nie występują efekty żyroskopowe, przemieszczenia wywołane obciążeniem są relatywnie małe w stosunku do gabarytów łożyska, w obliczeniach nie uwzględnia się efektów wywołanych smarowaniem łożyska. Procedura obliczeniowa dotyczy tylko łożysk kulkowych, nie należy jej stosować do wyznaczania sztywności łożysk wałeczkowych. Współczynnik sztywności węzła łożyskowego w kierunku osi jego obrotu wyznaczany jest na podstawie parametrów katalogowych łożyska oraz zależy od siły działającej wzdłuż tej osi.

Do obliczeń poza standardowymi parametrami mechanizmu potrzebne są dane o luzie promieniowym łożyska, informacja ta jest bezpośrednio związana z klasą dokładności wykonania. Drugim bardzo ważnym parametrem jest α_0 , czyli kąt położenia elementu tocznego względem bieżni w nieobciążonym łożysku. Wprowadza się także informacje o parametrach materiałowych pary łożysko-bieżnia (moduł Younga, liczba Poissona).

Na podstawie kąta początkowego przyjmujemy wstępnie kąt pod obciążeniem - musi on być większy niż kąt początkowy (łożysko skośne). Standardowo w łożyskach skośnych kąty początkowe wahają się pomiędzy wartościami 15-40 stopni. Kąt pod obciążeniem przyjmuje się na poziomie +0.5 stopnia wartości kąta początkowego.

Tak jak w przypadku wyznaczania parametrów równań opisujących elementy kontaktowe w modelu mechanizmu śrubowo-tocznego opisanego w podrozdziale 4.7, również tutaj należy określić jednostkową sztywność połączenia bieżnia - kulka. Korzystając ze wzorów (4.17 ÷ 4.37) określa się wartość sztywności K . Należy jednak pamiętać, że siła osiowa w przypadku łożyska rozkłada się na wszystkie elementy toczne. W związku z tym jednostkowa siła działająca na element toczny może zostać obliczona na podstawie wzoru:

$$P_s = \frac{F_a}{z \cdot \sin(\alpha'_0)} \quad (7.6)$$

Zgodnie z [28] prawdziwe jest poniższe równanie:

$$\frac{F_a}{zK_n(BD)^{1.5}} = \sin \alpha \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right)^{1.5} \quad (7.7)$$

Przy użyciu metody Newtona-Raphsona obliczany jest kąt położenia segmentu tocznego, w stosunku do bieżni pod wpływem działającego obciążenia. Proces ma charakter iteracyjny. Równanie ma następującą postać:

$$\alpha' = \alpha + \frac{\frac{F_a}{zK_n(BD)^{1.5}} - \sin \alpha \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right)^{1.5}}{\cos \alpha \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right)^{1.5} + 1.5 \cdot \tan^2 \alpha \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right)^{1.5} \cos \alpha_0} \quad (7.8)$$

Proces obliczeniowy jest zakończony w momencie, gdy $\alpha' - \alpha = 0$. Mając kąt pracy obliczane jest przemieszczenie osiowe:

$$\delta_a = (BD + \delta_n) \sin \alpha - BD \sin \alpha_0 \quad (7.9)$$

gdzie:

$$\delta_n = BD \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right) \quad (7.10)$$

W środowisku Matlab [59,16] napisany został skrypt do którego wprowadzamy dane o siłach wymuszających, katalogowe informacje o łożyskach (liczba elementów tocnych, kąt pracy, średnica podziałowa oraz luz wynikający z wykonania). Na tej podstawie wyznaczana jest sztywność łożyska dla kierunku osiowego. W przypadku wyznaczania sztywności na kierunku osiowym wszystkie kulki są elementami czynnymi, ale zmienny jest kąt ich położenia względem stanu początkowego. Dla łożysk skośnych kąt ten jest podawany przez producenta, a jego zmiana podczas pracy ma duży wpływ na sztywność łożyska. W przypadku łożysk promieniowych kąt ten wynosi 90° . Z uwagi na charakter obciążeń występujący w mechanizmach śrubowo-tocznych liczona jest jedynie sztywność osiowa łożyska.

W celu zobrazowania sposobu opracowywania modelu zastępczego mechanizmu śrubowo-tocznego wykonano obliczenia dla przykładowego zestawu zawierającego mechanizm śrubowo-toczny typu FDM-E-S 1503 o napięciu wstępnym 10%, długości czynnej 1000 mm, zamocowanego w jednym stałym i jednym ruchomym węźle łożyskowym. Zastosowano łożysko stałe typu SKF S7204 (rys. 7.5). Przyjęto, że długość śruby między łożyskiem, a nakrętką zmienia się w zakresie 10÷1000 mm, natomiast wartość siły zmienia się w przedziale od zera do 10000 N.

Łożyska kulkowe skośne, super-precyzyjne

Wymiary główne			Nośność dynamiczna		Osiągalne prędkości		Oznaczenie
d	D	B	C	statyczna C ₀	Grease smarowanie	Oil-air smarowanie	
mm			kN		obr./min		-
20	47	14	11,9	5,85	36000	-	S7204 CD/P4A

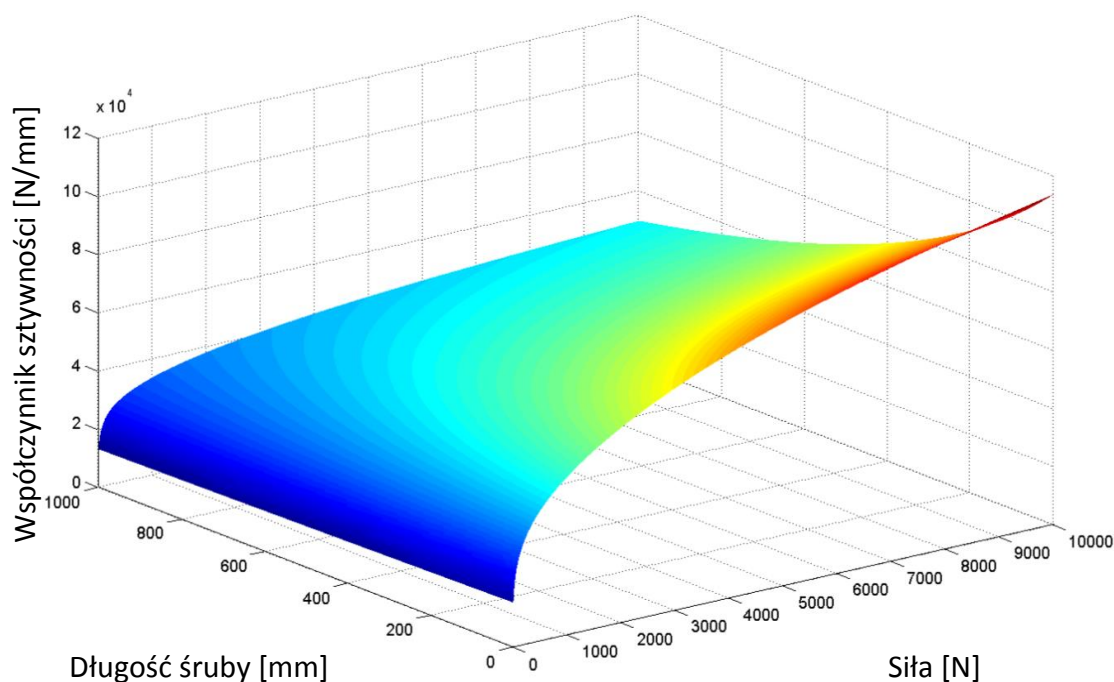
Napięcie wstępne przed zamontowaniem				Współczynniki obliczeniowe		for equivalent bearing load		for preload in mounted bearing sets	
układ rozbieżny (O), układ zbieżny (X)				f ₀		f ₀		f	
Klasa napięcia wstępnego	A	B	C	D	8,7		f ₁	f _{2A}	f _{2B}
45	90	180	360				1	1	1,01
Static axial stiffness [N/μm] (guideline value)				f _{2C}		f _{2D}		f _{HC}	
Klasa napięcia wstępnego	A	B	C	D	1,03	1,05	1		
25	33	45	63						
Reference grease quantity [cm³]				G _{ref}		-			

Rys. 7.5 Informacja katalogowa łożyska S7204 firmy SKF

Na podstawie obliczeń sztywności węzłów łożyskowych, obliczeń sztywności śruby tocznej oraz danych otrzymanych z obliczeń z wykorzystaniem hybrydowego modelu połączenia nakrętka – kulki – śruba, wyznaczono powierzchnię zmienności współczynnika sztywności całej przekładni. Całkowity współczynnik sztywności otrzymano sumując odwrotności współczynników sztywności poszczególnych elementów składowych:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_{Sr}} + \frac{1}{K_{SN}} + \frac{1}{K_L} \quad (7.11)$$

Na rys 7.6 przedstawiono powierzchnię zmienności całkowitego współczynnika sztywności mechanizmu śrubowo-tocznego modelowanego elementem zastępczym. Współczynnik ten zależny jest od odległości nakrętki od stałego węzła łożyskowego (długości śruby) oraz od wartości siły obciążającej mechanizm.

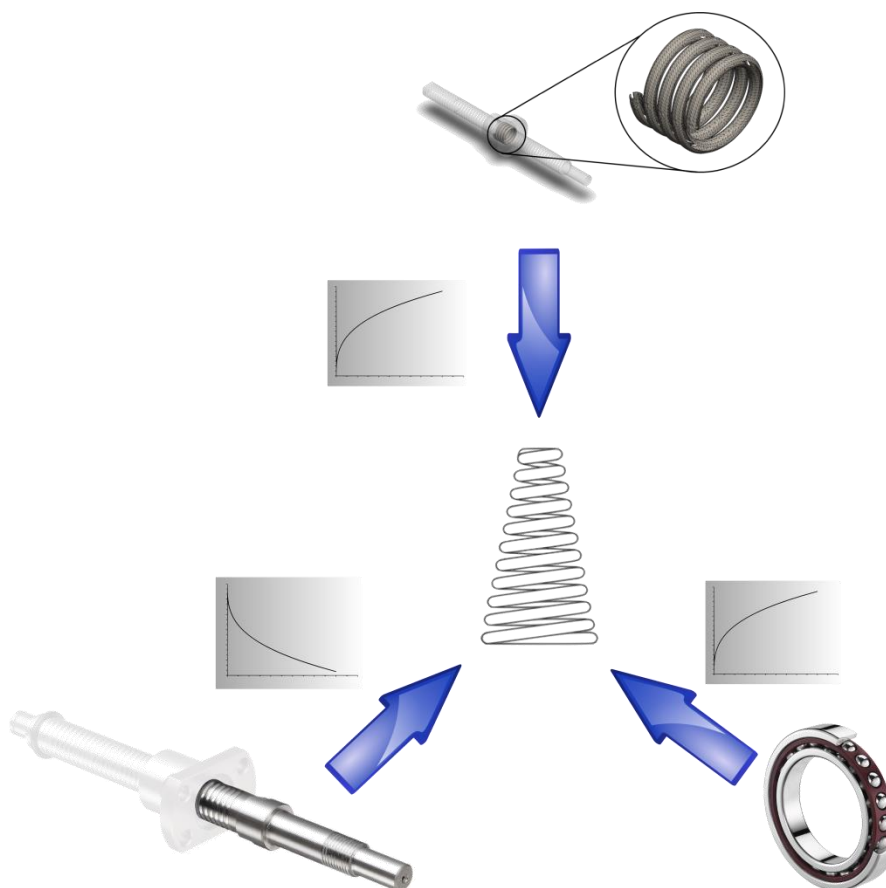


Rys. 7.6 Powierzchnia zmienności całkowitego współczynnika sztywności mechanizmu śrubowo-tocznego modelowanego elementem zastępczym

Analizując przedstawiony na rys. 7.6 wykres można zaobserwować usztywnianie się układu wraz ze wzrostem wartości siły obciążającej, wzrost wartości współczynnika sztywności jest zgodny ze wzrostem wartości siły. Nieliniowy charakter tych zmian wynika nie tylko z nieliniowej zależności współczynnika sztywności połączenia nakrętki ze śrubą, ale także z silnej nieliniowej zależności współczynnika sztywności łożyska stałego. Na zmienność tych charakterystyk nakłada się jeszcze wartość współczynnika sztywności śruby, która jest stała w zakresie zmiennej wartości siły, jednak zależy w sposób nieliniowy od długości śruby (odległości nakrętki od stałego węzła łożyskowego).

Zgodnie z informacjami podawanymi zarówno w publikacjach książkowych [73], jak i katalogach [13,14,30,80] współczynnik sztywności śruby jest wielokrotnie mniejszy od współczynnika sztywności połączenia nakrętki ze śrubą oraz współczynnika sztywności węzłów łożyskowych. Jednakże z rys. 7.6 można odczytać, że nie zawsze tak jest. Jeżeli występują duże wartości siły – w omawianym przypadku jest to około 2000 N – to faktycznie współczynnik sztywności śruby, szczególnie przy znacznej jej długości, ma istotny wpływ na całkowity współczynnik sztywności układu. Natomiast przy małych wartościach siły, współczynniki sztywności wszystkich elementów składowych mają wartości bardzo zbliżone.

Proponowany w niniejszej pracy model zastępczy mechanizmu śrubowo-tocznego może przyjmować postać sprężyny o zmiennym współczynniku sztywności. Współczynnik ten zależy jest od wartości siły działającej na mechanizm oraz długości śruby, czyli odległości mierzonej od łożyska stałego do nakrętki toczonej. Na rys. 7.7 przedstawiono schematycznie sposób opracowania modelu zastępczego mechanizmu śrubowo-tocznego.

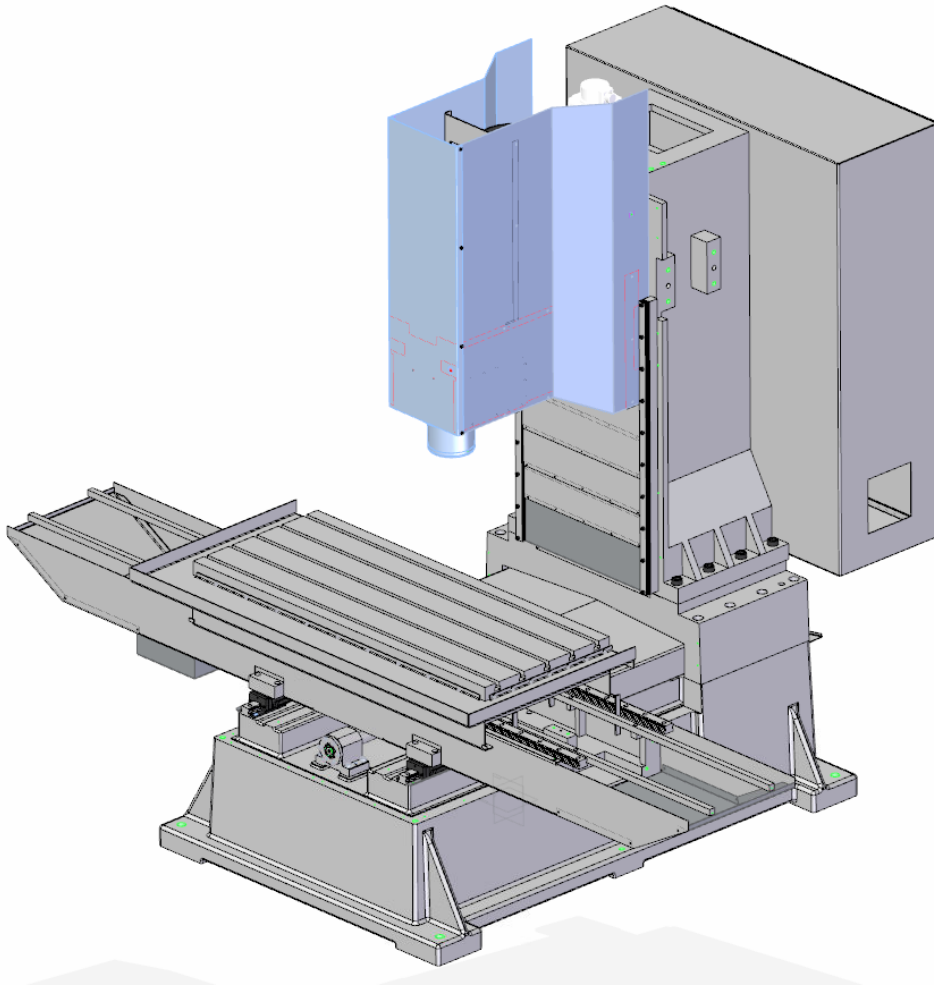


Rys. 7.7 Schemat opracowania modelu zastępczego mechanizmu śrubowo-tocznego

Współczynnik sztywności poszczególnych komponentów układu wyznaczany jest na podstawie danych katalogowych dotyczących geometrii przekładni śrubowo-toczonej, a także danych katalogowych dotyczących łożysk zamontowanych w węzłach łożyskowych. Parametrem konstrukcyjnym jest odległość nakrętki od stałego węzła łożyskowego (długość śruby). Opracowywanie modelu zastępczego mechanizmu śrubowo-tocznego wymaga modelowania połączenia śruby z nakrętką i na jego podstawie wyznaczenia charakterystyki sztywności oraz wyznaczenia charakterystyki sztywności osiowej łożyska stałego, a także obliczenia współczynnika sztywności osiowej fragmentu śruby zawartego pomiędzy nakrętką, a stałym węzłem łożyskowym.

8. Zastosowanie modelu zastępczego w praktyce inżynierskiej

Uzasadniając praktyczną przydatność zaproponowanej w ramach tej pracy metodyki modelowania mechanizmów śrubowo-tocznych w niniejszym rozdziale opisano przykład jej zastosowania w analizie słabych ogniw konstrukcji nowoprojektowanej frezarki. Analizie poddano trójosiową frezarkę wyposażoną w układ prowadnicowy składający się z trzech tocznych połączeń prowadnicowych, w których zastosowano trzy mechanizmy śrubowo-toczne. Model tego obiektu opracowano na podstawie konstrukcji przedstawionej na rys. 8.1. Biorąc pod uwagę planowany zakres prowadzonych analiz – obliczenia w wielu punktach przestrzeni obróbki – należało opracować model frezarki charakteryzujący się odpowiednią efektywnością obliczeniową. Zastosowanie modeli zastępczych mechanizmów śrubowo-tocznych pozwala znacznie poprawić efektywność obliczeniową modeli całych obrabiarek. Ze względu na projektowy charakter prowadzonych analiz obliczeniowych niemożliwym było przeprowadzenie odpowiednich badań doświadczalnych obejmujących dobrane mechanizmy śrubowo-toczne. Wobec tego, w celu pozyskania parametrów niezbędnych do opracowania modeli zastępczych, zastosowano opracowaną w ramach niniejszej pracy, technikę – wyznaczania parametrów modeli zastępczych, jedynie na podstawie dokumentacji technicznej tych mechanizmów.

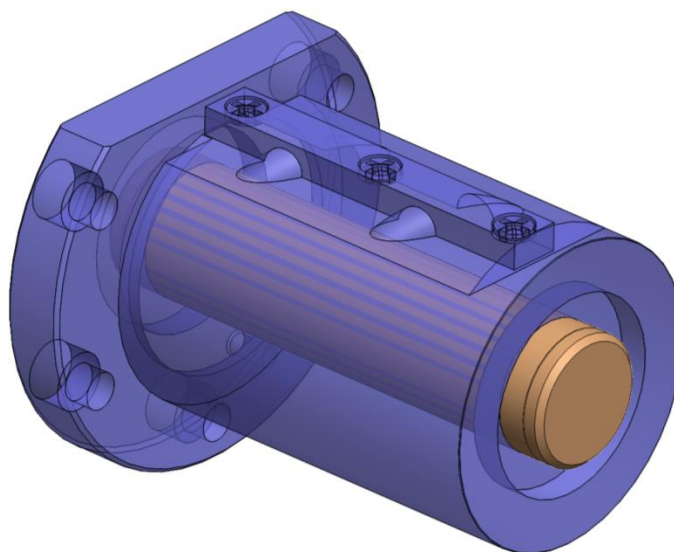


Rys. 8.1 Postać konstrukcyjna analizowanej frezarki trójosiowej

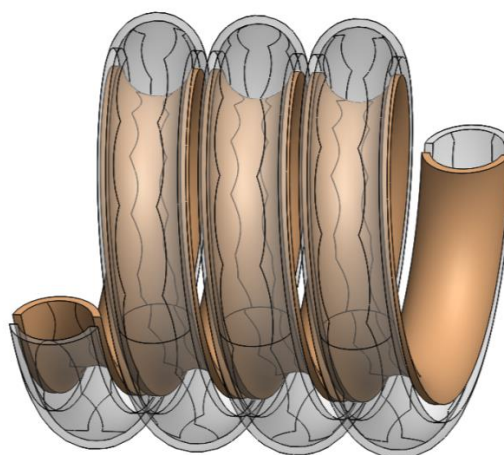
W analizowanym obiekcie zastosowano trzy mechanizmy śrubowo-toczne, które włączono w łańcuchy napędowe posuwów: wrzeciennika (oś Z), stołu (oś X) oraz sań (oś Y). We wszystkich osiach zastosowano ten sam typ mechanizmu śrubowo-tocznego (THK SBN 3210-7) [80,81], w układzie z pojedynczą nakrętką (o średnicy podziałowej 33,75 mm). Każdy z mechanizmów łożyskowany w taki sam sposób – jeden stały węzeł łożyskowy – różnicowanie mechanizmów odbywało się jedynie ze względu na długość śruby tocznej.

Dokumentację techniczną mechanizmu, w postaci uproszczonego modelu geometrycznego, pobrano ze strony internetowej producenta [81] (rys. 8.2). Model ten potraktowano, jako bazowy poddając go dalszemu opracowaniu. Z modelu bazowego wyodrębniono nacięte wcześniej bieżnie śruby i nakrętki wraz z podziałem powierzchni zgodnym z punktami styku kulek z bieżniami (rys. 8.3). Punkty te wyznaczono w oparciu o przygotowany wcześniej algorytm (podrozdział 4.2). Tak przygotowany model geometryczny posłużył do przygotowania modelu obliczeniowego określającego

szttywność połączenia śruba-nakrętka. Szttywność tą wyznaczono przy użyciu oprogramowania Helicon [43].



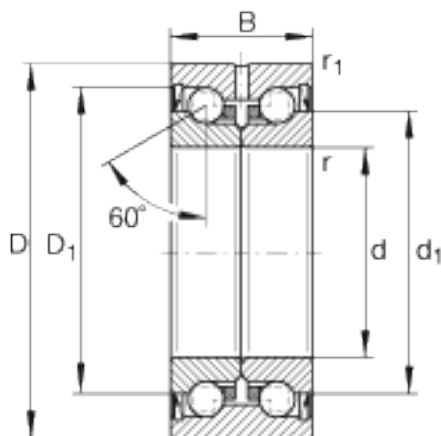
Rys. 8.2 Model geometryczny mechanizmu śrubowo-tocznego THK SBN 3210-7 [80]



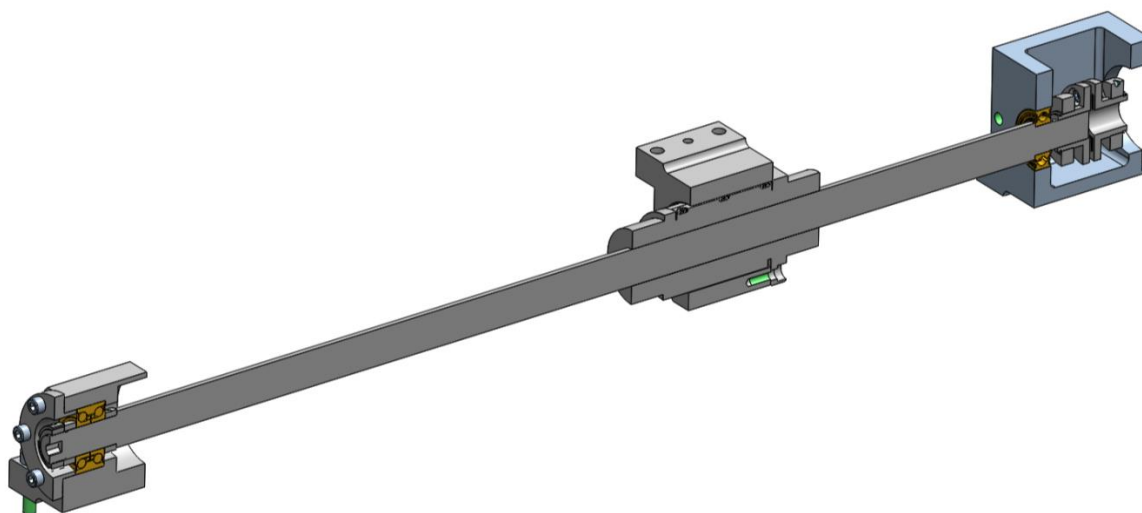
Rys. 8.3 Wyodrębnione z modelu geometrycznego przekładni THK SBN 3210-7 fragmenty struktury bryłowej modelowanych, jako odkształcalne postaciowo

Mechanizm wyposażony był w śrubę o wymiarach: średnicy zewnętrznej $d_1=32$ mm i wewnętrznej $d_2=26,4$ mm, na podstawie tych wymiarów określono sztywność śruby uzależniając ją od długości części czynnej (odległość nakrętki od węzła łożyskowego stałego). W rozpatrywanym układzie śruba łożyskowana była obustronnie, z jednostronnym węzłem łożyskowym stałym, na jednym jej końcu umieszczono łożysko skośne przejmujące obciążenia osiowe (rys. 8.4). Na drugim końcu znajdowało się łożysko promieniowe osadzone w gnieździe łożyskowym umożliwiającym osiowe przemieszczanie – węzeł łożyskowy pływający.

W układzie konstrukcyjnym maszyny zastosowano rozwiązanie, w którym napęd mechanizmu dołączono do końca śruby łożyskowanego pływająco (rys. 8.5). Zgodnie z zaproponowaną metodyką opracowania modelu zastępczego (rozdział 7), wyznaczono sztywność stałego węzła łożyskowego. W węźle tym zastosowano łożysko podwójne skośne INA ZKLN2557-2RS-PE [70], o kącie pracy równym 60 stopni, średnicy wewnętrznej 25 mm, średnicy zewnętrznej 57 mm, szerokości 28 mm i nośności statycznej 55 kN (rys. 8.4).



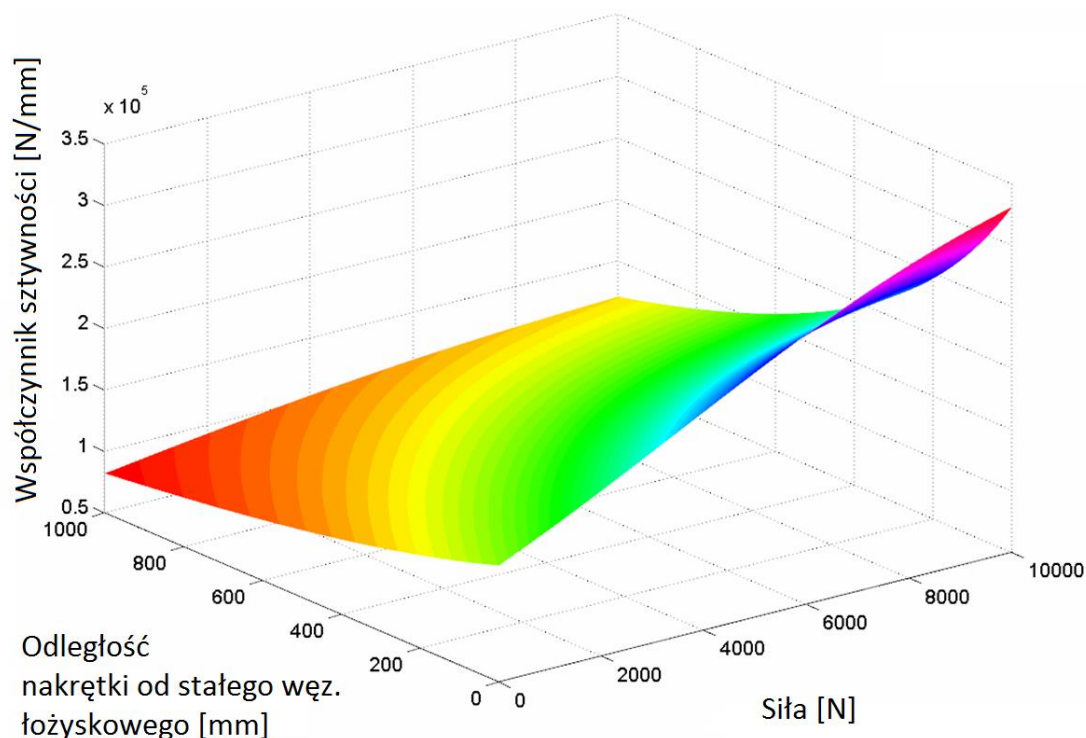
Rys. 8.4 Rys. poglądowy podwójnego łożyska skośnego ZKLN2557 firmy INA [70]



Rys. 8.5 Układ konstrukcyjny rozpatrywanego mechanizmu

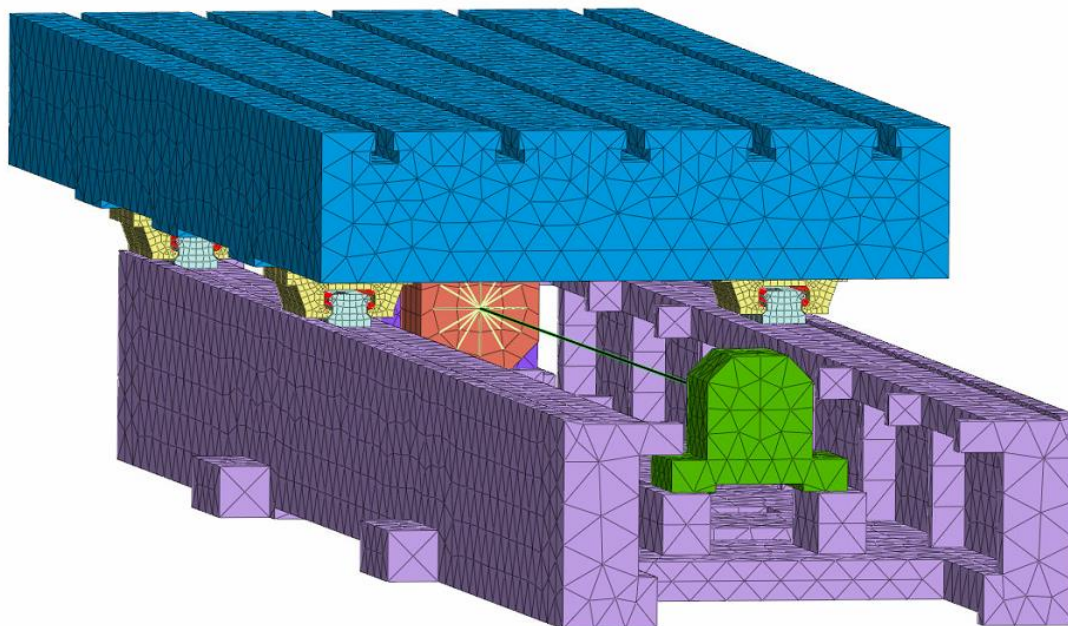
Opracowanie modelu zastępczego mechanizmu śrubowo-tocznego zakończono wyznaczeniem charakterystyki zmienności jego współczynnika sztywności osiowej (rys. 8.6). Doraźna wartość tego współczynnika zależy od odległości nakrętki od stałego węzła łożyskowego oraz od wartości siły osiowej. Na rys. 8.6 wyraźnie widać dużą zmienność współczynnika, skrajne wartości są od siebie znacząco różne. Wartość

maksymalna (32 000 N/mm) występuje przy sile o wartości 10 000 N oraz ustawieniu nakrętki w minimalnej odległości od stałego węzła łożyskowego. Wartość minimalna (8 000 N/mm) natomiast występuje przy minimalnej sile i największej odległości nakrętki stałego węzła łożyskowego. W celu dalszego stosowania otrzymane wyniki stabelaryzowano w postaci tablicy wartości współczynnika sztywności mechanizmu śrubowo-tocznego.



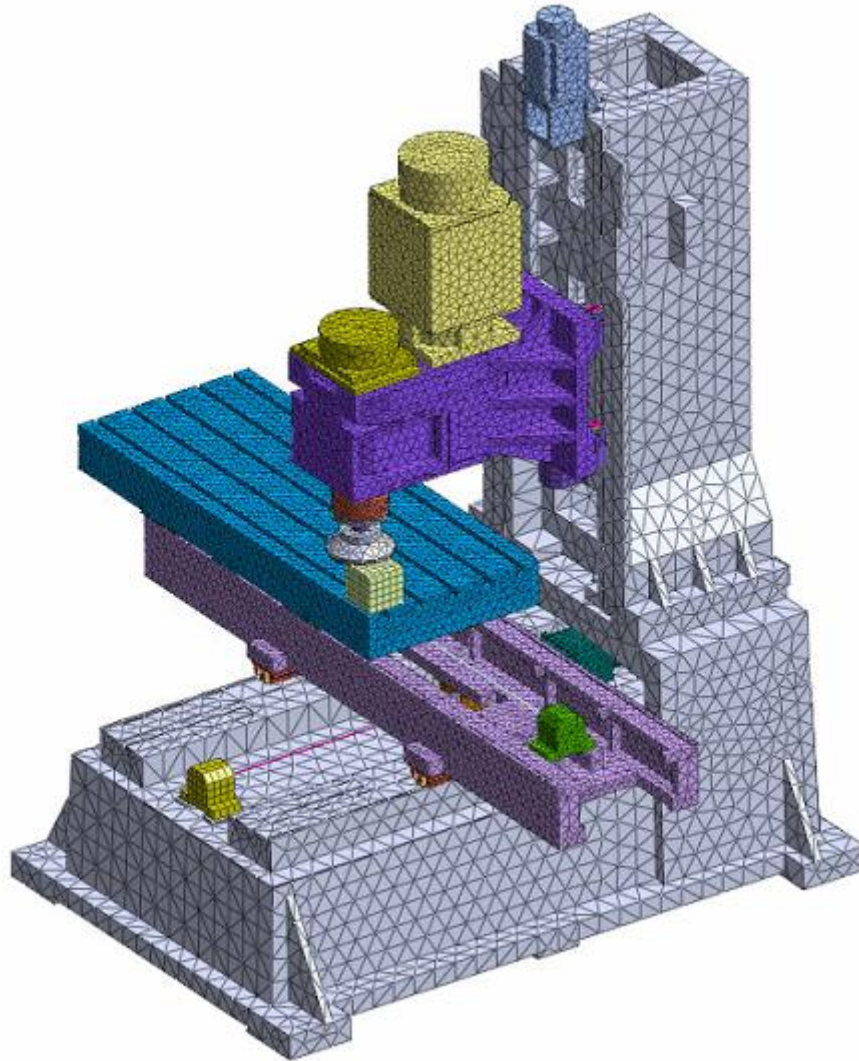
Rys. 8.6 Zmienność współczynnika sztywności rozpatrywanego układu

Opracowany model zastępczy użyto w analizie obliczeniowej frezarki trójosiowej, w której we wszystkich trzech osiach zastosowano ten sam typ mechanizmu śrubowo-tocznego. Obliczenia układu konstrukcyjnego tej frezarki przeprowadzono w programie Nastran FX 2014 R1 stosując jądro obliczeniowe Autodesk Nastran 2015 [6]. W modelu frezarki mechanizm śrubowo-toczny zastąpiono elementem jednowymiarowym (1D) typu ROD. Modelowo element ten jest prętem o zadanej średnicy. Wymiar tej średnicy dobierano na podstawie opracowanej tablicy współczynników sztywności mechanizmu śrubowo-tocznego. Element modelujący mechanizm śrubowo-toczny zaczepiono z jednej strony do uproszczonej obudowy łożyskowej, a z drugiej strony mocowano do obudowy nakrętki przymocowanej do zespołu przesuwanego (stolika, sań lub wrzeciennika) (rys. 8.7).



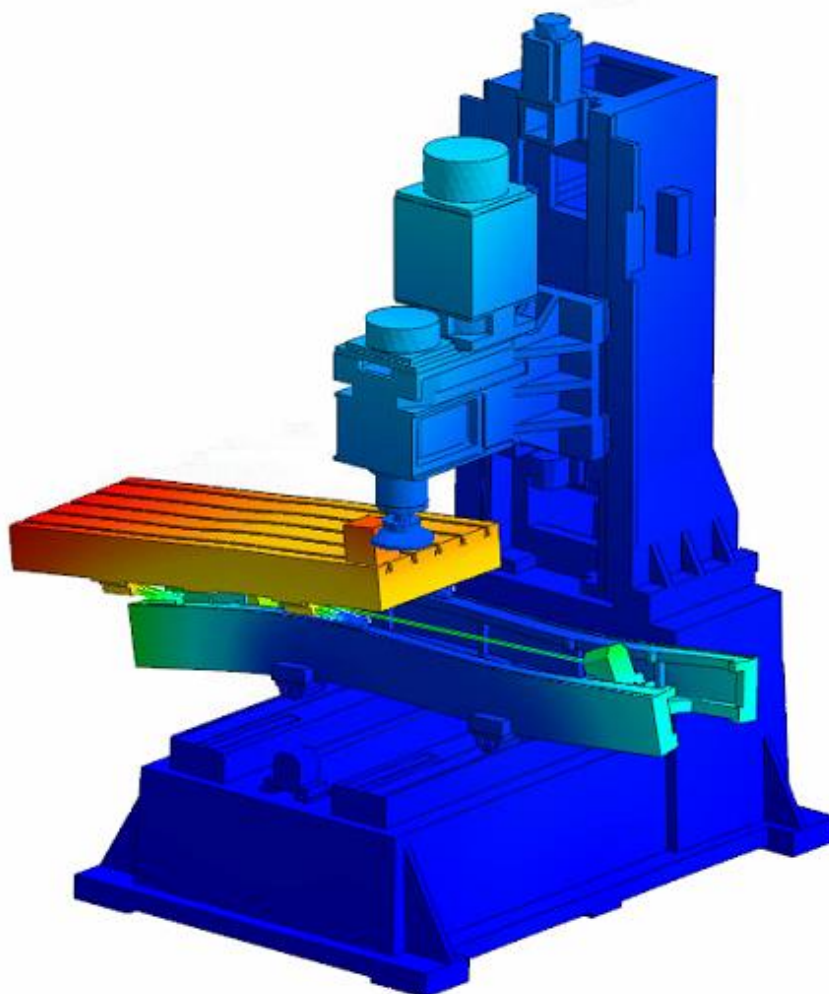
Rys. 8.7 Model zespołów stołu i sań połączonych przy użyciu elementu typu ROD zastępującego mechanizm śrubowo-tocznym

Dzięki zastosowaniu opracowanego modelu zastępczego uzyskano model frezarki cechujący się stosunkowo niską wymiarowością. Model ten składał się z 156302 węzłów oraz 428084 elementów skończonych (rys. 8.8). Wszystkie mechanizmy śrubowo-toczące zastąpiono elementami typu ROD o różnych odpowiednio dobranych parametrach (średnicach). Średnice te dobierane były na podstawie przewidywanych obciążeń, uwzględniając obciążenie grawitacyjne dla osi Z oraz różnych odległości nakrętki od węzłów łożyskowych stałych (długości czynnych śrub). Ze względu na plan badań analitycznych, obliczenia prowadzone dla zmiennych konfiguracji zespołów ruchomych obrabiarki, przygotowano wiele wariantów modeli obliczeniowych z różnymi pozycjami elementów przesuwnych. W wariantach tych uwzględniano również zmienność długości czynnych śrub, przyjmując dla każdego z nich odpowiednią wartość współczynnika sztywności, przeliczonej na wymiar średnicy elementu prętowego.



Rys. 8.8 Model frezarki trójosiowej, w którym zastosowano modele zastępcze mechanizmów śrubowo-tocznych

Zastosowanie modeli zastępczych mechanizmów śrubowo-tocznych pozwoliło na poprawę efektywności obliczeniowej modelu całej maszyny, przez znaczne ograniczenie wymiarowości tego modelu. Możliwe stało się przeprowadzenie wielu analiz całej maszyny, przykładowy wynik tych analiz – postać drgań własnych przy częstotliwości 61,5 Hz – przedstawiono na rys. 8.9.



Rys. 8.9 Przykładowy wynik analiz obliczeniowych – postać drgań własnych frezarki przy częstotliwości 61,5 Hz

9. Podsumowanie

Rozważania, analizy i badania przeprowadzone w ramach niniejszej pracy skłaniają do sformułowania poniższych uwag podsumowujących uzyskane rezultaty:

1. W przekonaniu autora postawiony w pracy cel został osiągnięty, a zaproponowane w pracy rozwiązanie problematyki modelowania mechanizmów śrubowo-toczących nie było dotychczas stosowane. Opinia ta oparta jest na przeprowadzonej w ramach pracy analizie stanu omawianej problematyki.
2. Opracowany model zastępczy mechanizmu śrubowo-toczącego wraz z metodą wyznaczania jego parametrów, może być z powodzeniem stosowany w analizach układów konstrukcyjnych maszyn technologicznych. Stosowanie tego modelu może znacznie poprawić efektywność obliczeniową tych analiz. Podstawowym obszarem zastosowań modelu zastępczego są analizy obliczeniowe służące prognozowaniu właściwości statycznych układów nośnych maszyn technologicznych realizowane w ramach procesu projektowo-konstrukcyjnego tych maszyn. Potwierdzeniem tego może być przykład zastosowania modelu zastępczego w analizach frezarki trójosiowej opisany w rozdziale 9 pracy.
3. Przyjęta w pracy metoda analizy właściwości statycznych, wyodrębnionego z konstrukcji maszyny, połączenia śruby z nakrętką pozwala na wyznaczanie przemieszczenia śruby względem nakrętki. Opracowanie hybrydowej wersji modelu tego połączenia można uznać za nowe podejście do tej problematyki.
4. Wiarygodność przyjętego sposobu modelowania połączenia śruby z nakrętką potwierdzono porównując wyniki obliczeń z wynikami badań doświadczalnych. Rezultaty tego porównania należy uznać za zadowalające z punktu widzenia projektowych analiz układów konstrukcyjnych maszyn technologicznych.
5. Utylitarnym efektem pracy jest opracowanie metody badań eksperymentalnych wraz z zaprojektowaniem i budową uniwersalnego stanowiska do badań właściwości statycznych zróżnicowanych konstrukcyjnie mechanizmów śrubowo-toczących.
6. Za szczególne osiągnięcie w pracy można uznać zgodność uzyskanych wyników modelowania z wynikami badań doświadczalnych, zróżnicowanych konstrukcyjnie mechanizmów śrubowo-toczących. Zwłaszcza, biorąc pod uwagę, że przy opracowywaniu modeli zastosowano parametry elementów kontaktowych wyznaczone na podstawie rozważań analitycznych opartych wyłącznie na teorii Hertza.

7. W opracowanym modelu zastępczym uwzględniono nie tylko oddziaływanie statyczne śruby z nakrętką, ale także wpływ elementów konstrukcyjnych wchodzących w skład osi napędu posuwu – sztywności śruby tocznej oraz węzłów łożyskowych.
8. Zdaniem autora, zagadnienia podjęte w tej pracy warto dalej rozwijać. Godne uwagi i zainteresowania mogą być w szczególności kwestie wprowadzenia do modeli możliwości uwzględniania zmienności wartości kąta działania elementów kontaktowych, modelujących elementy toczne, ze względu na zmianę kierunku oraz wartości sił. W tym zakresie można upatrywać dalszej poprawy dokładności wyników modelowania rozważanych obiektów.

Bibliografia

- [1] A. Abele, Y. Altintas, C. Brecher, "Machine tool spindle units", *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, no. 59, pp. 781-802, 2010.
- [2] H. Abramowicz, *Jak analizować wyniki pomiarów?* Warszawa: PWN, 1992.
- [3] N. S. Aczerkan, *Obliczanie i konstruowanie obrabiarek do metali*. Warszawa: PWN, 1957.
- [4] M. Al-Dojayli, S. A. Meguid, "Accurate modeling of contact using cubic splines", *Finite Elements in Analysis and Design*, no. 38, 2002.
- [5] A. Aram, A. Hosseinzadeh, M. S. Foumani, "Analytical approach to dynamic and vibration analysis of a spherical ball under contact stress", *Scientia Iranica Transactions B: Mechanical Engineering*, 2011.
- [6] Autodesk. (2015) Autodesk Nastran. [Online]. HYPERLINK "<http://www.autodesk.com/products/nastran/overview>"
- [7] A. E. Azianou, K. Debray, F. Bolaers, P. Chiozzi, F. Palleschi, "Modeling of the behavior of a deep groove ball bearing in its housing", *Journal of Applied Mathematics and Physics*, no. 1, pp. 45-50, 2013.
- [8] Barnes Industries. (2014, Styczeń) Barnes Industries, Inc. – How a ball screw works. [Online]. HYPERLINK "<http://www.barnesballscrew.com/how-a-ball-screw-works/>"
- [9] K. J. Bathe, *Finite element procedures*. Englewood Cliffs, New York: Prentice-Hall, 1996.
- [10] J. S. Bendat, A. G. Piersol, *Metody analizy i pomiaru sygnałów losowych*. Warszawa: PWN, 1976.
- [11] W. Biedunkiewicz, G. Szwegier, S. Berczyński, "Statyczna analiza struktur geometryczno-ruchowych układów nośnych obrabiarek. Cz.I. Podstawy metodyczne", *Postępy Technologii Maszyn i Urządzeń*, no. z.1, pp. 19-29, 1991.
- [12] A. Bielski, R. Ciuryło, *Podstawy metod opracowania pomiarów. Wydanie II*. Toruń: Wydawnictwo Uniwersytetu Mikołaja Kopernika, 2001.
- [13] Bosch Rexroth. (2009) Precision Ball Screw Assemblies.
- [14] Bosch Rexroth. (2014, Maj) www.boschrexroth.com. [Online]. HYPERLINK "<http://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/linear-motion->

- technology/screw-assemblies/ball-screw-assemblies/index"
- [15] C. Braccesi, L. Landi, "A general elastic–plastic approach to impact analysis for stress state limit evaluation in ball screw bearings return system", *International Journal of Impact Engineering*, no. 34, 2007.
- [16] J. Brzózka, L. Dorobczyński, *Matlab - środowisko obliczeń naukowo-technicznych*. Warszawa: MIKOM, 2005.
- [17] J.S. Chen, I.C. Dwang, "A ballscrew drive mechanism with piezo-electric nut for preload and motion control", *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, no. 40, pp. 513-526, 2000.
- [18] T. Y. Chen, P. H. Hou, J. Y. Chiu, "Measurement of the ballscrew contact angle by using the photoelastic effect and image processing", *Optics and Lasers in Engineering*, no. 38, pp. 87-95, 2002.
- [19] E. Chlebus, *Techniki komputerowe CAx w inżynierii produkcji*. Warszawa: WNT, 2000.
- [20] L. Cui, J. Zheng, "Nonlinear vibration and stability analysis of a flexible rotor supported on angular contact ball bearings", *Journal of Vibration and Control*, vol. 20, no. 12, pp. 1767-1782, 2014.
- [21] J. S. Dhupia, A. G. Ulsoy, R. Katz, B. Powalka, "Experimental identification of the nonlinear parameters of an industrial translational guide for machine performance evaluation", *Journal of Vibration and Control*, vol. (5), no. 14, pp. 645-668, 2008.
- [22] M. Dietrich, *Podstawy konstrukcji maszyn*. Warszawa: WNT, 1999.
- [23] Duff-Norton. Duff-Norton – Screw jacks. [Online]. HYPERLINK "<http://duffnorton.com/productspecs.aspx?id=8362>"
- [24] A.C. Fisher, "The Hertzian contact surface", *Journal of materials science*, no. 34, pp. 129-137, 1999.
- [25] W.A. Fuller, *Measurement error models*. New York: John Wiley & Sons, 1987.
- [26] J. Giergiel, *Łmienie drgań mechanicznych*. Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN, 1992.
- [27] Y. Guo, R. G. Parker, "Stiffness matrix calculation of rolling element bearings using a finite element/contact mechanics model", *Mechanism and Machine Theory*, no. 51, 2012.

- [28] T.A. Harris, *Rolling bearing analysis*. New York: A Wiley-Interscience, 1984.
- [29] H. Hertz, *Miscellaneous Papers*. London: Macmillan & Co, 1896.
- [30] Hiwin. (2013) Mechanizmy śrubowo-toczne i wyposażenie.
- [31] J. Honczarenko, *Elastyczna automatyzacja wytwarzania. Obrabiarki i systemy obróbkowe*. Warszawa: WNT, 2000.
- [32] T.-L. Horng, "A numerical algorithm for determining the contact stress of circular crowned roller compressed between two flat plates", *Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering*, no. 1, 2007.
- [33] Hottinger Baldwin Messtechnik, Carrier Frequency Measuring Amplifier KWS/6A-5.
- [34] Hottinger Baldwin Messtechnik, Berührungslöse induktive Wegaufnehmer Tr.
- [35] L. Houpert, "An engineering approach to Hertzian contact elasticity-part I", *Journal of Tribology*, no. 123, 2001.
- [36] T. Iglantowicz, "Doświadczalne badania dynamicznych właściwości obrabiarek przy użyciu sygnałów zdeterminowanych", *Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej*, no. 218, 1983.
- [37] ISO 3408-1:2006: Ball screws -- Part 1: Vocabulary and designation.
- [38] ISO 3408-2:1991: Ball screws -- Part 2: Nominal diameters and nominal leads -- Metric series.
- [39] ISO 3408-3:2006: Ball screws -- Part 3: Acceptance conditions and acceptance tests.
- [40] ISO 3408-4:2006: Ball screws -- Part 4: Static axial rigidity.
- [41] ISO 3408-5:2006: Ball screws -- Part 5: Static and dynamic axial load ratings and operational life.
- [42] D. Jastrzębski, *Obliczenia projektowe układów nośnych obrabiarek metodą elementów skończonych*. Szczecin: ZAPOL, 2012.
- [43] D. Jastrzębski, G. Szwengier, "Analiza statycznych właściwości układów nośnych obrabiarek hybrydową metodą elementów skończonych", *Postępy Technologii Maszyn i Urządzeń*, vol. 17, no. 2, pp. 21-41, 1993.
- [44] D. Jastrzębski, G. Szwengier, "Analiza statycznych właściwości układów nośnych obrabiarek hybrydową metodą elementów skończonych", *Postępy Technologii*

- Maszyn i Urządzeń*, vol. 17, no. 2, pp. 21-41, 1993.
- [45] D. Jastrzębski, G. Szwengier, "Modeling and analytical stiffness diagnostics of weak points of machine tools carrying systems using hybrid finite elements method", in *Mezinárodní Kongres Výrobní Stroje, Automatizace a Robotizace ve Strojírenství*, Praga, 2000.
- [46] K.L. Johnson, *Contact mechanics*. Cambridge: Cambridge University Press, 2003.
- [47] Heather Jordan. (2014) mlive.com. [Online]. HYPERLINK
"http://www.mlive.com/business/mid-michigan/index.ssf/2014/08/saginaw_countys_nexteer_commis.html"
- [48] Daniel van Kessel. (2014) Flickr. [Online]. HYPERLINK
"https://www.flickr.com/photos/danielvankessel/7321743010/in/set-72157630014717992"
- [49] M. Kleiber, *Metoda elementów skończonych w nieliniowej mechanice kontinuum*. Warszawa: PWN, 1985.
- [50] J. Kosmol, *Automatyzacja obrabiarek i obróbki skrawaniem*. Warszawa: WNT, 1999.
- [51] J. Kruszewski i inni, *Metoda sztywnych elementów skończonych*. Warszawa: Arkady, 1975.
- [52] J. Kruszewski i inni, *Metoda elementów skończonych w dynamice konstrukcji*. Warszawa: Arkady, 1984.
- [53] Curtis Lee, Anthony Sanders, Nishant Tikekar, K.S. Ravi Chandran, "Tribology of titanium boride-coated titanium balls against alumina ceramic: Wear, friction, and micromechanisms", *Wear*, no. 265, pp. 375-386, 2008.
- [54] Krzysztof Lechrich, Jan Kosmol, "Modelowanie odkształceń cieplnych osi posuwów szybkich metodą elementów skończonych", *Modelowanie Inżynierskie*, no. 32, pp. 339-344, 2006.
- [55] Mike Levine. (2010, May) PickupTrucks.com. [Online]. HYPERLINK
"http://news.pickuptrucks.com/2010/05/driving-a-pickup-with-electric-power-steering.html"
- [56] T.C. Lim, R. Singh, "Vibration transmission through rolling element bearings, part I: Bearing stiffness formulation", *Journal of Sound and Vibration*, vol. 139, no. 2, pp. 179-199, czerwiec 1990.
- [57] E. Lisowski, *Modelowanie geometrii elementów maszyn i urządzeń w systemach CAD 3D z przykładami w SolidWorks, Solid Edge i Pro/Engineer*. Kraków: Wydawnictwo

- Politechniki Krakowskiej, 2003.
- [58] LMS, LMS Scadas family – frames overview, 2012.
- [59] E. B. Magrab, *An engineer's guide to MATLAB*. Upper Saddle River: Prentice Hall, 2000.
- [60] K. Marchelek, *Dynamika obrabiarek*. Warszawa: WNT, 1991.
- [61] Max-Planck-Gesellschaft. Max Planck Institute for Extraterrestrial Physics. [Online]. HYPERLINK "<http://www.mpe.mpg.de/2169/en>"
- [62] X. Mei, M. Tsutsumi, T. Tao, N. Sun, "Study on the load distribution of ball screws with errors", *Mechanism and Machine Theory*, no. 38, 2003.
- [63] N. Metropolis, "The beginning of the Monte Carlo method", *Los Alamos Science*, no. 125-130, 1987.
- [64] M.E. Niezgodziński, T. Niezgodziński, *Wytrzymałość materiałów*. Warszawa: PWN, 1984.
- [65] M.E. Niezgodziński, T. Niezgodziński, *Wzory, wykresy i tablice wytrzymałościowe*. Warszawa: WNT, 1996.
- [66] P. Pawełko, *Studium projektowania obrabiarek przenośnych w ujęciu mechatronicznym. Na przykładzie obrabiarki przenośnej do kolnierzy*. Szczecin: ZAPOL, 2013.
- [67] Wyznaczanie współczynnika sprężystości sprężyn i ich układów. Politechnika Gdańska.
- [68] V. L. Popov, *Contact Mechanics and Friction. Physical Principles and Applications*. Heidelberg: Springer Berlin, 2010.
- [69] (2015) Quora. [Online]. HYPERLINK "<http://www.quora.com/What-is-the-drilling-sound-heard-under-an-airplane-before-takeoff-as-well-as-at-the-gate-upon-landing>"
- [70] Schaeffler. (2014) medias® - Axial angular contact ball bearings ZKLN2557-2RS. [Online]. HYPERLINK "http://medias.schaeffler.de/medias/en!hp.ec.br/pr/ZKLN..-2RS*ZKLN2557-2RS"
- [71] SKF Group. (2012) Rolling bearings.
- [72] J. Skrodzewicz, G. Szwengier, T. Iglantowicz, "Komputerowe wspomaganie doświadczalnych badań charakterystyk statycznych układów nośnych obrabiarek", *Prace Naukowe ITM Politechniki Szczecińskiej*, no. 8, pp. 91-109, 1992.

- [73] J. Z. Sobolewski, *Przekładnie śrubowe kulkowe*. Warszawa: WNT, 2009.
- [74] G. Szwengier, "Modelowanie i obliczenia projektowe układów przewodnicowych obrabiarek", *Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej*, vol. 13, no. 512, 1994.
- [75] G. Szwengier, S. Berczyński, T. Goduński, "Identification of physical parameters in contact joints models of machines supporting systems", *Advance in Engineering Software*, vol. 31, no. 2, pp. 149-155, 2000.
- [76] G. Szwengier, S. Berczyński, T. Goduński, "Identyfikacja parametrów fizycznych połączeń przewodnicowych obrabiarek", *Postępy Technologii Maszyn i Urządzeń*, no. 2, pp. 3-22, 1988.
- [77] G. Szwengier, D. Jastrzębski, "Pakiet HELICON - modelowania układów korpusowych obrabiarek hybrydową metodą elementów skończonych", *Prace Naukowe ITM Politechniki Szczecińskiej*, no. 9, pp. 99-111, 1992.
- [78] G. Szwengier, D. Jastrzębski, P. Pawełko, "Modelowanie toczyńnych połączeń przewodnicowych obrabiarek", *Inżynieria Maszyn*, no. z. 1-2, pp. 162-174, 2011.
- [79] J.R. Taylor, *Wstęp do analizy błęd pomiarowego*. Warszawa: PWN, 1995.
- [80] THK. Ball Screw General Catalog.
- [81] THK. (2015) THK Technical Support. [Online]. HYPERLINK "<https://tech.thk.com/en/products/index.php?tar=300>"
- [82] C. Thornton, "Coefficient of restitution for collinear collisions of elastic perfectly plastic spheres", *ASME J Appl Mech*, vol. 6, no. 64, p. 383, 1997.
- [83] R. Warecki. (2014) Autkolut.pl. [Online]. HYPERLINK "<http://autokult.pl/13953,przekladnia-srubowo-kulkowa-uklad-kierowniczy>"
- [84] C. C. Wei, R. S. Lai, "Kinematical analyses and transmission efficiency of a preloaded ball screw operating at high rotational speeds", *Mechanism and Machine Theory*, no. 46, pp. 880-898, 2011.
- [85] C. C. Wei, J. F. Lin, J. H. Horng, "Analysis of a ball screw with a preload and lubrication," *Tribology International*, 2009.
- [86] C. C. Wei, W. L. Liou, R. S. Lai, "Wear analysis of the offset type preloaded ball-screw operating at high speed", *Wear*, no. 292-293, 2012.
- [87] A. J. Wheeler, A. R. Ahmad, *Introduction to Engineering Experimentation. Third Edition*. Upper Saddle River: Pearson, 2010.

- [88] L.T. Wrotny, *Projektowanie obrabiarek. Zagadnienia ogólne i przykłady obliczeń*. Warszawa: WNT, 1986.
- [89] M. F. Zaeh, T. Oertli, "Finite Element Modelling of Ball Screw Feed Drive Systems", *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, no. 53, 2004.
- [90] J. L. Zhou, G. Q. Wu, W. N. Zhu, X. Y. Chen, "Tensile stress fatigue life model of silicon nitride ceramic balls", *Tribology International*, no. 42, 2009.
- [91] O. C. Zienkiewicz, *Metoda elementów skończonych*. Warszawa: Arkady, 1972.

Wykaz rysunków

Rys. 1.1 Zastosowanie mechanizmu śrubowo-tocznego do poruszania klap w samolocie [69]	6
Rys. 1.2 Przednia część podwozia nowoczesnego samolotu pasażerskiego [48].....	7
Rys. 1.3 Przykład zastosowania mechanizmu śrubowo-tocznego w przekładni kierowniczej pojazdu samochodowego [83]	7
Rys. 1.4 Przykład zastosowania mechanizmu śrubowo-tocznego w elektrycznie wspomaganiej przekładni kierowniczej pojazdu samochodowego [55]	8
Rys. 1.5 Zastosowanie mechanizmu śrubowo-tocznego w system sterowania położeniem baterii słonecznej [47].....	8
Rys. 1.6 Chwytnak wyposażony w mechanizm śrubowo-toczny – projekt Lucifer [61]	9
Rys. 1.7 Podnośnik śrubowy wyposażony w mechanizm śrubowo-toczny [23].....	9
Rys. 1.8 Centrum frezarskie [13].....	10
Rys. 1.9 Prasa krawędziowa [13]	10
Rys. 1.10 Tokarka [13]	11
Rys. 1.11 Podstawowe składniki mechanizmu śrubowo-tocznego	12
Rys. 1.12 Budowa mechanizmu śrubowo-tocznego uzupełniona o funkcjonalnie niezbędne elementy konstrukcyjne	12
Rys. 1.13 Przykładowe rozwiązania konstrukcyjne systemu obiegu biernego kulek: a – obieg wewnętrzny z rurą nawrotną, b – obieg zewnętrzny z rurą nawrotną, c – obieg wewnętrzny ze zmieniaczem kierunku, d – obieg wewnętrzny jednozwojowy [8]	14
Rys. 1.14 Podział mechanizmów śrubowo-tocznych ze względu na zastosowane w nich rozwiązania konstrukcyjne [73].....	15
Rys. 1.15 Zmiana położenia powierzchni kontaktu elementów tocnych z bieżniami śruby i nakrętki: a) –mechanizm bez przyłożonej siły osiowej, b) – mechanizm obciążony siłą osiową	16
Rys. 1.16 Rodzaje rozwiązań konstrukcyjnych w zakresie wprowadzania napięcia wstępnego: a) dystansowanie nakrętki podwójnej elementem sprężystym (1), b) pojedyncza nakrętka z wprowadzonym zwiększonym skokiem, c) kulki o zwiększonej średnicy, d) połączenie dwóch osobnych nakrętek [73]	17
Rys. 1.17 Schemat procedury doboru przekładni śrubowo-tocznej	18
Rys. 1.18. Schemat zastosowania modelu zastępczego mechanizmu śrubowo-tocznego w modelowaniu układu nośnego obrabiarki	21
Rys. 2.1. Rozkład naprężenia występujący wewnątrz jednego ze współpracujących ciał – według Hertza.....	22
Rys. 2.2 Schemat stanowiska pomiarowego [24]	24

Rys. 2.3 Krzywe pokazujące średnice kontaktu w funkcji zmiennego obciążenia dla teorii Hertza- linia ciągła, metody elementów skończonych - plusy, oraz badań doświadczalnych - okręgi [24].....	25
Rys. 2.4 Krzywa współczynnika sztywności K w zależności od parametru B łożyska [28].....	27
Rys. 2.5 Geometria łożyska skośnego pod obciążeniem [28]	28
Rys. 2.6 Mechanizm śrubowo-toczny z przyłożonym obciążeniem zewnętrznym [62]	29
Rys. 2.7 Geometria kontaktu elementu tocznego z bieżniami śruby i nakrętki [62].....	29
Rys. 2.8 Uproszczony model pracy mechanizmu śrubowo-tocznego [62].....	30
Rys. 2.9 Odształcenie osiowe mechanizmu [62]	30
Rys. 2.10 Wyniki porównawcze nowego modelu [62] oraz modelu Izawy i Shimoda.....	31
Rys. 2.11 Pomiar kąta styku przy użyciu dysku fotoelastycznego [18]	32
Rys. 2.12 Rozkład naprężeń w ściskanym obiekcie – obraz uzyskany metodą fotoelastyczną [68]	33
Rys. 2.13 Wykres zależności naprężeń pojawiających się w kanale zwrotnym w wyniku uderzeń kulek w funkcji prędkości obrotowej śruby dla różnych kątów wejścia kulki do kanału [15]	34
Rys. 2.14 Graficzna interpretacja zmienności pozycji elips kontaktu kulek z bieżniami (opis w tekście) [85]	35
Rys. 2.15 Wyniki badania powierzchni bieżni profilometrem	36
Rys. 2.16 Model strefy kontaktu kulki z mikronierównościami bieżni	37
Rys. 2.17 Zużycie bieżni oraz zmiana wartości napięcia wstępnego w funkcji liczby cykli pracy dla różnych prędkości obrotowych śruby [85].....	38
Rys. 2.18 Model analizowanego zespołu posuwowego [54].....	39
Rys. 2.19 Porównanie termogramu rzeczywistego (po lewej) z wynikami analizy obliczeniowej (po prawej) [54]	39
Rys. 2.20 Schemat koncepcyjnego zastosowania piezo-aktuatora w mechanizmie śrubowo- tocznym [17]	40
Rys. 2.21 Wykresy prędkości posuwu bez sterowania (po lewej) i z jego wykorzystaniem (po prawej) [17].....	40
Rys. 2.22 Podzespół prowadnicowy typu wózek toczny – profilowana szyna prowadząca [78]..	41
Rys. 2.23 Dane eksperymentalne (gwiazdki) i wyznaczona analitycznie powierzchnia siły z użyciem modelu parametrycznego (teoria Hertza) [21].....	42
Rys. 2.24 Dane eksperymentalne (gwiazdki) i wyznaczona z użyciem wielomianów powierzchnia siły [21]	42
Rys. 2.25 Składniki wpływające na sztywność układu [73].....	44
Rys. 2.26 Wykres sztywności poszczególnych komponentów konstrukcyjnych [73]	44

Rys. 4.1 Idealizacja segmentu tocznego za pomocą kontaktowego elementu skończonego typu KEST	49
Rys. 4.2 Sposób modelowania współpracy elementów struktur kontaktowej i bryłowej, współpraca węzłów KEST-u z węzłami OES-u.....	50
Rys. 4.3 Przyjęte położenie osi układu odniesienia względem linii śrubowej	52
Rys. 4.4 Sposób wyznaczania współrzędnych położenia środka <i>i</i> -tego elementu tocznego	53
Rys. 4.5 Sposób wyznaczania współrzędnych położenia punktów styku <i>i</i> -tego elementu tocznego z bieżniami śruby i nakrętki	54
Rys. 4.6 Przesunięcie punktu styku elementu tocznego względem bieżni śruby i nakrętki	55
Rys. 4.7 Sposób modelowania pojedynczego segmentu tocznego za pomocą pary elementów kontaktowych.....	56
Rys. 4.8 Zbiór punktów węzłowych elementów kontaktowych rozłożonych wzdłuż linii śrubowej	56
Rys. 4.9 Połączenie struktury kontaktowej ze strukturą odkształcalną	57
Rys. 4.10 Schemat sposobu utwierdzenia i obciążania	58
Rys. 4.11 Postać geometryczna modelu mechanizmu śrubowo-tocznego	58
Rys. 4.12 Podział śruby i nakrętki na odkształcalne elementy skończone – model OES.....	60
Rys. 4.13 Koncepcja modelu hybrydowego	61
Rys. 4.14 Wykres zależności przemieszczenia, mierzonego w punkcie przyłożenia siły, od przyłożonej siły dla trzech rodzajów modeli: sztywnego, odkształcalnego i hybrydowego..	63
Rys. 4.15 Czas obliczeń z wykorzystaniem różnych typów modeli szczegółowych	64
Rys. 4.16 Połączenie kulki z bieżnią wewnętrzną z zaznaczoną elipsą kontaktu.....	67
Rys. 5.1 Sposób ustalania i mocowania nakrętki tocznej: a – widok ogólny, b, c – przekrój	70
Rys. 5.2 Schemat układu pomiaru przemieszczeń.....	71
Rys. 5.3 Konstrukcja układu odbierającego ruch obrotowy śruby pociągowej.....	72
Rys. 5.4 Krzyżowy mechanizm przegubowy mocowania układu siłownika hydraulicznego	72
Rys. 5.5 Układ pomiaru siły – siłomierz kabłąkowy	73
Rys. 5.6 Konstrukcja stanowiska do badań mechanizmów śrubowo – tocznych.....	74
Rys. 5.7 Stanowisko pomiarowe – układ pomiaru przemieszczeń	75
Rys. 5.8 Stanowisko pomiarowe – widok ogólny	75
Rys. 5.9 Trzy warianty obciążenia wstępnego: A - wstępne „odrywanie”, B - zerowy stan obciążenia wstępnego oraz C - wstępne „dociskanie”	77
Rys. 5.10 Rozpatrywane przypadki zmiany zwrotu siły obciążającej.....	78
Rys. 5.11 Schemat blokowy stanowiska pomiarowego.....	78
Rys. 5.12 Schemat rozmieszczenia czujników pomiarowych	79
Rys. 5.13 Wykres przemieszczenia w funkcji siły nakrętka podwójna 10% napięcia wstępnego	80
Rys. 5.14 Wykres przemieszczenia w funkcji siły nakrętka podwójna 10% napięcia wstępnego	80

Rys. 5.15 Wykres przemieszczenia w funkcji siły nakrętka podwójna 7% napięcia wstępnego ..	81
Rys. 5.16 Wykres przemieszczenia w funkcji siły nakrętka podwójna 7% napięcia wstępnego ..	81
Rys. 5.17 Wykres przemieszczenia w funkcji siły nakrętka pojedyncza 5% napięcia wstępnego	82
Rys. 5.18 Wykres przemieszczenia w funkcji siły nakrętka pojedyncza 5% napięcia wstępnego	82
Rys. 5.19 Wykres przemieszczenia w funkcji siły nakrętka pojedyncza 2% napięcia wstępnego	83
Rys. 5.20 Wykres przemieszczenia w funkcji siły nakrętka pojedyncza 2% napięcia wstępnego	83
Rys. 5.21 Zestawienie doświadczalnie wyznaczonych zależności przemieszczeń mechanizmów śrubowo – tocnych od siły obciążającej śrubę	84
Rys. 5.22 Wyznaczona doświadczalnie charakterystyka zmian współczynnika sztywności w zależności od siły obciążającej mechanizm z nałożonymi słupkami niepewności pomiarowych.....	89
Rys. 6.1 Zestawienie wyników badań doświadczalnych mechanizmu z pojedynczą nakrętką o napięciu wstępnym 5% z wynikami obliczeń uzyskanych dla różnych wariantów modeli...	91
Rys. 6.2 Zestawienie wyników badań doświadczalnych mechanizmu z pojedynczą nakrętką o napięciu wstępnym 2% nośności dynamicznej, z wynikami obliczeń modelu hybrydowego	92
Rys. 6.3 Zestawienie wyników badań doświadczalnych mechanizmu z pojedynczą nakrętką o napięciu wstępnym 5% nośności dynamicznej, z wynikami obliczeń modelu hybrydowego	93
Rys. 6.4 Zestawienie wyników badań doświadczalnych mechanizmu z podwójną nakrętką o napięciu wstępnym 7% nośności dynamicznej, z wynikami obliczeń modelu hybrydowego	94
Rys. 6.5 Zestawienie wyników badań doświadczalnych mechanizmu z podwójną nakrętką o napięciu wstępnym 10% nośności dynamicznej, z wynikami obliczeń modelu hybrydowego	95
Rys. 7.1 Przykładowe rozwiązanie konstrukcyjne podzespołu napędu posuwu	98
Rys. 7.2 Schemat wyznaczania sztywności mechanizmu napędu posuwu.....	98
Rys. 7.3 Schemat szeregowego połączenia sprężyn [67]	99
Rys. 7.4 Podstawowe wymiary śruby.....	100
Rys. 7.5 Informacja katalogowa łożyska S7204 firmy SKF.....	103
Rys. 7.6 Powierzchnia zmienności całkowitego współczynnika sztywności mechanizmu śrubowo- tocznego modelowanego elementem zastępczym.....	104
Rys. 7.7 Schemat opracowania modelu zastępczego mechanizmu śrubowo-tocznego	105
Rys. 8.1 Postać konstrukcyjna analizowanej frezarki trójosiowej.....	107
Rys. 8.2 Model geometryczny mechanizmu śrubowo-tocznego THK SBN 3210-7 [80]	108
Rys. 8.3 Wyodrębnione z modelu geometrycznego przekładni THK SBN 3210-7 fragmenty struktury bryłowej modelowanych, jako odkształcalne postaciowo.....	108
Rys. 8.4 Rys. poglądowy podwójnego łożyska skośnego ZKLN2557 firmy INA [70]	109
Rys. 8.5 Układ konstrukcyjny rozpatrywanego mechanizmu	109
Rys. 8.6 Zmienność współczynnika sztywności rozpatrywanego układu	110

Rys. 8.7 Model zespołów stołu i sań połączonych przy użyciu elementu typu ROD zastępującego mechanizm śrubowo-toczny	111
Rys. 8.8 Model frezarki trójosiowej, w którym zastosowano modele zastępcze mechanizmów śrubowo-tocznych	112
Rys. 8.9 Przykładowy wynik analiz obliczeniowych – postać drgań własnych frezarki przy częstotliwości 61,5 Hz	113

Wykaz tabel

Tabela 2.1 Wyniki badania profilometrycznego.....	36
Tabela 5.1 Zestawienie parametrów wytypowanych nakrętek tocznych.....	76
Tabela 5.2 Zestawienie wartości maksymalnych odchyłeń standardowych dla zmiennej liczby iteracji w metodzie Monte-Carlo	86
Tabela 5.3 Procentowy wpływ źródeł niepewności pomiarowych na wynik pomiaru współczynnika sztywności mechanizmu śrubowo-tocznego	87
Tabela 5.4 Zestawienie wartości odchyłek sztywności dla poszczególnych źródeł niepewności pomiarowych.....	88