

INSTYTUT TECHNOLOGII MASZYN I AUTOMATYZACJI
POLITECHNIKI WROCŁAWSKIEJ

na prawach rękopisu

Praca doktorska

Metodyka projektowania prowadnic
tocznych maszyn wytwórczych

Tomasz BORATYŃSKI

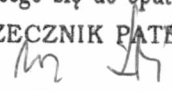
*Słowa kluczowe: obrabiarka, prowadnice,
projektowanie, metodyka, CAD, MES*

Promotor: **dr hab. inż. Edward Chlebus**

prof. ndzw. Politechniki Wrocławskiej

Publikacja nie zawiera
nowego rozwiązania technicznego
nadającego się do opatentowania.

RZECZNIK PATENTOWY


mgr Dorota Guzikowska

Wrocław, 1997

08 GRU. 1997

SPIS TREŚCI

1. Wstęp	5
2. Prowadnica jako zespół maszyny wytwórczej	13
2.1. Charakterystyka pary prowadnicowej w obrabiarce	13
2.2. Podstawowe właściwości zestawów tocznych prowadnic	19
3. Cel, teza i zakres pracy	24
4. Metodyka doboru zestawów tocznych w prowadnicach.....	27
4.1. Zasady wstępnego doboru zestawów tocznych.....	28
4.2. Charakterystyki odkształceń prowadnic tocznych	35
5. System doboru zestawów tocznych w prowadnicach.....	38
5.1. Baza danych zestawów tocznych	42
5.2. Moduł programowy PROT	45
5.3. Moduł ANIMA do obliczania, wizualizacji przemieszczeń oraz animacji i badania kolizji zespołów maszyn wytwórczych	55
5.3.1. Animacja i wizualizacja funkcjonalnych ruchów zespołów roboczych (ANIMA I)	56
5.3.2. Tworzenie charakterystyk statycznych zestawów tocznych	60
5.3.3. Obliczanie i wizualizacja przemieszczeń (ANIMA II).....	62
5.4. Przykład analizy sztywnościowej centrum obróbczego VN500	66
6. Analiza i ocena własności prowadnic tocznych metodą elementów skończonych	72
6.1. Badanie i ocena właściwości elementów tocznych w zespołach prowadnicowych.....	72
6.2. Wyznaczanie własności pary „element toczny - bieżnia”	76
6.2.1. Odkształcenia pary stykowej „kulka-bieżnia” w zestawach tocznych	77
6.3. Elementy MES w modelowaniu elementów tocznych.....	81
6.3.1. MES w obliczaniu własności pary kontaktowej kulka-bieżnia	84
6.4. Modelowanie i obliczanie własności zestawów tocznych MES	87
6.4.1. Generowanie dyskretnego modelu MES	89
6.4.2. Modelowanie obciążeń zewnętrznych	92
6.4.3. Obliczenia iteracyjne własności zestawów tocznych.....	95

7. Weryfikacja metody modelowania zestawów tocznych z pomocą badań eksperymentalnych	97
7.1. Analiza obliczeniowa zestawu tocznego LY35AL metodą MES	98
7.2. Stanowisko badawcze i montaż zestawów tocznych	101
7.3. Badania eksperymentalne.....	104
7.3.1. Wyniki badań eksperymentalnych zestawu tocznego LY35AL obciążonego siłą boczną.....	105
7.3.2. Wyniki badań eksperymentalnych zestawu tocznego LY35AL obciążonego siłą pionową, skierowaną do góry	107
7.3.3. Wyniki badań eksperymentalnych zestawu tocznego LY35AL obciążonego siłą pionową, skierowaną do dołu	109
7.4. Porównanie wyników badań eksperymentalnych z wynikami obliczeń MES pojedynczego zestawu tocznego LY35AL.....	112
7.4.1. Obciążenie siłą boczną	112
7.4.2. Obciążenie siłą pionową, skierowaną do góry.....	113
7.4.3. Obciążenie siłą pionową, skierowaną do dołu.....	114
8. Analiza obliczeniowa tokarki TZC-32 z uwzględnieniem prowadnic ślizgowych i tocznych	116
9. Podsumowanie.....	123
Literatura.....	130

NAJWAŻNIEJSZE OZNACZENIA

- A - pole powierzchni przekroju poprzecznego elementu prętowego, mm^2
- C_o - nośność statyczna, N
- d_k - średnica kulki, mm
- δ_v - odkształcenie powstałe pod wpływem napięcia wstępnego, μm
- δ_z - odkształcenie powstałe pod wpływem obciążenia zewnętrznego działającego na układ napięty wstępnie, μm
- δ_{iy} - odkształcenie poszczególnych zestawów tocznych ($i = 1, 2, 3, 4$) w parze przewodnicowej na kierunku osi Y, μm .
- δ_{iz} - odkształcenie poszczególnych zestawów tocznych ($i = 1, 2, 3, 4$) w parze przewodnicowej na kierunku osi Z, μm
- E - moduł *Younga*, N/mm
- f_s - współczynnik warunków pracy
- f_w - współczynnik rodzaju obciążenia
- F - obciążenie ekwiwalentne, N
- F_w - siła reakcji w zestawie tocznym, N
- F_v - siła napięcia wstępnego, N
- F_z - obciążenie zewnętrzne, N
- F_i - składowe sił działających na przewodnik ($i = x, y, z$), N
- K - rozstaw poprzeczny przewodników, mm
- k_i - sztywność normalna pręta, N/mm
- l - długość elementu prętowego, mm
- L_s - trwałość, km
- L_H - trwałość, h
- m - masa przedmiotu znajdującego się na przewodnicy, kg
- M_i - składowe momentów działających na przewodnik ($i = x, y, z$), Nmm
- μ_s - statyczny współczynnik tarcia
- ν - współczynnik *Poissona*
- Q - rozstaw listew przewodnicy, mm
- S - wartość zbliżenia dwóch płyt rozdzielonych elementem tocznym, μm

1. Wstęp

Przedsiębiorstwa, które chcą dzisiaj skutecznie funkcjonować w silnej konkurencji na rynkach zbytu, są zmuszone zwiększać efektywność działania zarówno w sferze przygotowania, organizacji jak i realizacji produkcji. Osiągnięcie sukcesu rynkowego polega na zaoferowaniu właściwego towaru, za korzystną cenę, we właściwym miejscu i czasie, stąd też poszukuje się ciągle metod wspomagających efektywne działania w produkcji. Można to też osiągnąć przez coraz szersze stosowanie między innymi technologii komputerowych.

Do połowy lat 80-tych technologie komputerowe były stosowane jedynie w dużych przedsiębiorstwach. W ograniczonym zakresie stosowano systemy CAD (*Computer Aided Design*) / CAM (*Computer Aided Manufacturing*) [18], [28], [85]. Techniki wytwarzania maszyn, wykorzystując zasady CIM (*Computer Integrated Manufacturing*), coraz intensywniej zmierzają do produkcji zautomatyzowanej, wydajnej i dokładnej, przy dość dużej palecie produkowanych wyrobów i elastycznym dostosowaniu się do wymagań klienta i rynku. Tendencje te narzucają również konieczność innego podejścia do procesu konstruowania obrabiarek, które należą do podstawowych elementów składowych zautomatyzowanych, elastycznych systemów produkcyjnych. Dotyczy to zarówno samej metodologii konstruowania maszyn, jak też środków i narzędzi wspomagających ten proces. Odnosi się to głównie do funkcji i zakresu zastosowań, jakie stwarzają systemy CAD. Nadrzędną właściwością oprogramowania CAD jest nie tylko automatyzacja czynności rutynowych i modyfikacja wcześniej opracowanych rozwiązań, ale przede wszystkim kształtowanie rozwiązania konstrukcyjnego w oparciu o bogate bazy danych, bazy wiedzy i sparametryzowane biblioteki graficzne znormalizowanych oraz zunifikowanych elementów i zespołów maszyn.

Współczesny konstruktor ma do dyspozycji coraz bardziej „wyrafinowane” oprogramowanie wspomagające go w pracach inżynierskich. Opracowywane są programy, które wyręczają go nie tylko w żmudnych zalgorytmizowanych obliczeniach, ale wspomagają też podejmowanie czynności decyzyjnych, wykorzystując do tego problemowo-zorientowane bazy wiedzy, wchodzące w skład złożonych systemów zwanych systemami ekspertowymi.

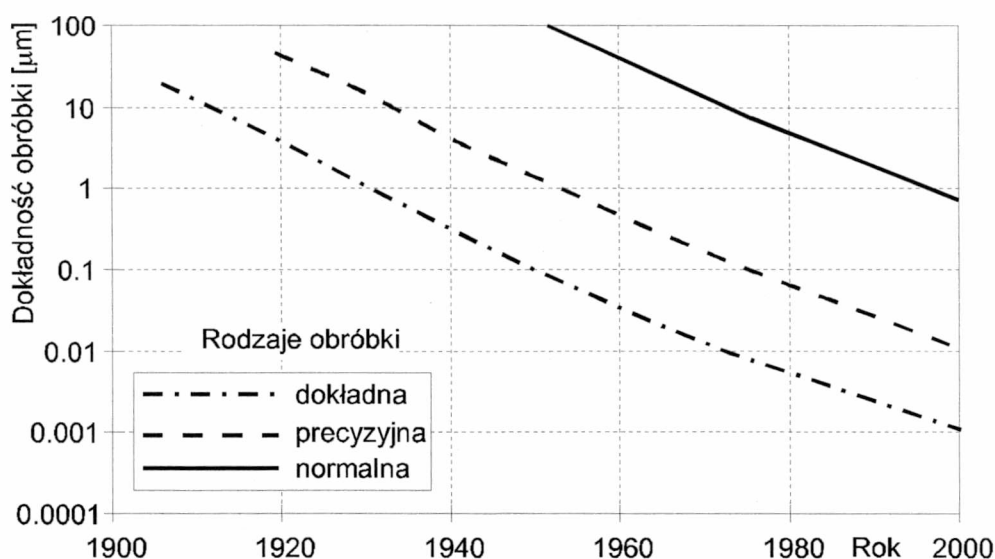
Zaletami powszechnego już zastosowania systemów CAD są:

- skrócenie czasu konstruowania i opracowania procesu technologicznego;
- zmniejszenie nakładów na modernizację konstrukcji;
- zmniejszenie wydatków na zbieranie, kontrolę i zarządzanie danymi;
- możliwość wariantowania rozwiązań konstrukcyjnych;
- szybka aktualizacja danych;
- mniejszy koszt opracowania dokumentacji;
- możliwość stosowania technik symulacji;

- integracja danych geometrycznych do zadań analiz obliczeniowych, symulacyjnych czy też technologicznych.

Prace badawcze wskazują, że stosowanie technik CAD w złożonych procesach wytwórczych umożliwia zmniejszenie nakładów pracy o ok. 25% w pracach administracyjnych i aż o 70% w konstruowaniu [70].

Za szczególnie złożone i trudne uważa się zadanie konstruowania i wytwarzania obrabiarek oraz złożonych systemów wytwórczych [18], [97], [99], [111]. Właściwości i przeznaczenie tych maszyn, ich stosowanie do wytwarzania elementów i zespołów innych maszyn, nieraz o bardzo małych wartościach tolerancji wymiarów i kształtu, wymaga szczególnie starannego podejścia do procesu ich konstruowania. Istotnym zagadnieniem jest powiązanie właściwości użytkowych obrabiarek z kryteriami ich oceny, które są nie tylko kryteriami wytrzymałościowymi, ale przede wszystkim funkcjonalnymi, a zwłaszcza dokładnościowymi [49], [50]. Podstawowym kryterium oceny głównej konstrukcji obrabiarki, rozumianej jako jej układ nośny (mechaniczny układ zapewniający realizację ruchów kształtowania), oprócz ogólnych kryteriów odnoszących się do masy, kosztów i sprawności, jest statyczna i dynamiczna podatność, której pochodną jest dokładność wymiarowo-kształtowa wytwarzanych przedmiotów. Ranga tego zagadnienia rośnie wraz ze wzrostem wymagań stawianych współczesnym obrabiarkom. Badania wskazują, że średnio co pięć lat następuje zwiększenie dokładności wykonania elementów maszyn o jedną klasę IT, co prowadzi do tego, że w 2000 roku obróbka z dokładnością 1 μm może być uznana za obróbkę o tzw. normalnej dokładności (rys. 1.1).



Rys. 1.1. Tendencje wzrostu dokładności obróbki [26]

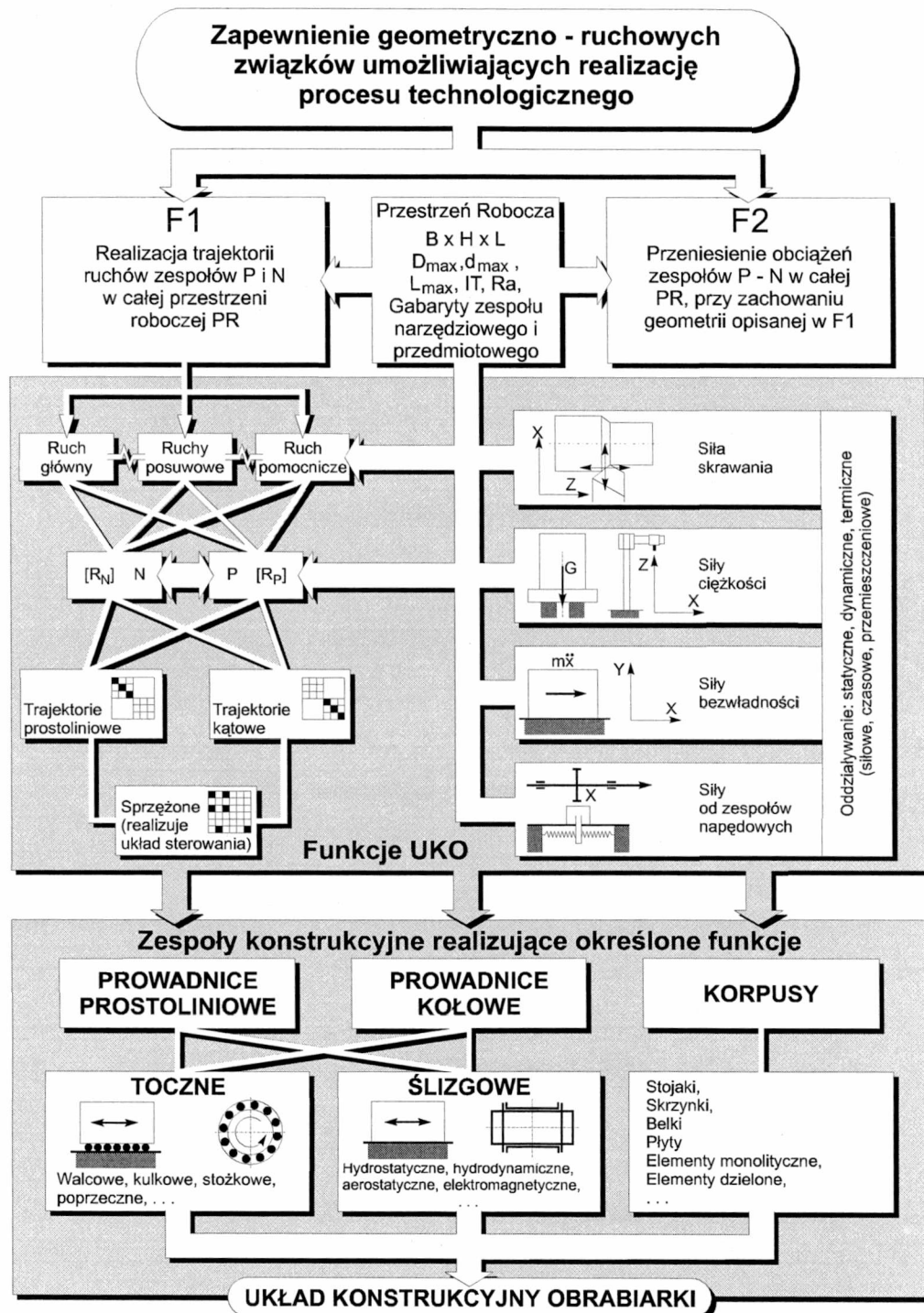
Uzyskanie prognozowanej dokładności wiąże się z koniecznością poniesienia nakładów nie tylko na poszukiwanie nowych materiałów, narzędzi, wydajniejszych i dokładniejszych technologii, ale również na opracowanie nowych konstrukcji obrabiarek, funkcjonujących w systemach zintegrowanego

wytwarzania. Klasycznym sposobem, umożliwiającym znalezienie odpowiedniej syntezy rozwiązania, może być projektowanie maszyn o modułowej budowie, przeznaczonych do konkretnego zadania technologicznego. Osiągnięcie tego celu jest możliwe dzięki wykorzystaniu technik CAD, ich graficznego środowiska, związanych z nim baz danych oraz współpracujących programów do modelowania i analizy własności wariantów rozwiązania konstrukcyjnego.

Każda maszyna wytwórcza może być traktowana jako twór konstrukcyjny składający się z podzespołów, które można projektować oddzielnie. Podział na podzespoły najczęściej wynika z pełnionych funkcji. W przypadku obrabiarek może on być następujący: elementy korpusowe, zespoły napędowe, układy i elementy sterujące, zespoły realizacji ruchów roboczych, zespoły wrzecionowe i prowadnicowe itd. Projektowanie poszczególnych zespołów może być szeroko wspomagane technikami CAD. Systemy takie winny pozwalać konstruktorowi na takie dobieranie odpowiednich podzespołów, aby spełniały nałożone projektowanej obrabiarence funkcje i wymagania. Za szczególnie istotne wymagania stawiane obrabiarkom uważa się np.: zwiększoną dokładność obróbki, dłuższą trwałość poszczególnych podzespołów, rozumianą jako stabilne zachowanie ich właściwości podczas eksploatacji. Spełnienie tych warunków wymaga dobrego rozpoznania zjawisk wpływających na właściwości poszczególnych podzespołów oraz uwzględnienia ich podczas projektowania maszyny. W skład typowego *Układu Konstrukcyjnego Obrabiarki-UKO* wchodzi elementy i zespoły, biorące udział w kształtowaniu przedmiotu, z których główną rolę odgrywają elementy związane z zespołem przedmiotowym i narzędziowym, bezpośrednio leżące w strefie obróbki. Z nimi są też związane elementy korpusowe, na których wsparte są zespoły kształtowania, i od których jest wymagana mała wrażliwość na obciążenia pochodzące zarówno od sił skrawania, jak i wynikających z kinematyki układów. Ta wrażliwość na odkształcenia, ujęta w postaci odpowiednich wskaźników podatności lub sztywności, opisuje własności korpusów i połączeń UKO. Podstawową funkcją stałych i ruchomych elementów korpusowych jest zapewnienie niezmienności geometrii UKO podczas pracy obrabiarki. Korpusy są układami materialnymi, którym można przypisać kształt, wymiary i masę. Inaczej należy scharakteryzować połączenia UKO. Są to geometrycznie określone nieciągłości kontinuum materialnego korpusów (szczeliny), którym nie można przypisać określonych cech materiałowych, ale należy określić ich własności. Ukształtowanie połączeń jest zdeterminowane ich funkcją. Połączenia stałe, najczęściej śrubowe, są wprowadzane ze względu na wymagania wykonawcze i montażowe. Połączenia ruchowe, najczęściej prowadnicowe, biorą udział w ruchach kształtowania przedmiotu. Oba rodzaje połączeń, traktowane jako samodzielne elementy konstrukcyjne UKO, nie mogą istnieć bez elementów korpusowych i muszą być uwzględnione w modelowaniu, analizie i badaniach UKO.

Koncepcja rozwiązania UKO jest odzwierciedleniem jego struktury funkcjonalnej. Podejście takie zaproponowano w pracy [18]. Pierwszą główną funkcją UKO, F1, jest realizacja w przestrzeni roboczej

wszystkich ruchów kształtowania. Drugą główną funkcją, F2, jest zapewnienie właściwej sztywności UKO, potrzebnej do zapewnienia dokładności i wydajności realizowanych procesów obróbki. Przykład uproszczonej struktury funkcjonalnej F1 podukładu geometryczno-ruchowego oraz wzajemnych powiązań między ruchami narzędzia N i przedmiotu P., wraz z uwzględnieniem oddziaływań siłowych podukładu geometryczno-materialnego, opisanych funkcją F2, zamieszczono na rysunku 1.2.

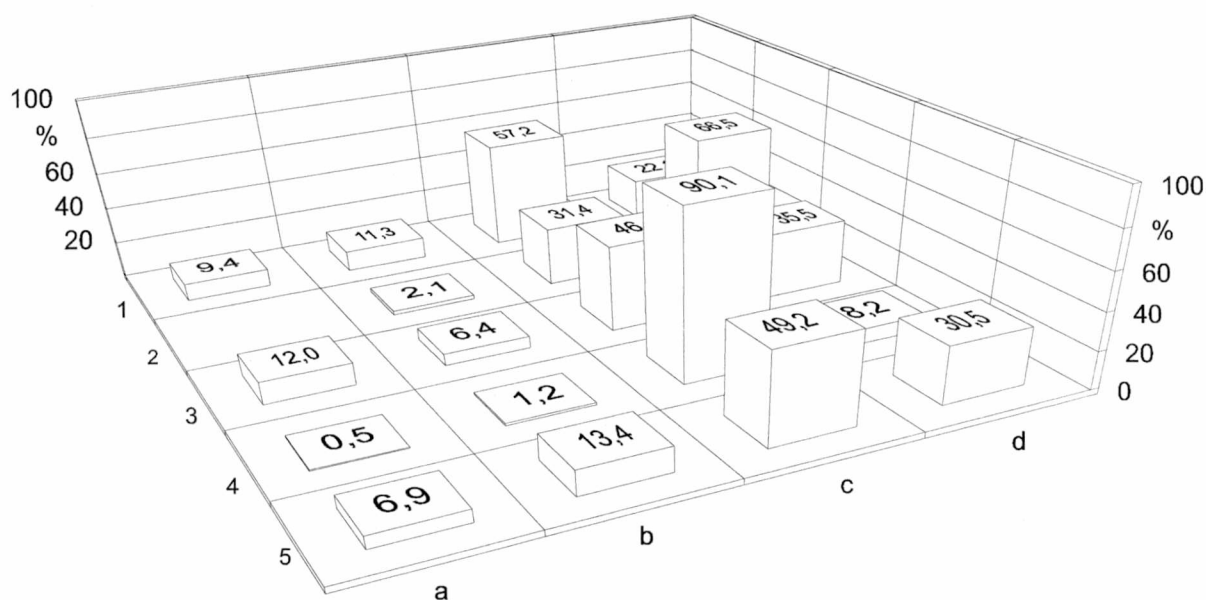


Rys. 1.2. Funkcje układu nośnego obrabiarki, wzajemne oddziaływania i zespoły konstrukcyjne umożliwiające ich realizację [18]

Spośród wszystkich funkcjonalnych zespołów obrabiarek szczególnie wysokie wymagania stawia się prowadnicom współczesnych obrabiarek [54], [80], [81], [98], [101], [102]. Do najważniejszych wymagań zalicza się:

- dużą sztywność, dokładność oraz niezawodność ruchu i pozycjonowania zespołów ruchowych,
- prostotę montażu i dostosowanie właściwości pary kinematycznej do stawianych wymogów,
- cichą pracę zespołów ruchowych,
- niski koszt wytwarzania i montażu.

Badania i praktyka dowodzą, że wymaganiom tym mogą sprostać prowadnice toczone, które są szeroko stosowane w obrabiarkach i urządzeniach NC [88]. Prowadnice toczone wypierają stosowane dotychczas powszechnie prowadnice ślizgowe. Ponad 70% centrów obróbczych ma dziś w prowadnice toczone [88], [98]. Wzrasta również ich zastosowanie w innych mechanizmach. Ankieta przeprowadzona w przemyśle niemieckim wskazuje na dużą częstość stosowania tych prowadnic w budowie maszyn (rys. 1.3). Ankietę przeprowadzono wśród 139 producentów obrabiarek, dotyczyła ona 11 911 obrabiarek.



Rys. 1.3. Częstość stosowania różnego rodzaju prowadnic [88]:

1 - obrabiarki specjalne (3304 maszyny), 2 - frezarki (1383 maszyny), 3 - tokarki (4200 maszyn), 4 - centra obróbkowe (1819 maszyn), 5 - szlifierki (1205 maszyn); a - prowadnice hydrostatyczne, b - prowadnice ślizgowo-toczone, c - prowadnice toczone, d - prowadnice ślizgowe

Coraz częstsze zastosowanie prowadnic toczych wynika nie tylko ze względów technicznych, jako że są tanie w montażu i demontażu. Tego rodzaju zespoły prowadnicowe można również montować w remontowanych obrabiarkach. Poprawia to nie tylko ich właściwości technologiczne, ale również przyczynia się do zmniejszenia zanieczyszczenia środowiska, z uwagi na małe zużycie olejów i smarów w porównaniu z prowadnicami hydrostatycznymi czy też hydrodynamicznymi. Zespoły toczone takich

prowadnic są produkowane od lat i każdy z producentów tych zespołów zamieszcza w swoich katalogach ich podstawowe cechy i właściwości funkcjonalne.

Każdy układ prowadnicowy wprowadza też błędy obróbki, wynikające z jego sprężystych odkształceń przenoszących się też w sferę obróbki przedmiotu. Wiadomo, że w zależności od usytuowania układu przeniesienia napędu, zespołu narzędziowego, kształtu i wymiarów przestrzeni obróbki, obrabianego przedmiotu itp., odkształcenia układów prowadnicowych mogą być przyczyną błędów obróbki sięgających nawet 40% [18], [38]. Jest to zatem problem, któremu należy poświęcić szczególnie dużo czasu podczas konstruowania obrabiarek i powinno się dążyć do stworzenia sprawdzonej metodologii ich doboru. Zagadnieniem odkształceń układów prowadnicowych zajmowano się w wielu ośrodkach [8], [18], [27], [43], [50], [57], [64], [66], [72], [90], [106] do [110], [115]. Na podstawie prowadzonych prac można stwierdzić, że w metodach obliczeń prowadnic stosowano kilka podejść:

1. Wcześniejsze prace opierały się na metodach analitycznych, w których modele matematyczne były wyprowadzane z zależności Hertza bądź korzystano z wyników badań eksperymentalnych [57] do [64], [66], [72] do [76]. Odkształcenia układów prowadnicowych wyznaczone na podstawie tych modeli były jednak dość zróżnicowane. Z tego powodu J. i T. Wojciechowscy dokonali statystycznej analizy wszystkich tych modeli, celem ustalenia zależności uwzględniających zarówno modele doświadczalne jak i teoretyczne [110]. Metody te jednak mogły być stosowane zazwyczaj do analizy jednej pary kinematycznej.
2. Analiza złożonych układów prowadnicowych jest możliwa od niedawna, dzięki szerokiemu zastosowaniu technik komputerowych. Niektórzy zakładali przy tym nieskończoną sztywność elementów kontinuum układu prowadnicowego i skupiali całą podatność zespołu prowadnicowego w nieliniowym modelu warstwy kontaktowej [8], [9], [10], [90] do [93], [115] do [118]. Do tego celu wykorzystywali odmianę metody elementów skończonych MES nazywaną SES, w której elementy układu prowadnicowego modelowano przy pomocy sztywnych elementów skończonych. Ostatnie prace tych autorów uwzględniają już postaciowe odkształcenia elementów układu prowadnicowego [11], [94].
3. Kompleksowe podejście do modelowania UKO z pomocą MES, wraz z uwzględnieniem własności prowadnic ślizgowych, zaproponowano w pracach [18], [27], [51], gdzie uwzględniono podatność wszystkich elementów pracujących w otoczeniu pary kinematycznej.

Duże trudności wyznaczania własności połączeń w UKO wynikają ze złożonego charakteru zjawisk fizycznych występujących na styku dwóch współpracujących powierzchni. Modelowanie tych zjawisk musi wprowadzać duże uproszczenia i uwzględniać charakter nieliniowy pary kinematycznej. Trudna jest również eksperymentalna weryfikacja modeli obliczeniowych zawierających połączenia. Problemy te

skłoniły do podjęcia prac nad tymi zagadnieniami, a ich celem było opracowanie odpowiedniej metodyki projektowania przesuwnych zespołów maszyn wytwórczych. Niniejsza praca jest rozwinięciem prac prowadzonych w ITMiA PWr w zakresie analizy własności funkcjonalnych zespołów maszyn wytwórczych [3], [17] do [22], [27], [38] do [42], [48], [49], [50], [51]. W pracach [3], [38] do [42] zajmowano się połączeniami stałymi elementów korpusowych maszyn, w pracy [27], [51] opracowano metodę analizy połączeń ruchowych z prowadnicami ślizgowymi. Tematem tej pracy jest opracowanie metodyki projektowania prowadnic tocznych.

Zagadnienia określania właściwości oraz modelowania prowadnic tocznych były już przedmiotem prac wielu autorów, ale brak jest kompleksowej metodyki wspomagania ich doboru i projektowania, uwzględniającej wszystkie najistotniejsze kryteria wyboru, analizy i oceny konstrukcji. Najważniejsze z, dostępnych w literaturze opracowań, odnoszą się do:

- metodyki określania nośności statycznej i dynamicznej prowadnic tocznych, co jest przedmiotem normy DIN 636 część 1, 2, 3; ujednoliciła ona metodę doboru zespołów tocznych produkowanych przez różnych producentów zestawów tocznych [25];
- określenia nośności statycznej zespołów prowadnicowych budowanych z elementów tocznych typu kulka lub wałeczek oraz zagadnienia rozkładu naprężeń w tych elementach; rozwinął ten problem G. Göb [33], podał on też wzory określające naprężenia krytyczne w kulkach i wałkach zestawów tocznych;
- uwzględnienia wpływu rodzaju elementów kontaktowych i rodzaju ukształtowania powierzchni bieżni na odkształcalność całego zespołu tocznego, co podane zostało przez E. Alberta [2], który stwierdził, że kształt powierzchni kontaktu między elementem tocznym (kulka, wałeczek) a bieżnią ma znaczący wpływ na odkształcalność i trwałość całego zespołu tocznego;
- wyznaczania rozkładu naprężeń na poszczególnych elementach tocznych typu wałeczek oraz w całym zespole tocznym w zależności od obciążenia i napięcia wstępnego (S. Lenssen, J. Sarfert) [56];
- zagadnień dotyczących sprężystego kontaktu między elementem tocznym a bieżnią; rozważane były przez G. I. Sheveleva [86], który podał zależności opisujące charakterystyki statyczne połączenia „element toczny-bieżnia”;
- porównania różnych rodzajów prowadnic stosowanych w obrabiarkach przy obciążeniach dynamicznych; przedstawione ono zostało przez U. von Rinkera [98], który zdefiniował czynniki wpływające na sztywność dynamiczną obrabiarki oraz, w rozbiciu na poszczególne podzespoły, w tym prowadnicowe, określając przy tym ich zdolności do tłumienia drgań;
- sztywności dynamicznej maszyn wytwórczych z prowadnicami tocznymi - rozważanej przez A. Grunau i P. Giese [34], [35], [36], którzy określili różnice sztywności dynamicznej zespołów tocznych wynikające z zastosowanych elementów tocznych;

- sposobów polepszenia właściwości dynamicznych maszyn wytwórczych prowadnic tocznych, w których zastosowano dodatkowy element tłumiący (I. R. Kraiser) [53].

W krajowej literaturze naukowej prowadnicom tocznym poświęcono wiele prac dotyczących:

- właściwościom i zależnościom służącym do projektowania i wstępnego doboru tych elementów - T. Wrotny [111];
- zagadnienia projektowania układu konstrukcyjnego obrabiarek (UKO), modelowania i obliczania układów prowadnicowych oraz odkształceń elementów tocznych i bieżni w połączeniach prowadnicowych tocznych. Dokonane w tych pracach analizy kolejnych etapów procesu projektowania UKO pokazały duże zainteresowanie metodami prognozowania właściwości statycznych obrabiarek już na etapie projektowo-konstrukcyjnym; zajmowali się tym W. Biedunkiewicz i G. Szwegier [8], [11], [90] do [94], [115] do [118];
- opracowania matematycznego modelu obliczania odkształceń dwóch płyt rozdzielonych elementem tocznym, przy uwzględnieniu zarówno wyników badań teoretycznych, jak i eksperymentalnych - J. i T. Wojciechowscy [110].

Wszystkie te prace odnoszą się więc do wybranych zagadnień dotyczących oceny właściwości statycznych lub dynamicznych prowadnic. Kompleksowe ujęcie tych zagadnień w projektowaniu UKO, z uwzględnieniem właściwości prowadnic tocznych, wymaga dalszego rozwinięcia i uzupełnienia badań prowadzonych przez wspomnianych autorów oraz opracowania ogólnej metodyki, na którą składają się:

- opracowanie założeń dla spójnej metodyki projektowania prowadnic tocznych w maszynach wytwórczych;
- opracowanie algorytmów, programów i baz danych do wstępnego doboru standardowych zestawów tocznych spełniających kryteria sztywnościowe i funkcjonalne;
- opracowanie zasad modelowania i wstępnych obliczeń projektowanych prowadnic tocznych;
- opracowanie metod modelowania zestawów prowadnic tocznych metodą elementów skończonych oraz uwzględnienie ich właściwości w pełnym układzie konstrukcyjnym obrabiarki;
- weryfikacja metod modelowania na drodze eksperymentalnej;
- wykonanie obliczeń pełnego układu konstrukcyjnego metodą elementów skończonych z uwzględnieniem właściwości prowadnic tocznych.

Metodologiczne rozwiązanie tych zagadnień jest głównym celem niniejszej pracy.

2. Prowadnica jako zespół maszyny wytwórczej

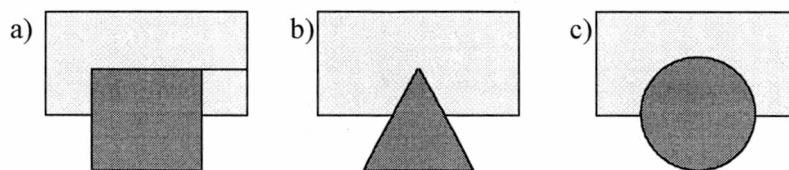
Prowadnica w obrabiarce ma za zadanie zapewnienie dokładnej realizacji względnych ruchów narzędzia i przedmiotu obrabianego po ściśle określonym torze, koniecznym do wykonania przedmiotu. Dokładność wykonywanych przedmiotów zależy od sztywności całego układu konstrukcyjnego obrabiarki (UKO), w tym w znacznej mierze od sztywności zespołów prowadnicowych. W zależności od struktury geometryczno-ruchowej układu konstrukcyjnego obrabiarki, udział odkształceń prowadnic i połączeń stałych stanowi nieraz ponad 40% względnego przemieszczenia przedmiotu i narzędzia [18], [38]. Aktualne tendencje w budowie obrabiarek wymuszają stosowanie coraz to większych prędkości skrawania i posuwów oraz większej głębokości warstwy skrawanej, co stawia wyższe wymagania zespołom UKO, a w szczególności prowadnicom.

Prowadnica winna pracować pod obciążeniem, bez oznak gwałtownego zużycia pogarszającego dokładność obróbki, przez cały okres trwałości maszyny. Poza wysoką sztywnością i trwałością pary prowadnicowej o dokładności obrobionego przedmiotu decyduje też dokładność wykonania samej prowadnicy. Przez dokładność prowadnicy należy rozumieć dokładność kształtu jej elementów i powierzchni (płaskość, prostoliniowość itp.) oraz jakość współpracujących powierzchni lub elementów (chropowatość, falistość itp.). Bardzo istotna jest też dokładność montażu elementów składowych prowadnicy. Względny ruch zespołów prowadnicowych powinien się charakteryzować płynnością, zaś zdolność do przenoszenia obciążeń we wszystkich kierunkach winna być zbliżona.

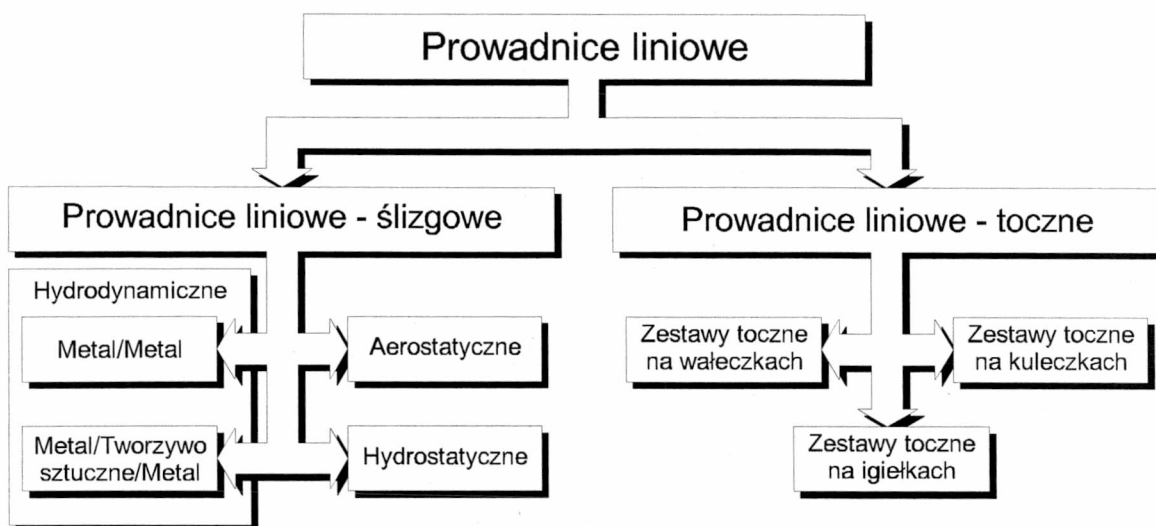


2.1. Charakterystyka pary prowadnicowej w obrabiarce

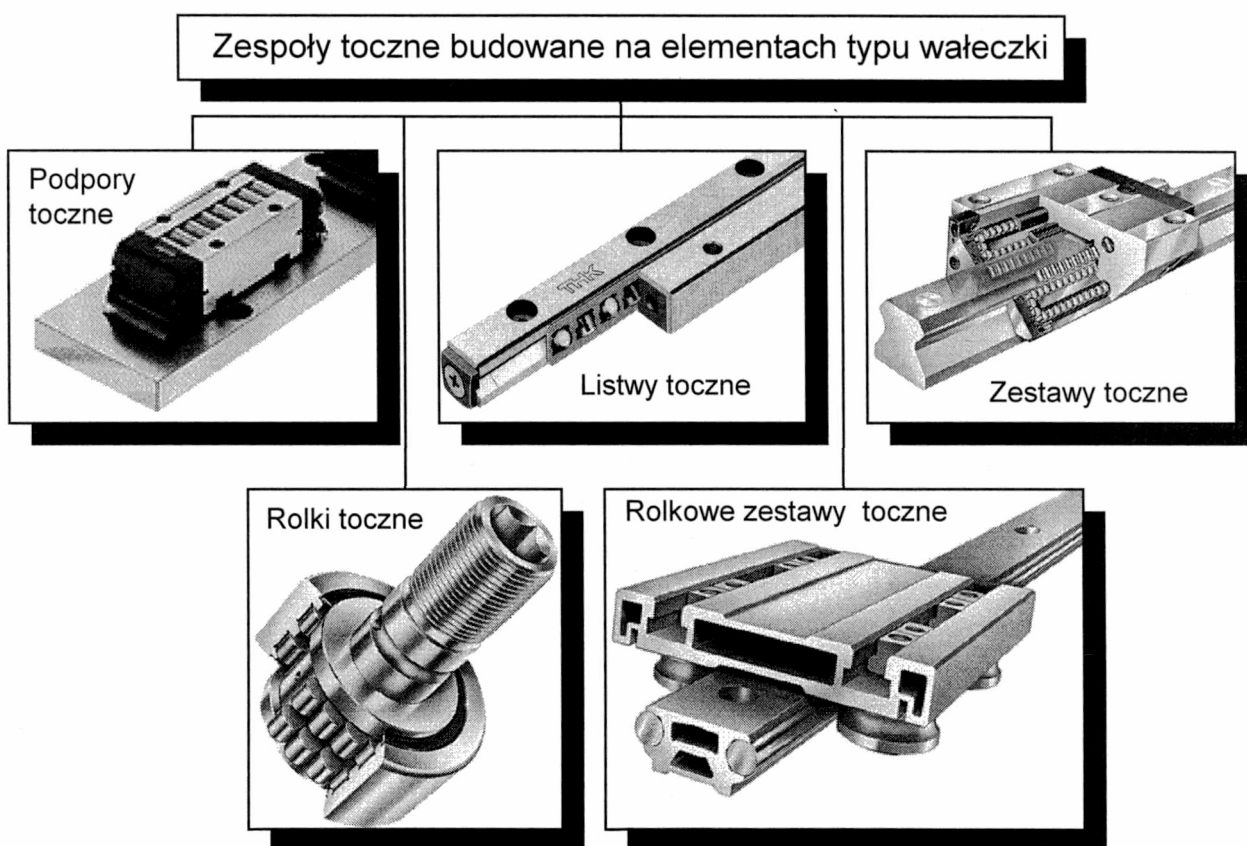
W literaturze można spotkać wiele klasyfikacji prowadnic liniowych [80], [81], [97], [99], [100], [111]. Najczęściej dzieli się je według kształtu geometrycznego (rys. 2.1) oraz według zasady pracy pary prowadnicowej. Zasada ta odnosi się do rodzaju i stanu mediów występujących pomiędzy dwoma powierzchniami przenoszącymi obciążenia. Podział ten pokazuje rysunek 2.2. Prowadnice liniowe dzieli się na ślizgowe i toczne. W obu tych typach prowadnic pomiędzy powierzchniami roboczymi stosuje się dodatkowe medium robocze: smar, olej, powietrze lub tworzywo sztuczne w przypadku prowadnic ślizgowych, oraz elementy toczne typu kuleczka lub wałeczek w prowadnicach tocznych. Zespoły toczne, z których buduje się prowadnice toczne liniowe, są produkowane w różnych odmianach w zależności od przeznaczenia. Podział zespołów tocznych zbudowanych na bazie elementów tocznych typu kuleczka i wałeczek pokazują rysunki 2.3 i 2.4.



Rys. 2.1. Podział prowadnic ze względu na kształt: a) - prostokątne, b) - trójkątne, c) - okrągłe. [80], [81]



Rys. 2.2. Podział prowadnic według zasady pracy pary prowadnicowej [80, 81, 97]



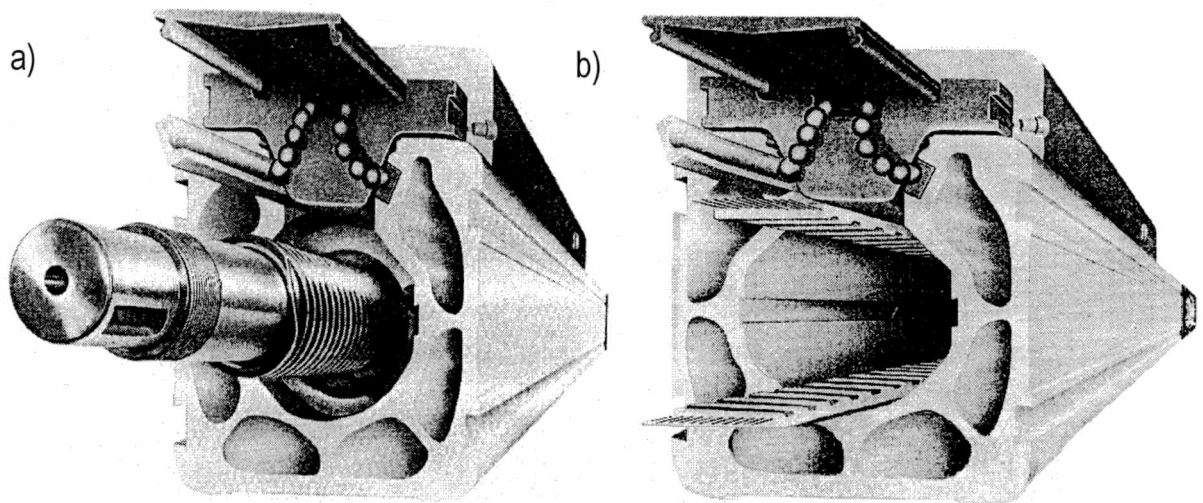
Rys. 2.3. Podział zespołów tocznych budowanych na elementach typu wałek [80], [81], [111]



Rys. 2.4. Podział zespołów tocznych budowanych na elementach typu kulka [80], [81], [111]

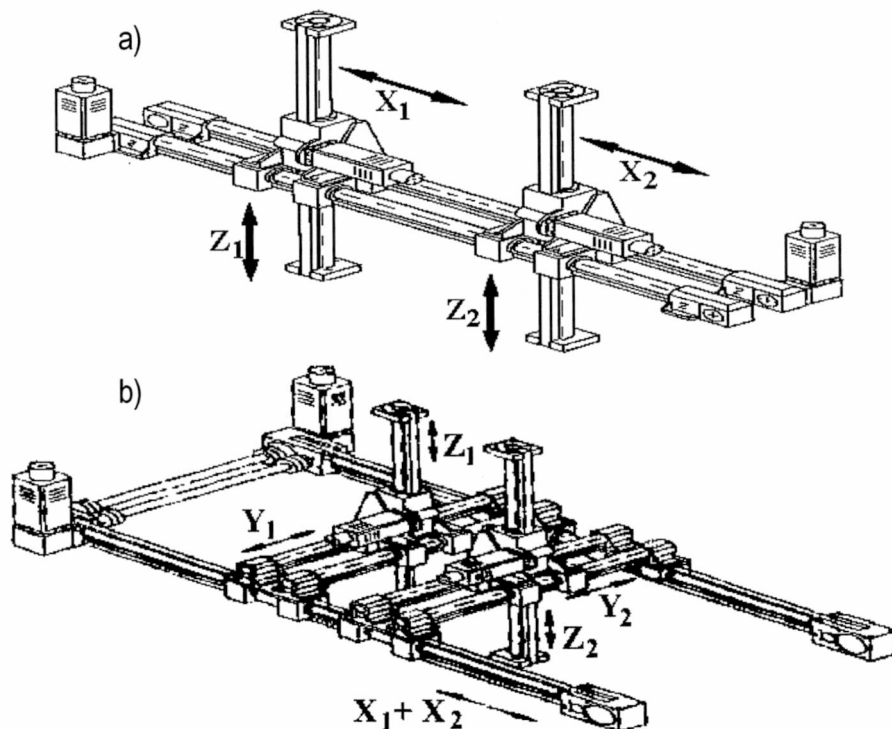
Zespoły toczne stosowane w budowie maszyn są coraz częściej gotowymi do montażu systemami liniowego prowadzenia ruchowych zespołów maszyn [7], [12], [13], [15], [16], [30], [31], [44], [45], [46], [65], [69], [78], [80], [81], [95], [98], [105]. Producenci zestawów tocznych w swoich katalogach zamieszczają szeroką ich ofertę w zależności od rodzaju, typowości i proponowanego miejsca ich zastosowania. Katalogi te zawierają również zasady ich doboru, a także metody określania ich podstawowych właściwości. Producenci maszyn starają się je dobierać korzystając z techniki CAD, które w oparciu o bogate bazy danych gotowych podzespołów umożliwiają szybką i zgodną z wymaganiami konstrukcyjnymi budowę kinematyczno-ruchowej struktury maszyn i urządzeń. Wychodząc naprzeciw oczekiwaniom producentów maszyn, a w szczególności obrabiarek i urządzeń wytwórczych, pojawiły się gotowe systemy prowadnicowe. Systemy takie zintegrowane są często z silnikiem układu napędowego przesuwanych zespołów (śrubą pociagową) i z modułem do ich precyzyjnego liniowego pozycjonowania. Mogą być one montowane jako układy dwu- lub trójosiowe (X-Y lub X-Y-Z), w zależności od liczby osi układu wiążącego połączone moduły liniowe.

Na rysunku 2.5 przedstawiono dwa typy profilowych modułów liniowych, zbudowane na bazie zestawów tocznych wraz z napędem. Przyjęty sposób napędu determinuje miejsce usytuowania silnika względem modułu liniowego. W przypadku modułu napędzanego śrubą pociagową silnik może być zamontowany tak, że jego oś pokrywa się z osią śruby pociągowej, natomiast przy napędzie pasem zębatym oś silnika jest prostopadła do osi ruchu posuwowego.



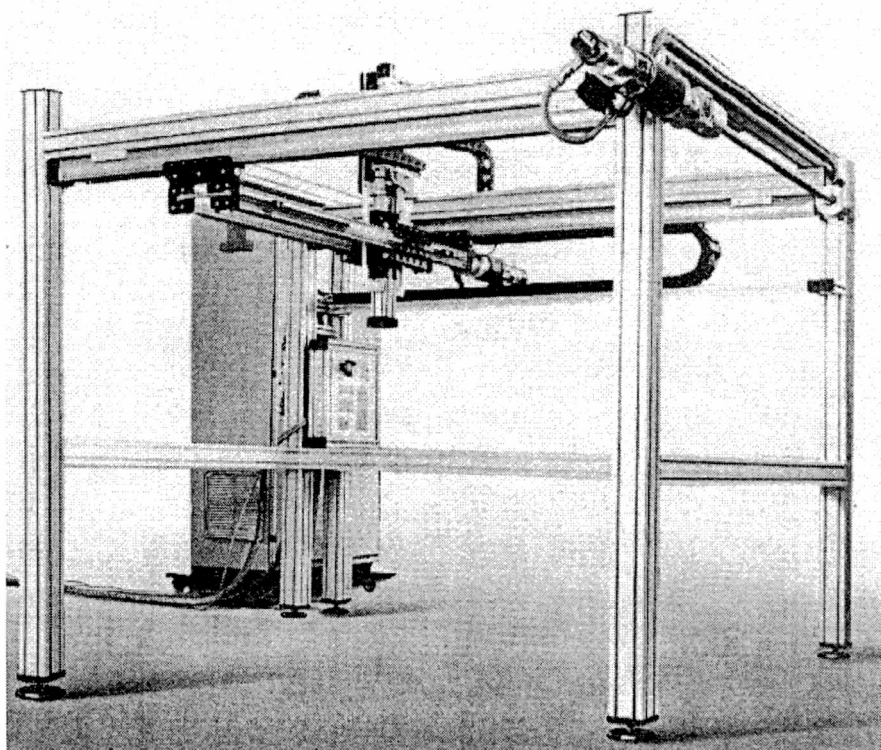
Rys. 2.5. Profilowe moduły liniowe: a) śruba pociągowa, b) pas zębaty [12], [15], [80]

Na bazie takich modułów można montować układy płaskie 2D lub przestrzenne 3D, których przykłady pokazano na rysunku 2.6. Do napędu są najczęściej stosowane sterowane elektronicznie silniki krokowe, umożliwiające precyzyjne pozycjonowanie zespołów ruchomych.



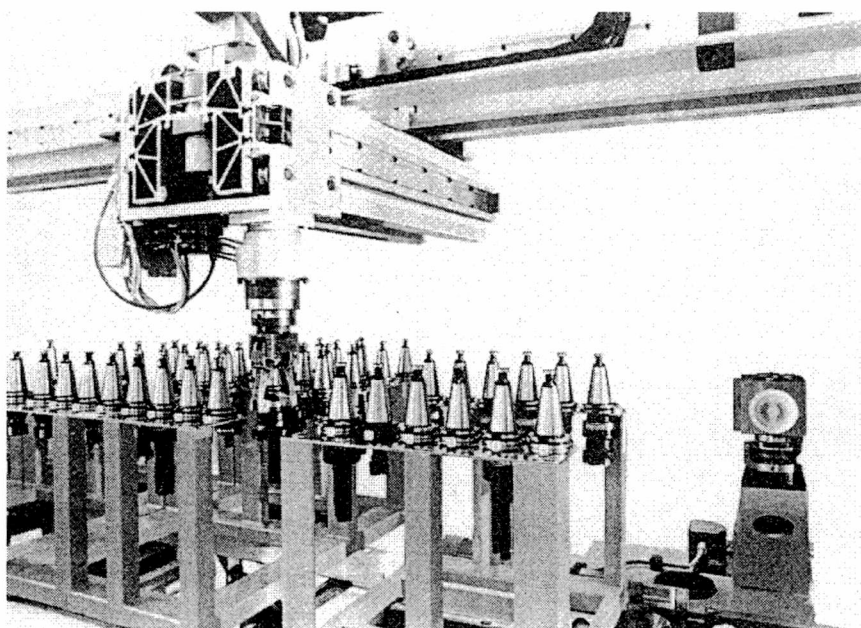
Rys. 2.6. Układy montowane z toczyńnych modułów liniowych: a) płaskie 2D, b) przestrzenne 3D [31], [65], [80]

Na rysunku 2.7 pokazano przykładowe stanowisko do automatycznego montażu, zbudowane również na bazie toczyńnych modułów liniowych.



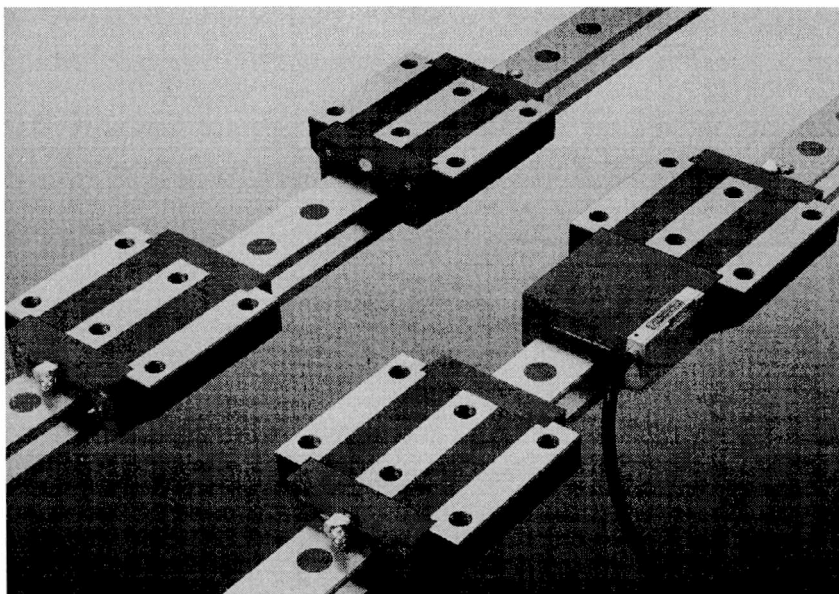
Rys. 2.7. Stanowisko do automatycznego montażu z tocznymi modułami liniowymi

Moduły toczne prowadnic liniowych, zintegrowanych z układem pozycjonowania, są też często stosowane w układach wymiany narzędzi i przedmiotów obrabianych w centrach obróbkowych. Układy precyzyjnego pozycjonowania, obsługiwane z pomocą układu sterowania maszyną, umożliwiają konstruktorowi na elastyczne dostosowywanie struktury kinematyczno-ruchowej obrabiarki do cech i wymagań stawianych układom sterowania. Na rysunku 2.8 pokazano przykład magazynu narzędziowego obsługującego centrum obróbkowe.

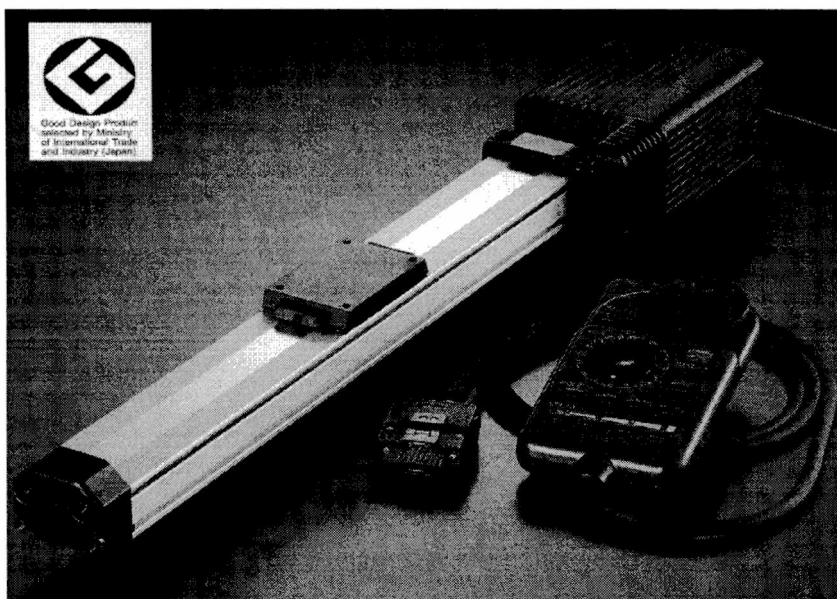


Rys. 2.8. Gniazdo narzędziowe obsługiwane przez liniowy moduł toczny

Liniowe zestawy toczne są najczęściej stosowane w parach kinematycznych obrabiarek, a w szczególności w centrach obróbkowych. Tego rodzaju maszynom stawiane są najwyższe wymagania funkcjonalne, kinematyczne i mechaniczne. Na rysunkach 2.9 i 2.10 pokazano przykłady modułów liniowych wraz z ich układami pozycjonowania. Rysunek 2.9 przedstawia zestaw toczny firmy Schneeberger zintegrowany z modulem precyzyjnego pozycjonowania, przeznaczonym dla typowych układów sterowania obrabiarek NC. Rysunek 2.10 przedstawia układ firmy THK stosowany w układach współrzędnościowych maszyn pomiarowych CMM (*Coordinate Measurement Machine*).



Rys. 2.9. Zestaw toczny firmy Schneeberger wraz z modulem do precyzyjnego pozycjonowania, stosowany w obrabiarkach [7], [45], [78]



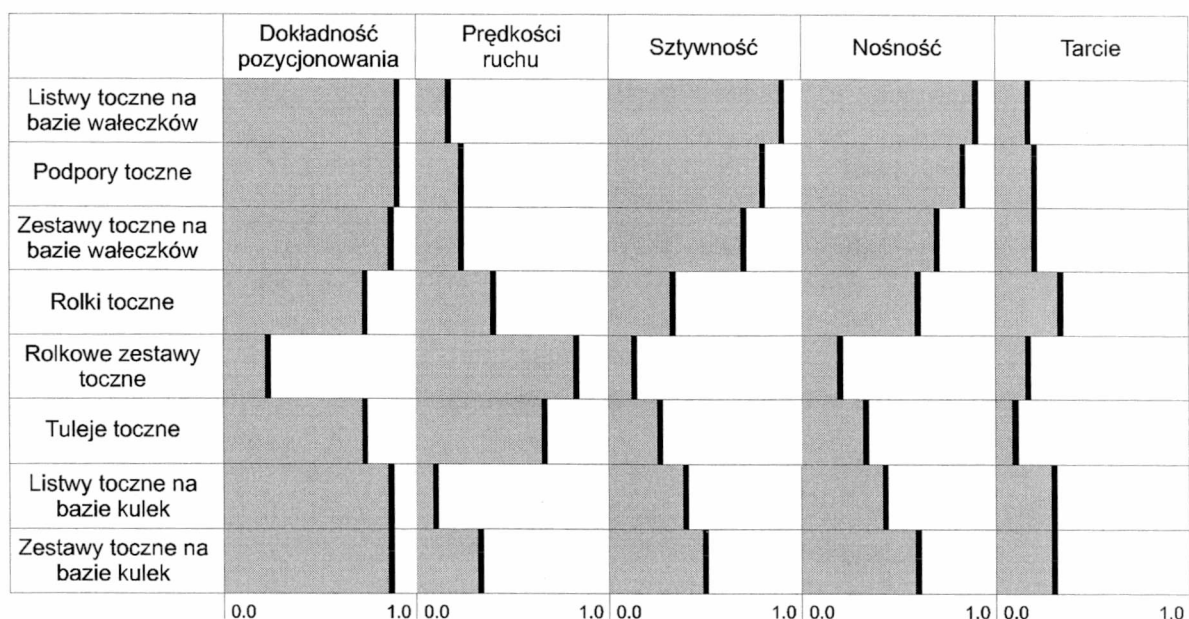
Rys. 2.10. Zestaw toczny wraz z modulem do precyzyjnego pozycjonowania, stosowany we współrzędnościowych maszynach pomiarowych [46]

2.2. Podstawowe właściwości zestawów tocznych prowadnic

Wymagania stawiane współczesnym maszynom wytwórczym obejmują nie tylko oczekiwania ich użytkowników, ukierunkowane na osiągnięcie dużych dokładności i wydajności obróbki, ale uwzględniają też aspekty ekologiczne, eksploatacyjne i recyklingu. Dlatego należy dążyć do stworzenia metod analizy i oceny tych cech obrabiarek oraz do opracowania odpowiednich metod, modeli i narzędzi wspomagających proces projektowania maszyn i pozwalających projektantowi na podejmowanie właściwych decyzji na podstawie sformułowanych wcześniej kryteriów techniczno-eksploatacyjnych. Podstawowym kryterium oceny głównej konstrukcji maszyny wytwórczej, rozumianej jako układ nośny (mechaniczny układ zapewniający realizację ruchów kształtowania), jest - oprócz ogólnych kryteriów odnoszących się do masy, kosztu i sprawności obrabiarki jako maszyny - jej statyczna i dynamiczna podatność, której pochodną jest dokładność wymiarowo-kształtowa wytwarzanych na niej przedmiotów [18], [99], [100], [111]. Bazując na tych wymaganiach można ograniczyć proces konstruowania do dobru odpowiednich elementów i zespołów wraz z systemami prowadzenia oraz do dokładnego dobru ich typowości. Kryteriami racjonalnego wyboru rodzaju i typowości zestawów tocznych prowadnic są:

- dokładność pozycjonowania,
- dopuszczalne prędkości posuwu,
- wymagana sztywność zespołów tocznych,
- maksymalne obciążenia, czyli nośność zespołów tocznych,
- współczynnik tarcia w parach kinematycznych.

Na rysunku 2.11 przedstawiono główne właściwości różnych rodzajów zespołów tocznych prowadnic i przypisane im wagi. Właściwości te decydują głównie o zastosowaniu prowadnic. Większa powierzchnia bezpośredniego kontaktu elementów tocznych z bieżniami w przypadku wałeczków decyduje o ich większej sztywności i nośności, co jest wymagane np. w maszynach pomiarowych, szlifierkach, centrach obróbkowych. W urządzeniach takich jak maszyny transportowe, prasy itp., którym nie stawia się tak wysokich wymagań jak obrabiarkom, stosuje się najczęściej zespoły budowane na kulkowych elementach tocznych. Rysunek 2.12 przedstawia zastosowanie poszczególnych rodzajów zespołów tocznych w budowie maszyn.



Rys. 2.11. Wagi głównych właściwości różnego rodzaju zespołów tocznych [32], [71], [80]

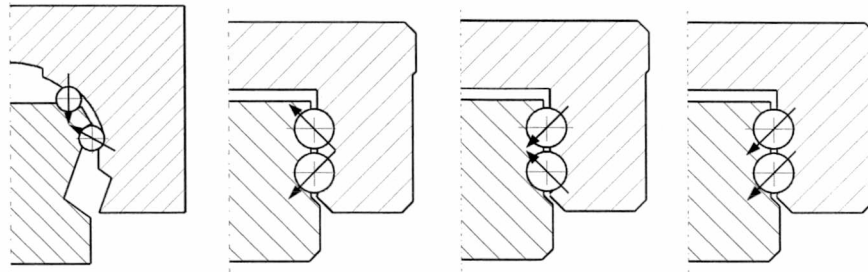
	Maszyny pomiarowe	Szlifierki	Obrabiarki erozyjne	Ciężkie centra obróbkowe	Lekkie centra obróbkowe	Frezarki	Wiertarki	Wytlaczarki do blach	Roboty	Systemy transportowe	Prasy, Wyciskarki
Listwy toczne na bazie wałeczków	●	●	●								●
Podpory toczne	●	●	●	●	◐	●	●		◐		●
Zestawy toczne na bazie wałeczków	●	●	●	●	●	●	●		●		
Rolki toczne								●		●	●
Rolkowe zestawy toczne										●	●
Tuleje toczne								●			
Listwy toczne na bazie kulek		●	●				●				
Zestawy toczne na bazie kulek	●		●	●	●			●	●		

Rys. 2.12. Zastosowanie różnego rodzaju zespołów tocznych w budowie maszyn [32], [71], [80]

Najważniejsze z zalet prowadnic tocznych to:

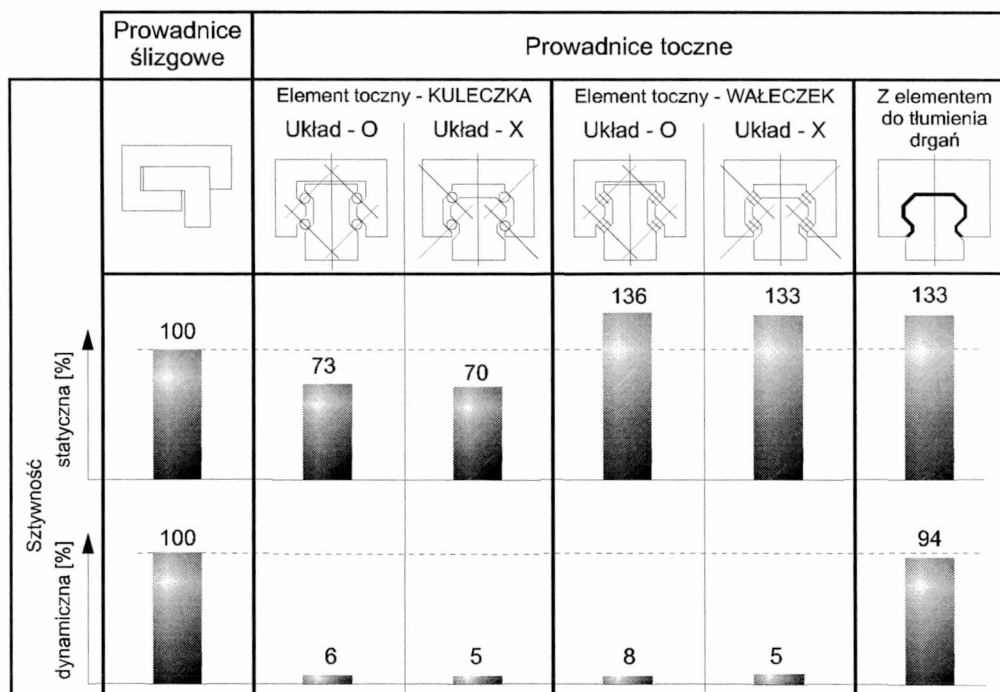
- zwiększona dokładność pozycjonowania, uzyskiwana przy ok. 50-krotnie mniejszym współczynniku tarcia w stosunku do prowadnic ślizgowych oraz większej o ok. 20-30% wydajności i sprawności maszyn w porównaniu z maszynami wyposażonymi w prowadnice ślizgowe [98];
- mniejsze koszty eksploatacji maszyn dzięki mniejszym stratom i zużyciu energii;
- napędy i układy przenoszenia napędu mogą być lżejsze i bardziej „upakowane”;

- ekologiczna eksploatacja, dzięki smarowaniu smarem stałym, co wiąże się również z prostym układem smarowania;
- możliwość osiągnięcia dużej trwałości par kinematycznych;
- wysoka dokładność, przy łatwym montażu, demontażu i w pracach remontowych;
- swoboda usytuowania zespołów roboczych w przestrzeni układu konstrukcyjnego maszyny i dowolnie złożone stany ich obciążania (rys. 2.13).



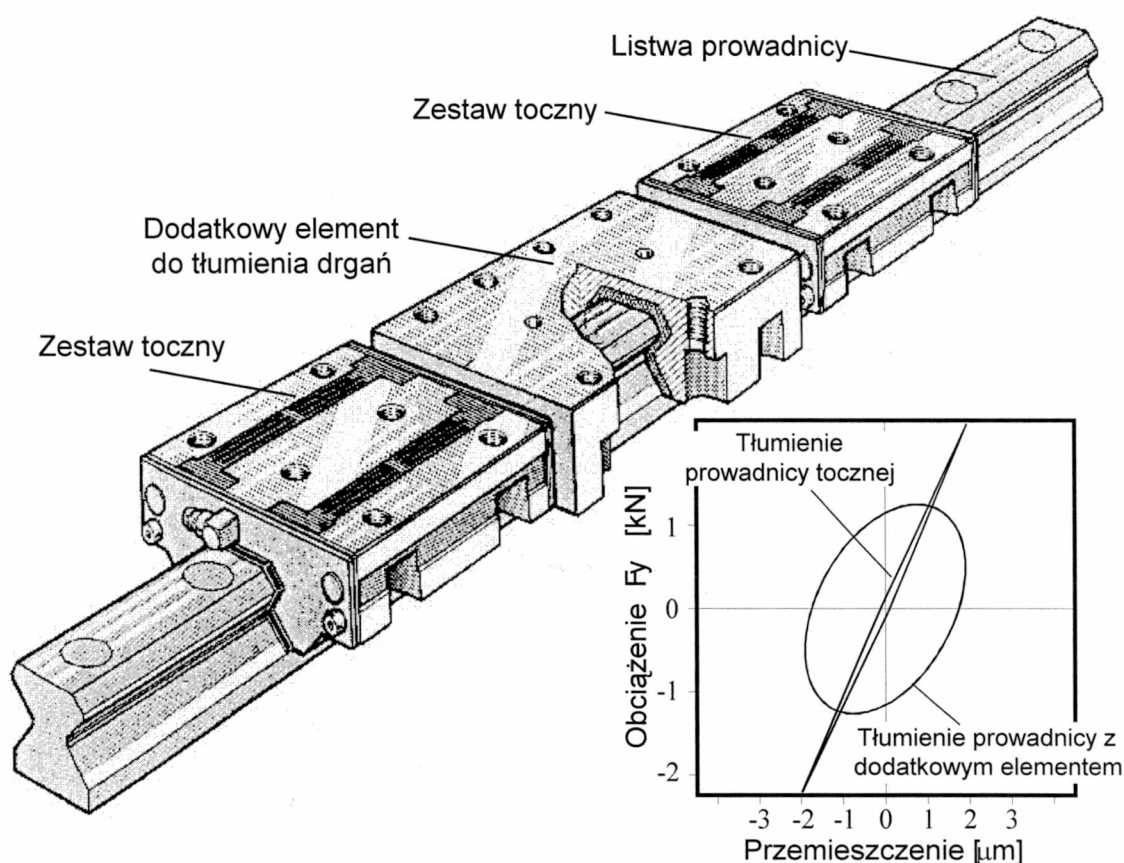
Rys. 2.13. Kierunki przenoszenia obciążeń przez elementy toczne

Właściwości zespołów tocznych są zróżnicowane i zależą od stosowanych elementów przenoszących obciążenia w parach kinematycznych. Porównanie statycznych i dynamicznych właściwości prowadnic ślizgowych z właściwościami zestawów tocznych zbudowanych z wykorzystaniem kulek i wałeczków ilustruje rys. 2.14. W porównaniu uwzględniono zestawy toczne budowane w układach O i X, definiowanych w zależności od kierunków przenoszenia sił przez elementy toczne. Jak widać, właściwości statyczne prowadnic ślizgowych i tocznych są porównywalne, ale właściwości dynamiczne prowadnic tocznych są zdecydowanie gorsze.



Rys. 2.14. Szywność statyczna i dynamiczna prowadnic [98], [100]

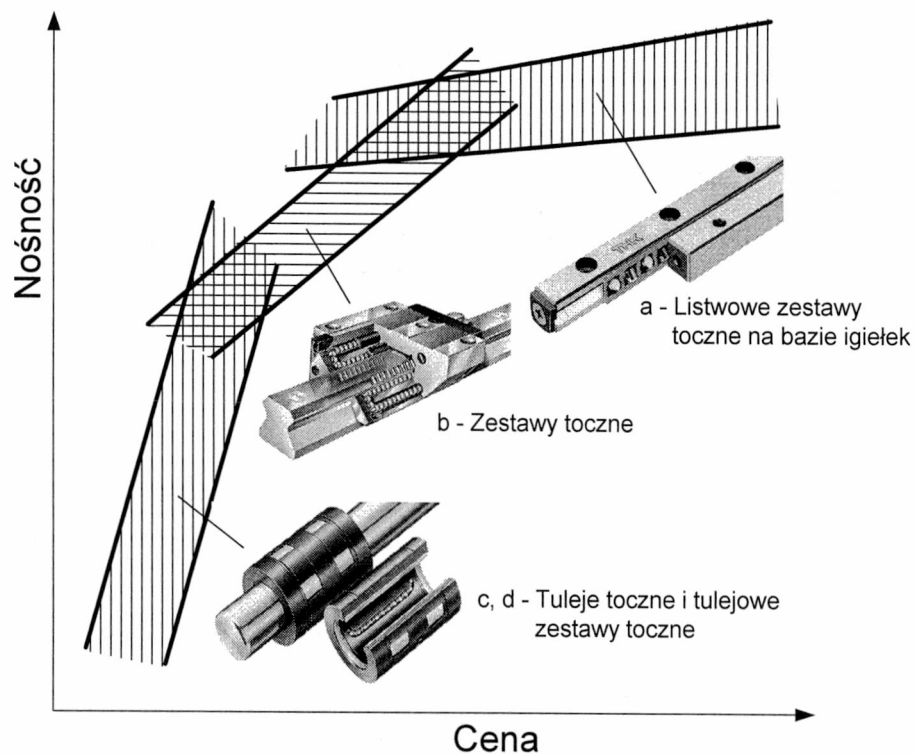
Właściwości tłumiące tego rodzaju prowadnic można poprawić stosując dodatkowe elementy tłumiące [34], [35], [36], [53], [84]. Elementy takie nakłada się na listwę prowadnicy, pomiędzy zestawy toczne, i mocuje do stołu suportu. W szczelinę pomiędzy listwą a dodatkowy element do tłumienia drgań wtłacza się olej pod wysokim ciśnieniem, co usztywnia połączenie i zwiększa rzeczywistą powierzchnię kontaktową przenoszącą obciążenia dynamiczne, poprawiając tym samym własności dynamiczne prowadnic tocznych. Dodatkowy element tłumiący, wraz z wykresem obrazującym histerezę tłumienia drgań prowadnicy tocznej, pokazuje rysunek 2.15.



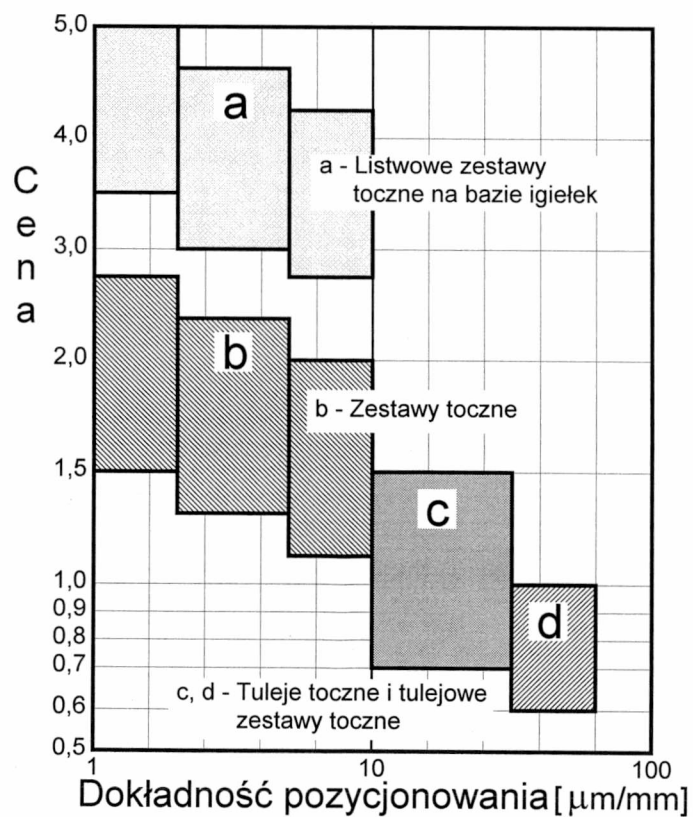
Rys 2.15. Dodatkowy zestaw do tłumienia drgań [35], [84]

Istotnym problemem przy doborze systemu prowadnicowego jest znajomość zależności między nośnością i dokładnością pozycjonowania a ceną zestawu tocznego i kosztami montażu. Cena zespołu tocznego zależy od stopnia skomplikowania podzespołów i wymaganej dokładności ich wykonywania, które bezpośrednio wpływają na koszty produkcji. Na rysunku 2.16 przedstawiono zakresy możliwych do osiągnięcia nośności przy określonym współczynniku cenowym. Największe obciążenia mogą przenosić listwowe zestawy toczne zbudowane na bazie elementów tocznych typu igiełki. Zestawy takie charakteryzują się również najmniejszymi błędami przy pozycjonowaniu, a zatem prowadnice toczne zbudowane na bazie tych elementów mają również najlepsze dokładności pozycjonowania, ale niestety

wysoką cenę (rys. 2.17). Zestawy te wykorzystuje się dość rzadko, ponieważ charakteryzują się dość ograniczonym zakresem przemieszczeń.



Rys 2.16. Poglądowe porównanie nośności zespołów tocznych z ich ceną [80]



Rys 2.17. Porównanie dokładności pozycjonowania [80]

3. Cel, teza i zakres pracy

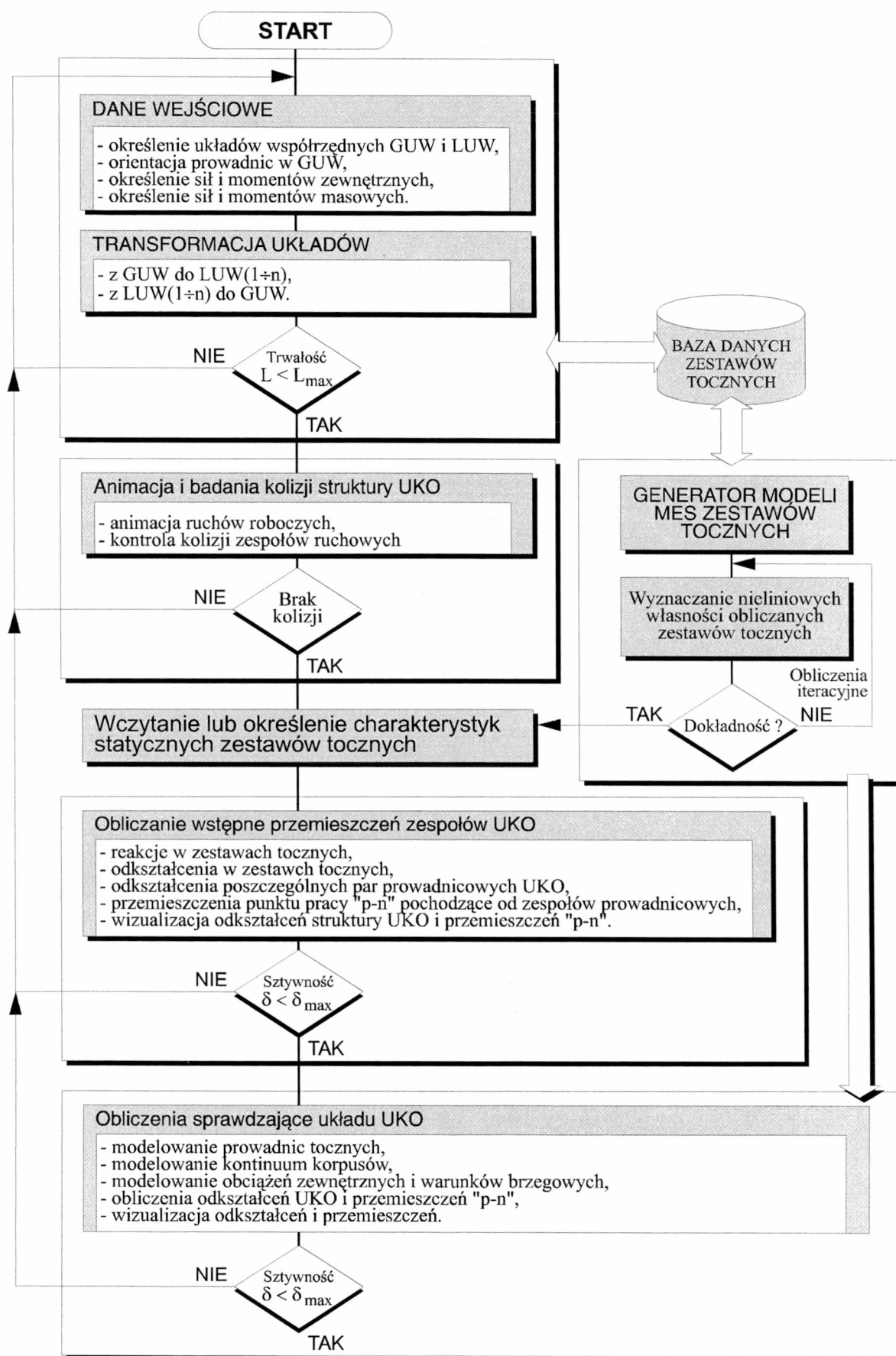
Z przedstawionego we wstępie zarysu procesu konstrukcyjno-projektowego wynika, że w celu poprawy efektywności prac projektanta konieczne jest wprowadzenie komputerowego wspomagania tego procesu oraz stworzenie odpowiednich algorytmów i programów zintegrowanych w spójnym środowisku programowym systemu CAD. Funkcje poszczególnych modułów systemu obejmowałyby całe spektrum działań projektanta, począwszy od koncepcji i wstępnego doboru zespołów, po analizę własności rozważanych wariantów rozwiązań konstrukcyjnych.

Jak już pokazano w rozdziale 2, w procesie konstruowania obrabiarek bardzo złożonym problemem jest wyznaczenie i uwzględnienie własności połączeń prowadnicowych, wynikające z nieliniowych charakterystyk zestawów tocznych. Problematyce tej poświęcono już wiele uwagi w innych ośrodkach badawczych, jednak prace dotyczyły najczęściej tylko wybranych zagadnień z tego zakresu. W literaturze spotkać można wiele prac, których celem było poznanie własności statycznych i dynamicznych zestawów tocznych [18], [99], [100], [111]. Znane są również prace dotyczące aspektów technologicznych, dokładności pozycjonowania, prędkości ruchów czy też montażu takich zestawów w maszynach remontowanych. Wszystkie te prace wskazywały na duże zainteresowanie problematyką badań, analizy i oceny coraz częściej stosowanych w budowie obrabiarek prowadnic tocznych. Poświęcone tylko wąskiemu celom badawczym znane z literatury prace różnych badaczy, jak również rozproszona wiedza w tym zakresie oraz brak nowoczesnych narzędzi projektowych w krajowym przemyśle obrabiarkowym skłoniły autora do podjęcia tematyki obejmującej opracowanie metodyki projektowania prowadnic tocznych maszyn wytwórczych. Bez rozwiązania tego zagadnienia trudno jest mówić o nowoczesnym projektowaniu maszyn wytwórczych z wykorzystaniem najnowszych metod CAD/FEM.

Głównym celem tej pracy jest opracowanie modeli, algorytmów, programów i baz danych składających się na spójną metodykę projektowania przesuwnych zespołów maszyn wytwórczych, zbudowanych w oparciu o prowadnicowe zestawy toczne, ze szczególnym uwzględnieniem opracowania metod modelowania i obliczania ich własności.

Tezę pracy można zatem sformułować następująco:

Opracowana w oparciu o geometryczne i obliczeniowe modele CAD/MES metodyka umożliwi zintegrowanie poszczególnych faz projektowania oraz analizę i ocenę układów konstrukcyjnych maszyn wytwórczych przy uwzględnieniu właściwości elementów korpusowych oraz nieliniowych charakterystyk prowadnic zbudowanych na bazie zestawów tocznych.



Rys. 3.1. Uproszczony schemat metodyki projektowania prowadnic tocznych maszyn wytwórczych

Zakres prac obejmował:

1. Opracowanie metodyki doboru zestawów tocznych w prowadnicach, uwzględniającej zalecenia producentów tych zespołów dotyczące kryteriów trwałości i sztywności (rozdział 4).
2. Opracowanie struktury i zawartości baz danych zestawów tocznych w środowisku systemu AutoCAD (rozdział 5.1).
3. Opracowanie algorytmów i programów do wstępnego doboru zestawów tocznych dla projektowanej kinematyczno-ruchowej struktury UKO (rozdział 5.2).
4. Opracowanie modułów programowych do prowadzenia analiz sztywnościowych projektowanych struktur UKO, z uwzględnieniem nieliniowych własności statycznych zestawów tocznych (rozdział 5.3).
5. Testowanie programów do analizy statycznej struktur UKO, zaprojektowanych za pomocą opracowanych programów narzędziowych w fazie wstępnego doboru i oceny prowadnicowych zestawów tocznych (rozdział 5.4).
6. Opracowanie zasad modelowania nieliniowych charakterystyk w połączeniu „bieżnia - element toczny - bieżnia” oraz ich uwzględnienie w modelu obliczeniowym zbudowanym w oparciu o metodę elementów skończonych (rozdział 6.2 i 6.3).
7. Opracowanie algorytmów i programów do automatycznego generowania sieci MES zestawów tocznych oraz kontinuum materialnego korpusów UKO celem prowadzenia iteracyjnych obliczeń z uwzględnieniem nieliniowych własności elementów tocznych (rozdział 6.4)
8. Weryfikacja metody modelowania zestawów tocznych z pomocą badań eksperymentalnych (rozdział 7).
9. Przeprowadzenie obliczeń z pomocą opracowanego systemu na przykładzie układu konstrukcyjnego tokarki TZC-32 z uwzględnieniem prowadnic tocznych (rozdział 8).

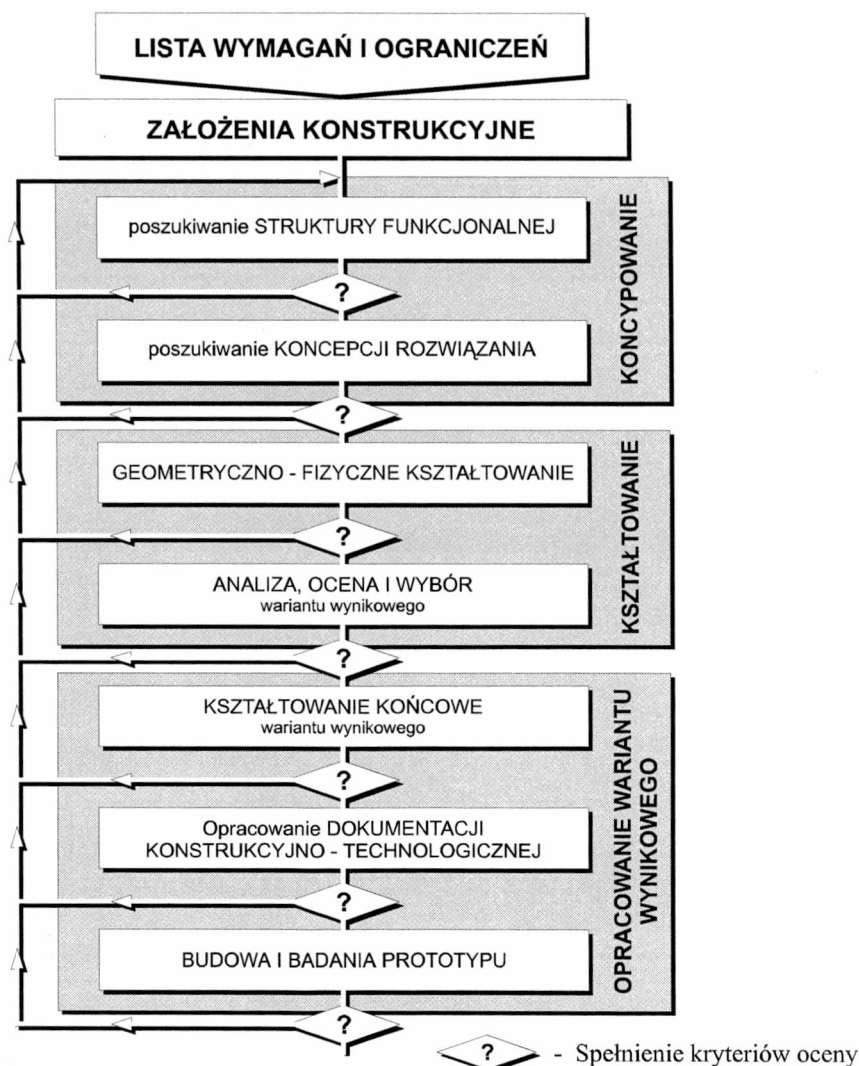
Tak przyjęty zakres prac zrealizowano wybierając popularne w praktyce inżynierskiej w Polsce systemy AutoCAD i COSMOS/M. Uproszczoną strukturę systemu przedstawiono na rys. 3.1.

Rozwiązanie tak przyjętego tematu i zakresu prac, zapisanego powyżej sformułowanymi zadaniami, pozwoli na pełną analizę własności struktur UKO, z uwzględnieniem nieliniowych własności prowadnic tocznych. Tak szeroko prowadzona analiza obliczeniowa z pomocą opracowanych modułów programowych, zintegrowanych z systemem AutoCAD oraz FEM-COSMOS/M, zastąpi, w większości spotykanych w przemyśle przypadków, potrzebę budowy i badania prototypów.

4. Metodyka doboru zestawów tocnych w prowadnicach

Projektowanie, a w tym również konstruowanie, jest istotnym składnikiem procesu wytwarzania. Istota ta polega nie tylko na tym, że konstruktor nadaje projektowanemu wytworowi cechy użytkowe, jakościowe i estetyczne, które decydują o powodzeniu produktu na rynku, ale również wpływa w znaczącym stopniu na końcowy koszt wyrobu. Wpływ ten zależy między innymi od dobranych materiałów, technik wytwarzania, montażu oraz warunków eksploatacji i konserwacji projektowanego wyrobu. Badania dowiodły, że właśnie konstruktor wpływa aż na 70% końcowych kosztów wyrobu [68]. Należy zatem dążyć do tego, aby proces konstruowania uczynić bardziej efektywnym, a rozwiązaniu konstrukcyjnemu nadać cechy jak najbardziej racjonalne. Cel ten można osiągnąć poprzez odpowiednie uporządkowanie i zalgorytmizowane podejście do wszystkich faz i czynności prac konstrukcyjnych.

Za wzorcową strukturę podziału procesu konstruowania na poszczególne fazy podaje się zazwyczaj strukturę przedstawioną przez G. Pahla i W. Beitz [68], którą pokazano na rys. 4.1.



Rys. 4.1. Ogólna struktura procesu konstruowania [68]

Projektowanie prowadnic tocznych w obrabiarkach można również podzielić na fazy. Pierwszy etap obejmuje założenia konstrukcyjne zależne od spektrum przedmiotów obrabianych, tolerancji wykonania, wymaganej wydajności i obciążenia zespołów maszyn, narzędzi stosowanych, parametrów technologicznych i systemu sterowania [18]. Pełne zdefiniowanie własności tych elementów pozwala na określenie współrzędnych ruchu kształtowania, które definiują strukturę geometryczno-ruchową projektowanej obrabiarki. Po znalezieniu zbioru dopuszczalnych rozwiązań koncepcji UKO należy przejść do etapu wstępnego doboru prowadnic tocznych według najważniejszych na tym etapie kryteriów, jakimi są: kryterium ich trwałości i sztywności. Przyjęte rozwiązania struktury geometryczno-ruchowej należy następnie sprawdzić z uwagi na bardzo ostre kryteria sztywnościowe, które decydują o własnościach i jakości rozwiązania konstrukcyjnego. Poszczególne fazy procesu konstruowania prowadnic tocznych, począwszy od założeń konstrukcyjnych a skończywszy na opracowaniu wariantu końcowego, można wspomagać technikami komputerowymi, przez zastosowanie odpowiedniego problemowo-zorientowanego oprogramowania użytkowego. Odnosi się to nie tylko do prac rutynowych, wstępnego doboru, geometrycznego modelowania typowych elementów, korzystania z baz danych, ale również do obliczeń sprawdzających pełne układy UKO, z uwzględnieniem nieliniowych charakterystyk statycznych posadowionych na zestawach tocznych par prowadnicowych.

4.1. Zasady wstępnego doboru zestawów tocznych

Po znalezieniu koncepcji rozwiązania układu geometryczno-ruchowego projektowanej obrabiarki (rys. 1.2) należy dobrać odpowiednie zestawy toczne konieczne do realizacji ruchów funkcjonalnych. Dane niezbędne od przeprowadzenia poprawnego doboru określa się na podstawie wstępnej koncepcji rozwiązania. Określone ruchy robocze po prowadnicach projektowanych zespołów ruchowych zależą od założonych zadań obróbkowych przewidzianych do realizacji na konstruowanej maszynie. Założone parametry technologiczne decydują o rozmiarach przestrzeni roboczej, siłach skrawania, oraz o strukturze i kierunkach ruchów roboczych. Na podstawie tych danych konstruktor wstępnie dobiera zestawy toczne do poszczególnych par prowadnicowych. Na rynku dostępne są zestawy toczne kilku liczących się producentów. Każdy z nich zamieszcza w swoich katalogach metodę doboru zespołów tocznych biorąc za podstawę kryterium trwałości zestawu, określone wzorem [25], [33], [44], [45], [46], [80], [81]:

$$L = \left(\frac{C_o}{F} \right)^p \quad (4.1)$$

gdzie: L - trwałość mierzona założonym przebiegiem zespołu przesuwnego [km];

C_o - nośność statyczna [N];

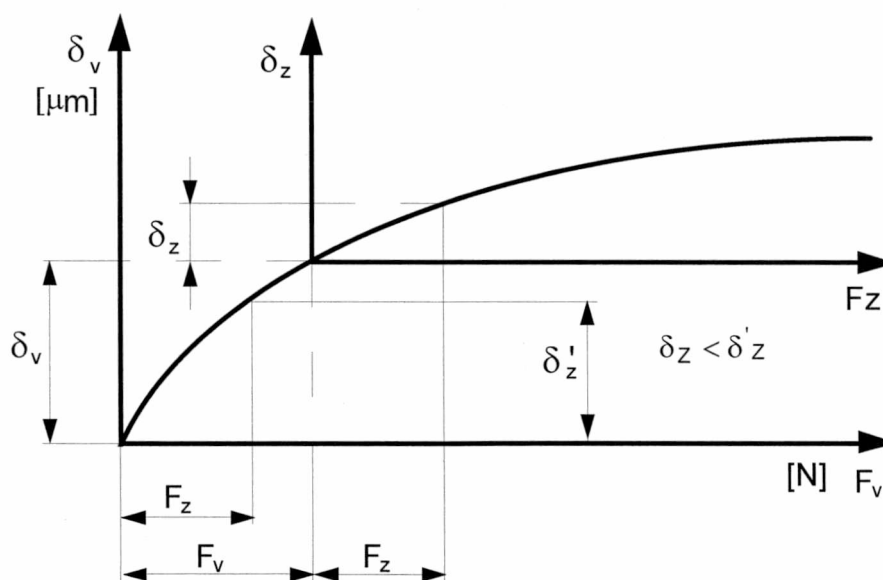
F - obciążenie ekwiwalentne [N].

p - współczynnik potęgowy zależny od rodzaju elementu tocznego:

$p = 10/3$ - dla wałeczków,

$p = 3$ - dla kulek;

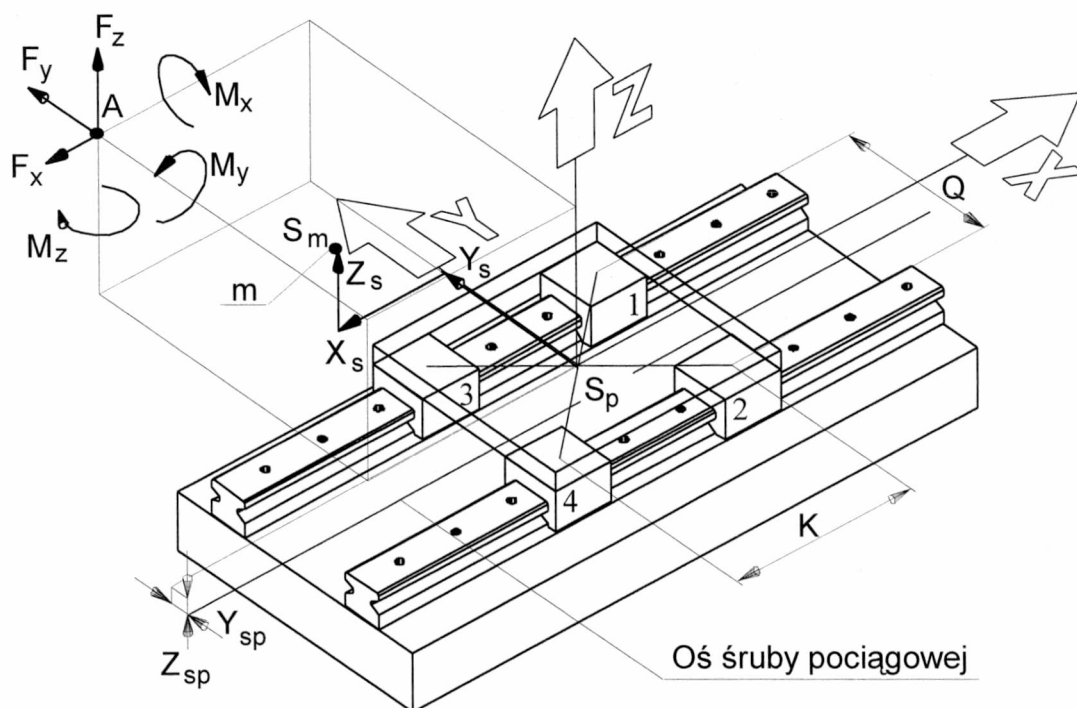
Trwałość przewodnic tocznych zależy od ich nośności statycznej C_0 , którą każdy z producentów podaje w katalogach oraz od tzw. obciążenia ekwiwalentnego F , pochodzącego od sił działających na układ przewodnicowy. Nośność statyczna C_0 jest to obciążenie statyczne, które wywołuje trwałe odkształcenie względne elementu tocznego o wartości 0,0001 jego średnicy. Wielkość ta pośrednio określa też dopuszczalne obciążenie i sztywność zestawu tocznego, którą można zmieniać przez regulację montażowego napięcia wstępnego. Wprowadzenie napięcia wstępnego powoduje powstanie siły ściskającej w elementach tocznych, nawet wówczas gdy przewód nie podlega obciążeniu sił zewnętrznych. Napięcie wstępne powoduje „usztynwienie” charakterystyki i jej przesunięcie do zakresu większej sztywności (rys. 4.2). Dla jednakowych sił F_Z , przyłożonych w układzie nie napiętym, odkształcenie δ_Z jest większe od odkształcenia δ'_Z powstałego w układzie napiętym wstępnie. Odkształcenia wynikające z przyłożonego do układu z napięciem wstępnym obciążenia zewnętrznego są tym mniejsze, im większe jest to napięcie. Stosowanie napięcia wstępnego jest przyczyną takiego „spłaszczenia” charakterystyki zestawu tocznego, że przyjmuje się je jako charakterystykę liniową, co często wykorzystuje się we wstępnych obliczeniach projektowych przy doborze zestawów tocznych. Niektórzy z producentów zespołów tocznych w swych katalogach podają też wartości obciążenia maksymalnego, w zakresie którego zakłada się również liniowe charakterystyki zespołów [44], [46].



Rys. 4.2. Interpretacja napięcia wstępnego w zestawie tocznym;

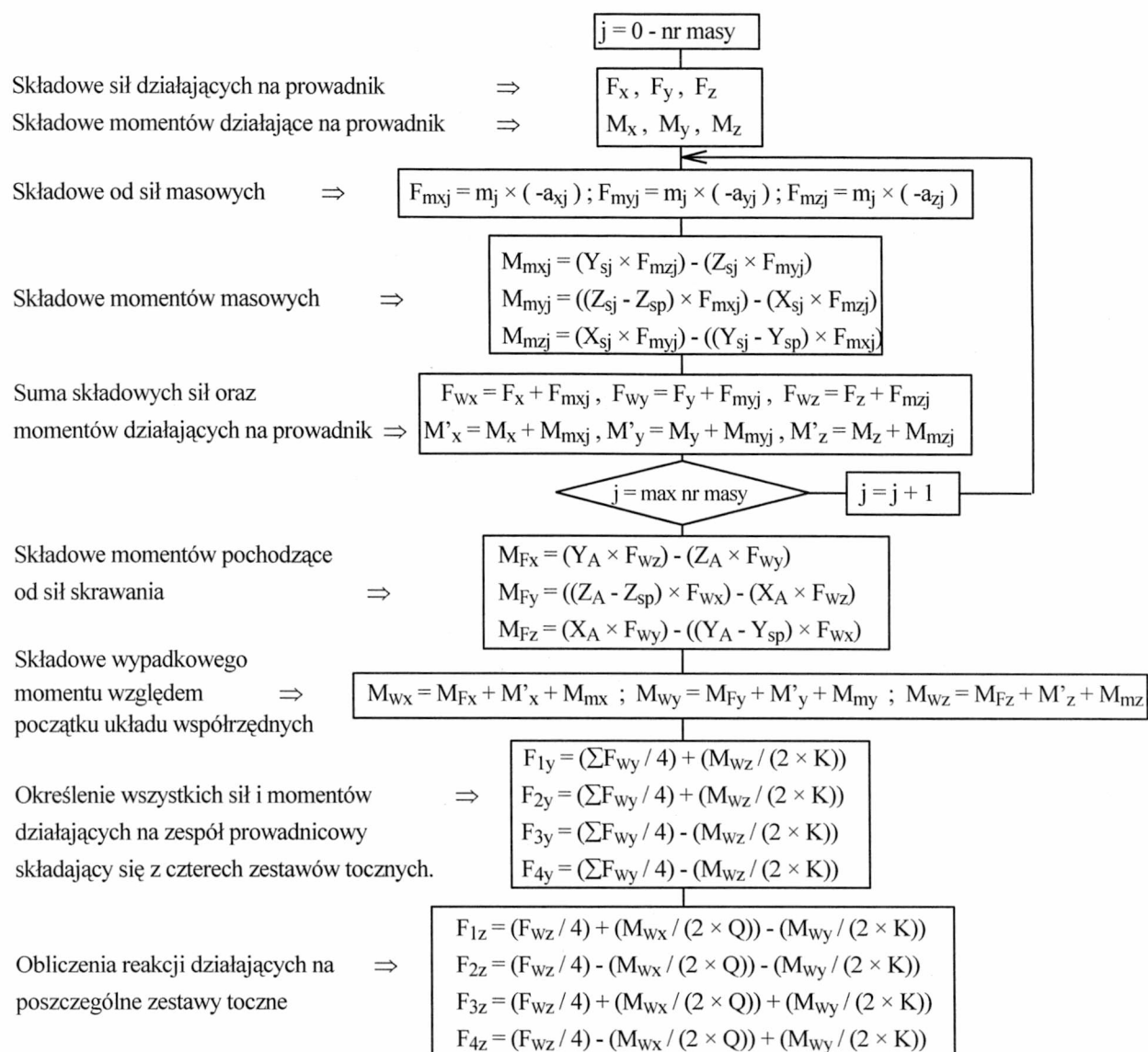
F_v - siła napięcia wstępnego, N; F_Z - obciążenie zewnętrzne, N; δ_v - odkształcenie powstałe pod wpływem napięcia wstępnego, μm ; δ'_Z - odkształcenie powstałe pod wpływem obciążenia zewnętrznego działającego na układ nie napięty wstępnie, μm ; δ_Z - odkształcenie powstałe pod wpływem obciążenia zewnętrznego działającego na układ napięty wstępnie, μm .

Podczas wstępnego doboru zestawów tocnych obliczane są składowe siły i momentów (F_{Wx} , F_{Wy} , F_{Wz} , M_{Wx} , M_{Wy} , M_{Wz}), działające na poszczególne zestawy tocne, względem układu współrzędnych zlokalizowanego w geometrycznym środku prowadnicy, a pochodzące od przyłożonych do prowadnika składowych sił i momentów zewnętrznych (F_x , F_y , F_z , M_x , M_y , M_z - jak na rys. 4.3) oraz od obciążeń masowych (F_{mx} , F_{my} , F_{mz} , M_{mx} , M_{my} , M_{mz}). Dane potrzebne do określania reakcji w poszczególnych zestawach tocnych zamieszczono schematycznie na rysunku 4.3.

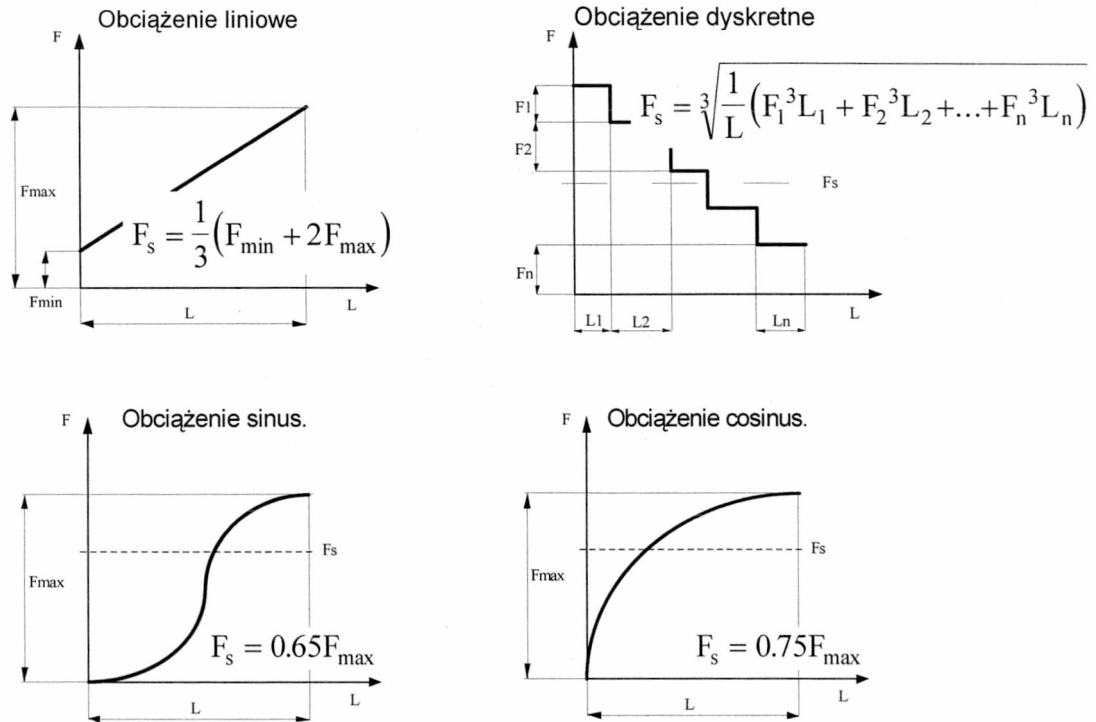


Rys. 4.3. Schemat działania sił zewnętrznych w przestrzeni roboczej obrabiarki;
 m - masa przedmiotów znajdujących się na prowadnicy, kg; S_m - środek tej masy; X_s , Y_s , Z_s - współrzędne środka masy, mm; X_A , Y_A , Z_A - współrzędne punktu A przyłożenia sił i momentów zewnętrznych, mm; S_p - środek prowadnicy; K - rozstaw poprzeczny prowadników, mm; Q - rozstaw listew, mm; Y_{sp} , Z_{sp} - współrzędne osi śruby pociągowej; 1, 2, 3, 4 - kolejne numery zestawów tocnych.

Dość złożonym zagadnieniem w procesie doboru zestawów tocnych jest wyznaczenie sił wewnętrznych (reakcji) działających w poszczególnych zestawach tocnych. Algorytm wyznaczania reakcji zamieszczono na rysunku 4.4. Obliczenia według tego algorytmu są przeprowadzane przy założeniu stałych sił i momentów zewnętrznych. Gdy składowe sił lub/i momentów zewnętrznych nie mają wartości stałych, oblicza się wstępnie obciążenia średnie F_s , dla wybranych przebiegów obciążeń, podanych na rys. 4.5. Tak zdefiniowane przebiegi są reprezentatywne dla większości przypadków obróbki występujących w obrabiarkach.



Rys. 4.4. Algorytm obliczania reakcji w zestawach tocznych zespołu przewodnica-przewodnik, gdzie: m_j - masa j-tego przedmiotu znajdującego się na przewodniku, kg; a_{xj} , a_{yj} , a_{zj} - składowe przyspieszeń mas, m/s^2 ; inne oznaczenia są zgodne z rysunkiem 4.2.



Rys. 4.5. Typowe przebiegi obciążeń zestawów tocznych, według których oblicza się obciążenie średnie F_s

Po wyznaczeniu wszystkich składowych sił reakcji działających na każdy z zestawów tocznych (rys. 4.6) oblicza się ich wypadkowe. Wartość sumarycznych składowych sił reakcji w każdym zestawie tocznym wyznacza się z zależności:

$$\begin{aligned} F_{Wi} &= F_{Zi} + \frac{1}{2} F_{Yi} & \text{gdy} & & F_{Zi} \geq F_{Yi} \\ F_{Wi} &= \frac{1}{2} F_{Zi} + F_{Yi} & \text{gdy} & & F_{Zi} < F_{Yi} \end{aligned} \quad (4.2)$$

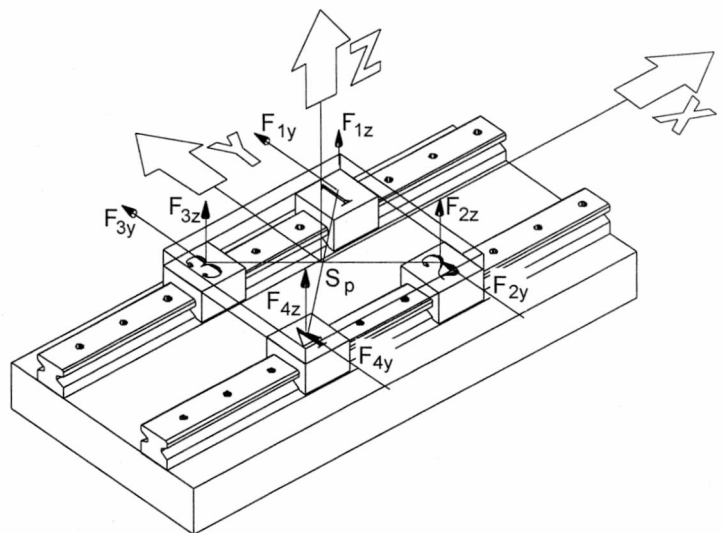
w których:

F_{Wi} - wypadkowa reakcja w i -tym zestawie tocznym,

F_{Zi} - składowa Z siły reakcji w i -tym zestawie tocznym,

F_{Yi} - składowa Y siły reakcji w i -tym zestawie tocznym.

Wyliczona ze wzoru (4.2) największa siła wypadkowa w i -tym zestawie tocznym jest obciążeniem ekwiwalentnym F , na podstawie którego zostanie wyliczona trwałość najbardziej obciążonego zestawu tocznego. Aby uwzględnić charakter



Rys. 4.6. Układ składowych sił reakcji w zestawach tocznych pary przewodnicowej

obciążenia i warunki, w jakich pracuje przewodnica, producenci zalecają stosowanie dwóch współczynników:

- warunków pracy f_s ,
- warunków obciążenia f_w (tabela 4.1).

Tabela 4.1. Uwzględnienie warunków pracy i obciążenia zespołu tocznego

Warunki pracy i obciążenia	Współczynnik warunków pracy f_s	Współczynnik rodzaju obciążenia f_w
Bieg spokojny, bez obciążeń uderowych	2	1,2
Praca z małymi drganiami	4	1,5
Duże wibracje i obciążenia uderowe	5	3,0

Współczynnik warunków pracy f_s jest pierwszym z kryteriów oceny poprawności dokonanego wyboru przewodnika. Powinna być tu spełniona zależność.

$$\frac{C_0}{F} \geq f_s, \quad (4.3)$$

w której: F - wartość obciążenia ekwiwalentnego działającego na zestaw toczny.

Zależność ta uwzględnia ciężkie warunki pracy, wpływające niekorzystnie na trwałość zespołu tocznego, również w czasie spoczynku pod stałym obciążeniem. Należy zatem dobrać taki zestaw toczny z katalogu firm produkujących tego typu elementy [44], [45], [46], aby jego nośność katalogowa C_0 była większa od ilorazu obciążenia ekwiwalentnego F i współczynnika pracy f_s . Jest to najważniejsze kryterium doboru zestawów tocznych.

Wielkościami charakterystycznymi, uwzględnianymi przy doborze zestawu tocznego z katalogów firmowych, mogą być:

- dopuszczalne momenty działające na pojedynczy zestaw toczny;
- nośność statyczna C_0 , definiowana jako obciążenie statyczne wywołujące w elementach tocznych trwałe odkształcenie względne o wartości 0,0001 ich średnicy;
- nośność dynamiczna C , określana jako obciążenie, przy którym 90% zestawów tocznych w ruchu posuwisto-zwrotnym przebędzie drogę 50 km bez widocznych oznak zużycia i zmęczenia materiału.

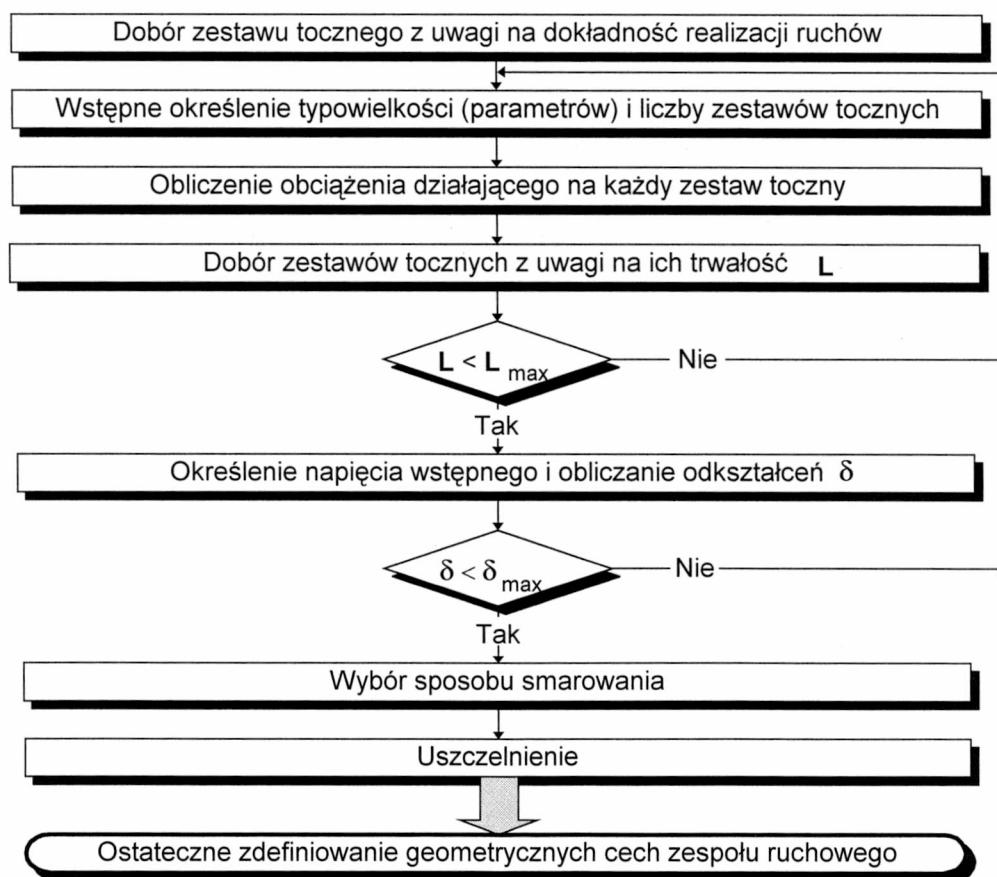
Drugim z ważnych kryteriów doboru zestawów tocznych jest trwałość L_s zestawu w zespole przewodnicowym. Wyliczona ze wzoru (4.4) trwałość musi spełniać warunek trwałości wymaganej przez konstruktora.

$$L_s = 50 \left(\frac{C_0}{f_w F_w} \right)^3, \quad [\text{km}] \quad (4.4)$$

Oprócz trwałości, wyrażanej w kilometrach przebytej przez zespół ruchowy drogi, stosuje się też trwałość godzinową L_H , określającą liczbę godzin pracy zespołu tocznego wykonującego cykle o okresie „n” [min] na drodze „l” [m]:

$$L_H = \frac{50 \cdot 10^3}{120 \cdot l \cdot n} \left(\frac{C_0}{f_W F_W} \right)^3, [h] \quad (4.5)$$

Dobór wstępny zestawów tocznych prowadzi się zazwyczaj według algorytmu podawanego przez producenta, który prawie zawsze wygląda jak na rysunku 4.7. Dla każdego zestawu tocznego o określonej typowości podana jest w katalogu odpowiednia wartość nośności statycznej C_0 , od której bezpośrednio zależy trwałość L_S i L_H , obliczana według wzoru (4.4) lub (4.5). Jeżeli wyliczona wartość nie spełnia założeń projektanta, to musi on wybrać inny zestaw toczny i dla niego przeprowadzić ponownie obliczenia. Taki sposób doboru jest żmudny i czasochłonny.



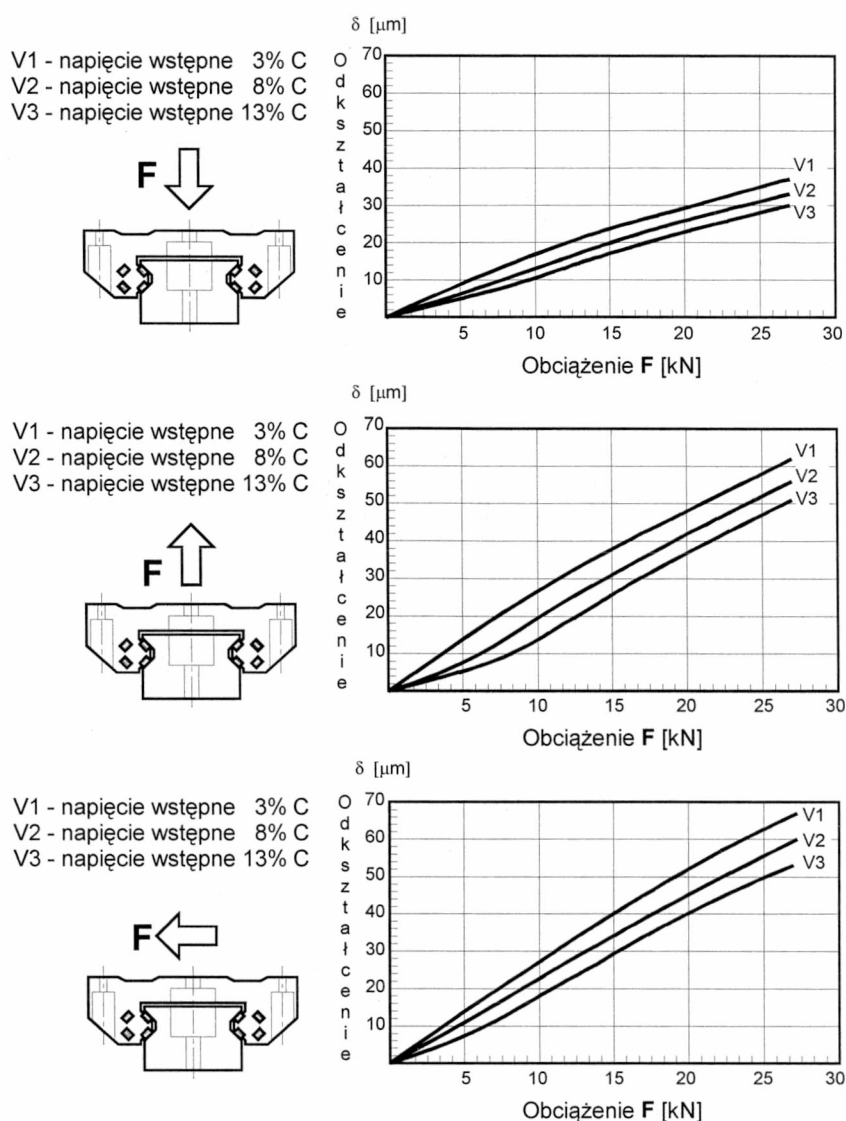
Rys. 4.7. Algorytm doboru zestawów tocznych

Kryteria wstępnego doboru i obliczeń są jednakowe dla wszystkich typów zespołów tocznych i opierają się na ich makrogeometrii oraz przyłożonych obciążeniach zewnętrznych. Po spełnieniu kryterium trwałości można przejść do wstępnych obliczeń podatności δ dobranych zestawów tocznych. Niektórzy producenci zamieszczają w swoich katalogach charakterystyki statyczne zespołów tocznych.

Na podstawie tych charakterystyk można określić przemieszczenia wybranych punktów zespołu tocznego przesuwnej obudowy, do której jest przymocowany suport, pod wpływem obciążeń działających na każdy zestaw toczny. Najważniejszym kryterium dla konstruktora obrabiarki jest jednak wartość przemieszczenia „p-n” w punkcie styku narzędzia i przedmiotu, wywołanego odkształceniami całego układu konstrukcyjnego, a więc odkształceniem przewodnic tocznych. Proces doboru jest oparty na stale powtarzających się żmudnych sekwencjach obliczeń, które można w prosty sposób zautomatyzować, wykorzystując odpowiednie oprogramowanie. Z pomocą takiego oprogramowania można efektywnie sprawdzić wstępnie wybraną typowość zespołu tocznego ze względu na żadaną trwałość, określić jego sztywność oraz wyznaczyć wpływ odkształceń w zestawie tocznym na przemieszczenia „p-n” w przestrzeni obróbkowej obrabiarki. Opracowanie takiego systemu było jednym z celów niniejszej pracy.

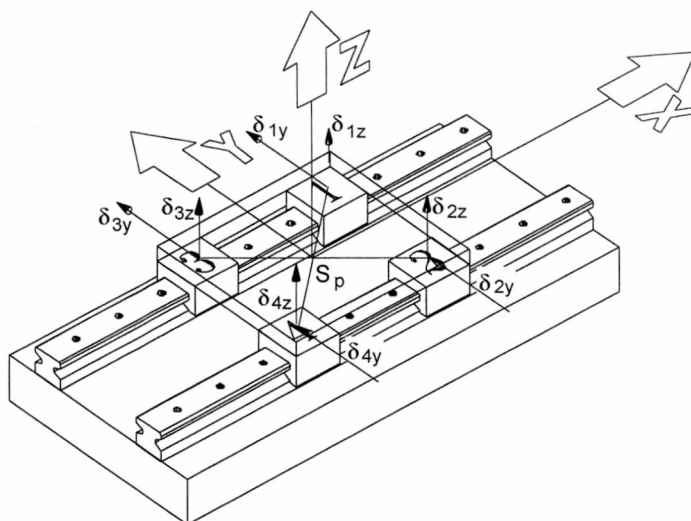
• 4.2. Charakterystyki odkształceń przewodnic tocznych

Do wyznaczania odkształceń zachodzących w projektowanym zestawie tocznym potrzebna jest jego charakterystyka statyczna (sztywnościowa). Niektórzy producenci zestawów zamieszczają w swoich katalogach wykresy odkształceń punktów leżących w geometrycznym środku zestawów tocznych powstałych pod wpływem ich obciążenia trzema najbardziej reprezentatywnymi siłami: siłą boczną, siłą pionową skierowaną do góry i skierowaną do dołu. Obejmują one wszystkie typowości i stosowane napięcia wstępne. Uzyskiwane są one najczęściej na podstawie badań eksperymentalnych przeprowadzanych w ośrodkach badawczych tych firm [45]. Przykładowe charakterystyki zestawów tocznych w zależności od obciążenia i napięcia wstępnego przedstawiono na rysunku 4.8. Najczęściej jednak producenci tego typu zestawów podają w swych katalogach te charakterystyki w postaci uproszczonej, zakładając ich charakter liniowy w całym zakresie obciążenia. Przyjmują oni również, że są one takie same dla wszystkich trzech reprezentatywnych sił obciążenia. W katalogach producenta podawane są charakterystyki dla każdej typowości zestawu tocznego i zastosowanego w nim napięcia wstępnego, wartości odkształcenia liniowego wywołanego obciążeniem [44], [46]. Za reprezentatywną podaje się liniową, najbardziej podatną charakterystykę, powstałą pod wpływem działania jednej z sił reprezentatywnych. Odkształcenia na pozostałych kierunkach działania sił są zatem zazwyczaj mniejsze. Określone w ten sposób i zamieszczane w katalogach charakterystyki zestawów tocznych są więc dość przybliżone i nie mogą być podstawą do dokładnej analizy sztywnościowej UKO. Charakterystykę statyczną takich zestawów można otrzymać tylko z badań eksperymentalnych, co wiąże się z dodatkowymi kosztami. Jednak coraz powszechniej do analizy stanu naprężeń i odkształceń elementów maszyn wykorzystuje się techniki komputerowe i odpowiednie oprogramowanie użytkowe. Jedną z dostępnych na rynku metod takiej analizy jest metoda elementów skończonych MES. Zastosowanie tego narzędzia do analizy sztywności zestawów tocznych opisano w rozdziale 6.



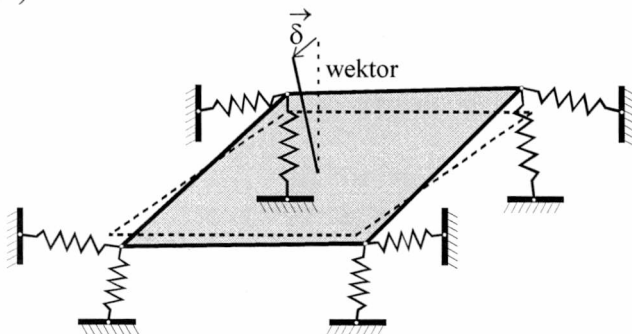
Rys. 4.8. Wartości odkształceń w zależności od obciążenia i napięcia wstępnego (charakterystyka z katalogu producenta, firmy Schneeberger [45])

Zalecany w katalogach sposób doboru zestawów tocznych ogranicza się jedynie do spełnienia warunku trwałości projektowanej przewodnicy tocznej, a w przypadku posiadania dokładnych charakterystyk statycznych możliwe jest też obliczenie odkształceń δ_{iy} , δ_{iz} poszczególnych zestawów tocznych (1, 2, 3, 4) na kierunkach działania sił (Y, Z) (rys. 4.9). Wartości tych odkształceń wyznaczone są z charakterystyk statycznych zestawów

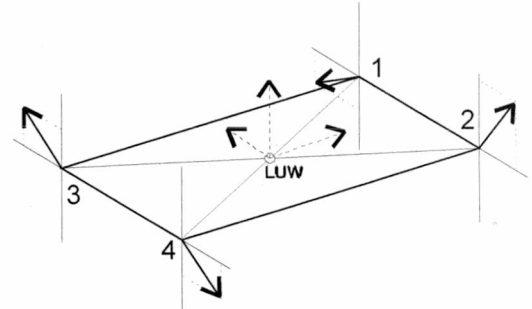


Rys. 4.9. Kierunki odkształceń poszczególnych zestawów tocznych pary przewodnicowej

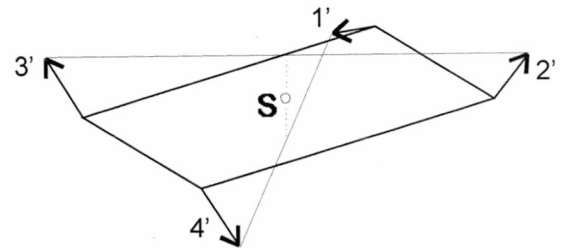
tocznych w zależności od działających nań reakcji (F_{iy} , F_{iz}) (rys. 4.6). Konstruktora najczęściej interesuje wartość przemieszczenia „p-n” między przedmiotem obrabianym a narzędziem w punkcie pracy narzędzia, powstałego w wyniku odkształceń poszczególnych par prowadnicowych, a zatem i w każdej projektowanej prowadnicy. Dlatego we wstępnym etapie projektowania można przeprowadzić dodatkowe obliczenia polegające na przestrzennym transformowaniu odkształceń poszczególnych zestawów tocnych i spowodowanych nimi przemieszczeń „p-n” według zasady „bryły sztywnej”. Nowe pozycje położenia środka obróconej płyty typowego suportu w wyniku odkształceń poszczególnych zestawów (1 ÷ 4) nie leżą w złożonym układzie reakcji na jednej płaszczyźnie. Wymusza to zmianę ich położenia, a kolejne jej fazy pokazano na rys 4.10. W wyniku poszczególnych transformacji przemieszczeń otrzymuje się przemieszczenie „ δ ”, będące wynikiem odkształceń zestawów tocnych wskutek działania nań sił reakcji (rys. 4.11). Tę metodę wyznaczania przemieszczeń zastosowano w systemie do wstępnego doboru, analizy i oceny prowadnic tocnych zbudowanych na bazie standardowych zestawów tocnych. (patrz rozdział 5).



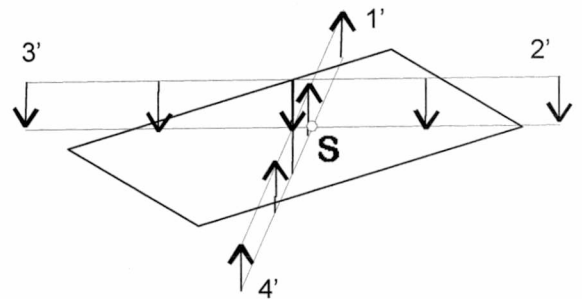
Rys. 4.11. Model do obliczenia przemieszczenia punktu



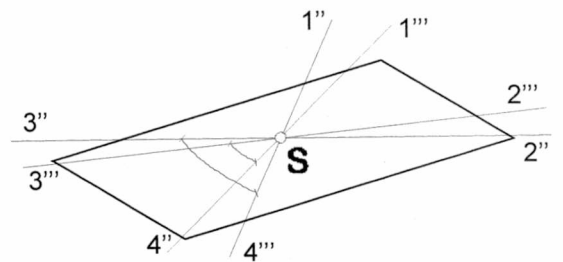
Reakcje w prowadnikach



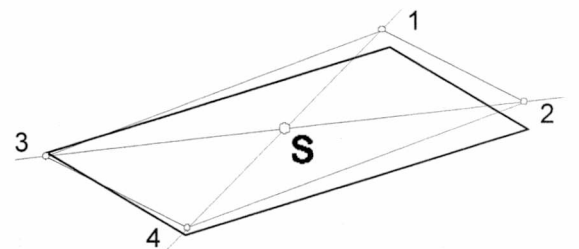
Wyznaczenie środka płyty po przemieszczeniu



Wyznaczenie płaszczyzny płyty po przemieszczeniu



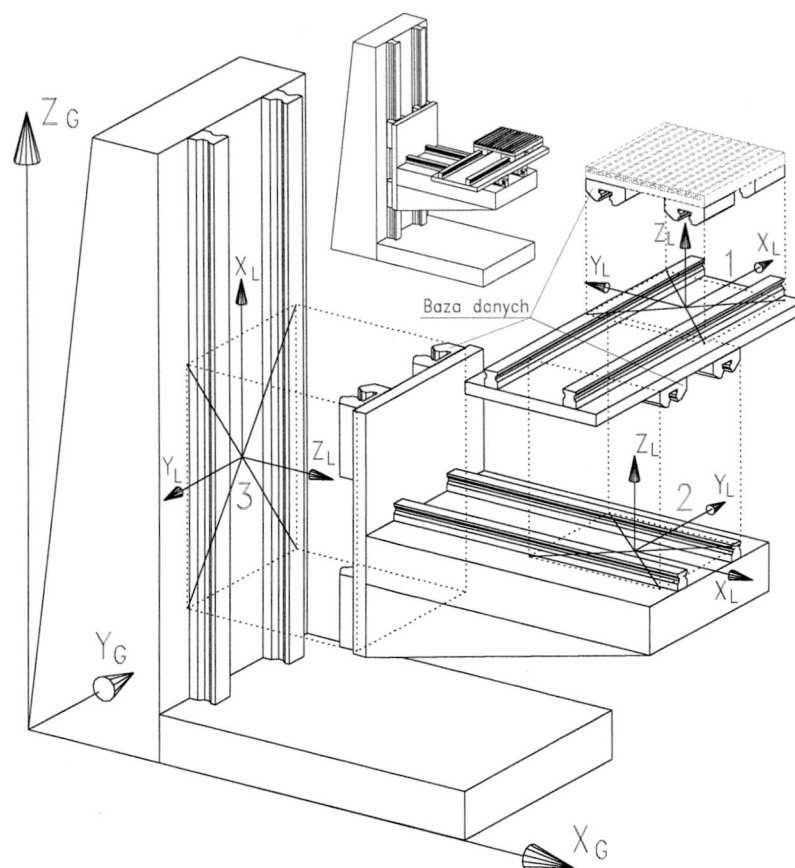
Wyznaczenie przekątnych płyty po przemieszczeniu



Rys. 4.10. Fazy wyznaczania przemieszczenia „p-n”

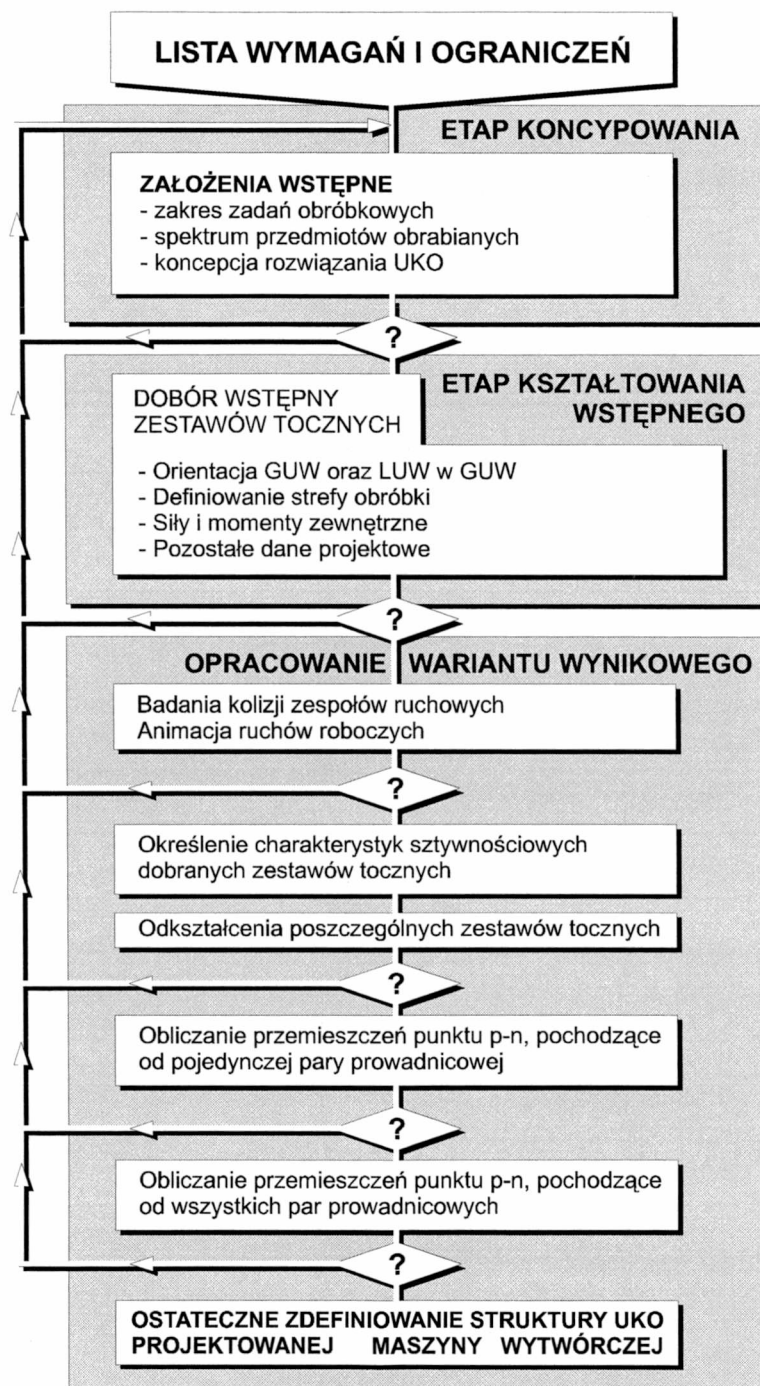
5. System doboru zestawów tocznych w prowadnicach

We wstępnej fazie konstruowania maszyn stosuje się metody uproszczone, wspomagające decyzje konstruktora, dotyczące przyjęcia i rozwinięcia koncepcji rozwiązania konstrukcyjnego [112], [113]. We wstępnym projektowaniu prowadnic tocznych konstruktor dobiera zestawy toczne spełniające określone wymagania funkcjonalne. Zależy od nich nie tylko realizacja dokładnych przesuwnych ruchów sań i suportów, ale również dokładność ich pozycjonowania, co jest szczególnie ważne w rozwiązaniach konstrukcyjnych obrabiarek. Dobór wstępny, jak i obliczenia odkształceń, dokonuje się dla każdej prowadnicy oddzielnie. Dla ujednolicenia algorytmów obliczeniowych oraz zapisu struktury geometryczno-ruchowej obrabiarki należy przyjąć w środkach geometrycznych elementów odpowiednie lokalne układy współrzędnych LUW (X_L , Y_L , Z_L) tak, aby oś X była zgodna z kierunkiem ruchu suportu. Pozostałe osie są przyjmowane zgodnie z zaleceniami normy ISO i jej polskiego odpowiednika PN-72/M-55251. W przypadku wielomodułowego systemu wytwórczego jego geometryczno-ruchową strukturę można zapisać w ogólnym układzie odniesienia (globalny układ współrzędnych GUW - X_G , Y_G , Z_G). Dotyczy to zarówno orientacji osi układów lokalnych związanych z każdym modułem, jak i ich położenia. Układ odniesienia GUW może być dowolnie położonym układem współrzędnych, układy lokalne zaś muszą być zorientowane zgodnie z wspomnianą wcześniej normą ISO. Przykładową strukturę kinematyczno-ruchową obrabiarki przedstawiono na rysunku 5.1.



Rys. 5.1. Przykładowa struktura kinematyczno-ruchowa UKO i jego pary prowadnicowe

Omówione w poprzednich podrozdziałach kolejne fazy wstępnego doboru zestawów prowadnic tocnych opracowano w postaci algorytmu, którego schemat przedstawiono na rys. 5.2. Algorytm ten stał się podstawą do opracowania modułów programowych systemu do wspomagania, analizy i oceny właściwości prowadnic tocnych i całej struktury UKO.



Rys. 5.2. Fazy projektowania prowadnic tocnych

System jest zbudowany z kilku modułów programowych, wspomagających dobór i analizę rozwiązania w różnych fazach rozwoju konstrukcji. Proces projektowania prowadnic tocnych można podzielić na kilka etapów:

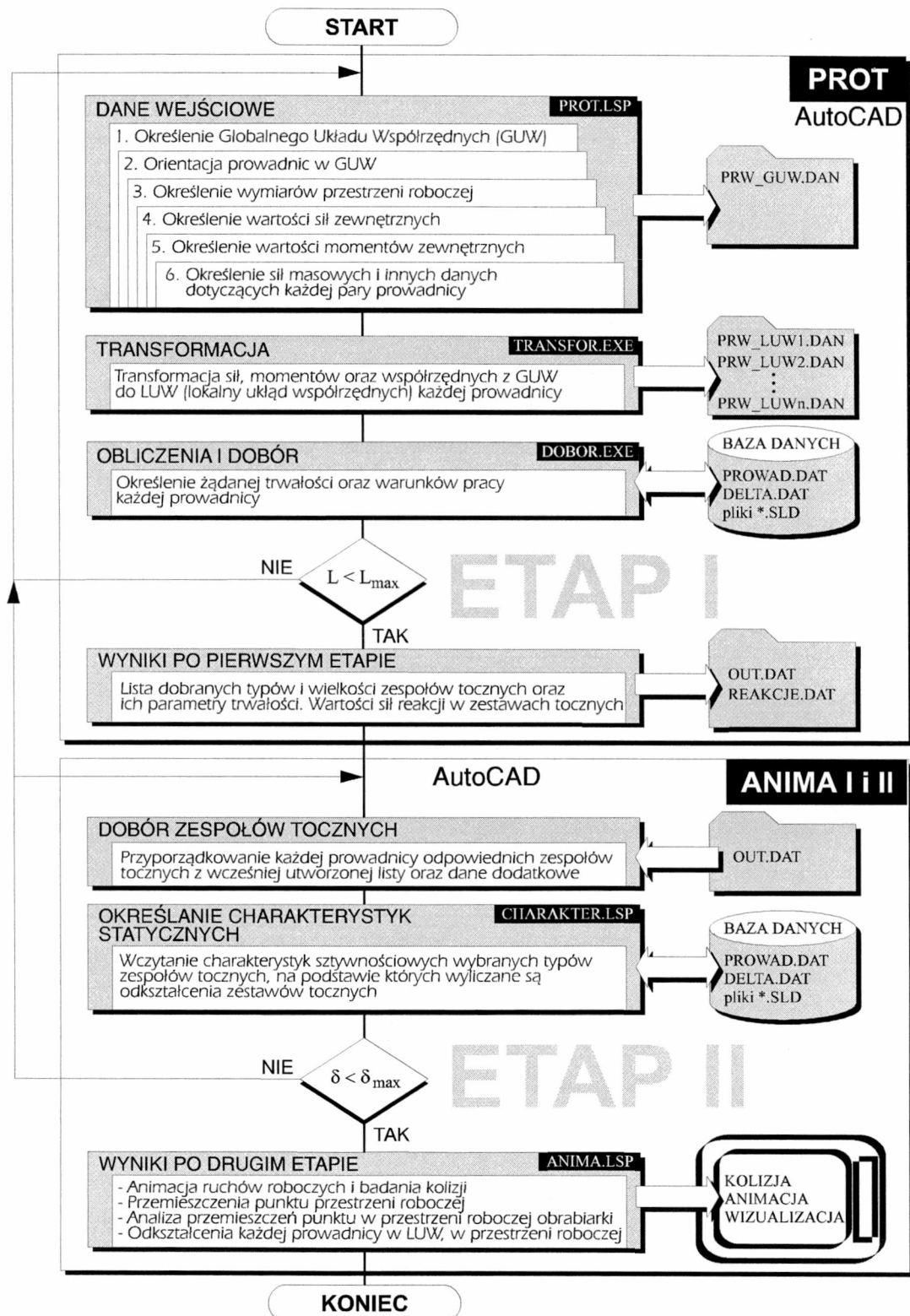
1. Etap konceptowania, którego zadaniem jest określenie wstępnych założeń, na podstawie których określa się koncepcję rozwiązania UKO projektowanej obrabiarki.
2. Etap kształtowania wstępnego, czyli dobór wstępny zestawów tocnych do zespołów ruchowych, według kryterium trwałości. Moduł programowy przeznaczony do realizacji tego etapu projektowania nazwano **PROT** (rys. 5.3). Jest on zintegrowany z pakietem graficznym AutoCAD [4], [5], [6] (patrz rozdział 5.2).
3. Etap wariantu wynikowego, dotyczący analizy i oceny własności projektowanej obrabiarki. Moduł wspomagający prace na tym etapie nazwano **ANIMA**. Jest on również zintegrowany z programowym środowiskiem systemu AutoCAD i służy do wyznaczania przemieszczeń „p-n” w przestrzeni roboczej obrabiarki, wywołanych odkształceniami zestawów tocnych (patrz rozdział 5.3).

Oba podstawowe moduły, **PROT** i **ANIMA**, są ze sobą zintegrowane i występuje między nimi bezpośrednia komunikacja. Większość danych wejściowych podawanych na etapie kształtowania wstępnego dla systemu **PROT** jest wykorzystywana w module analizy **ANIMA**. W skład tych modułów wchodzi następujące zestawy programów i baz danych:

- program do obliczania reakcji w poszczególnych zestawach tocnych - DOBOR.EXE (wykorzystywany przez moduły **PROT** i **ANIMA**),
- program do automatycznego dokonywania transformacji dowolnych zmiennych w różnych układach współrzędnych - TRANSFOR.EXE (wykorzystywany przez moduły **PROT** i **ANIMA**),
- baza danych zestawów tocnych wraz z ich charakterystykami statycznymi - PROWAD.DAT, DELTA.DAT (pliki slajdów zestawów tocnych *.SLD, wykorzystywane przez moduły **PROT** i **ANIMA**),
- procedura „charakterystyka” służąca do szybkiego uzupełniania i tworzenia charakterystyk statycznych bazy danych zestawów tocnych - CHARAKTER.LSP (wykorzystywana przez moduł **ANIMA**),
- moduły do automatycznego generowania elementów prowadnic tocnych jako typowych elementów graficznych w programowym środowisku AutoCAD’a - ANIMA.LSP (wykorzystywany przez moduł **ANIMA**),
- moduł do animacji roboczych ruchów zespołów na prowadnicach - ANIMA.LSP (wykorzystywany przez moduł **ANIMA**),
- moduł do badania kolizji zespołów ruchowych UKO - ANIMA.LSP (wykorzystywany przez moduł **ANIMA**),
- procedury do obliczania przemieszczeń punktów pracy na podstawie odkształceń prowadnic - ANIMA.LSP (wykorzystywany przez moduł **ANIMA**),

- moduł do wizualizacji przemieszczeń i odkształceń zestawów tocnych - ANIMA.LSP (wykorzystywany przez moduł ANIMA),

Algorytm systemu oparty na proponowanej w rozdziale 4 metodyce doboru i projektowania prowadnic tocnych przedstawiono na rysunku 5.3.



Rys. 5.3. Schemat blokowy systemu do projektowania prowadnic tocnych

5.1. Baza danych zestawów toczych

Jednym z najważniejszych modułów systemu **PROT** są sparametryzowane graficzne biblioteki zespołów toczych. W bazie tej zebrano dane trzech producentów: Schneeberger, NSK i THK [44], [45], [46]. W tabeli 5.1 przedstawiono zawartość tej bazy, zawierającej dostępne typowielkości zestawów toczych z podziałem na producentów, typy i wielkości.

Tabela 5.1. Zawartość bazy danych systemu do doboru prowadnic toczych

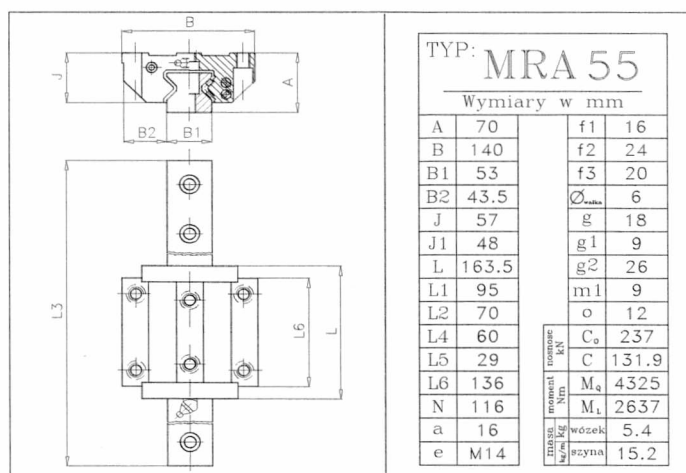
SCHNEEBERGER	typ	wielkość											
		-	-	25	-	35	-	45	-	55	-	-	-
	MRA	-	-	25	-	35	-	45	-	55	-	-	-
	MRB	-	-	25	-	35	-	45	-	55	-	-	-
	MRC	-	-	25	-	35	-	45	-	55	-	-	-
	MRD	-	-	25	-	35	-	45	-	55	-	-	-
NSK	typ	wielkość											
		-	20	25	30	35	-	45	-	55	-	-	-
	LAN AL	-	20	25	30	35	-	45	-	55	-	-	-
	LAN AN	-	-	25	30	35	-	45	-	55	65	-	-
	LAN EL	-	-	25	30	35	-	45	-	55	65	-	-
	LAN FL	-	-	25	30	35	-	45	-	55	65	-	-
	LAN TL	-	-	-	30	-	-	-	-	-	-	-	-
	LF AL	-	-	25	30	35	-	45	-	55	-	-	-
	LF AN	-	-	25	30	35	-	45	-	55	65	-	-
	LF EL	-	-	25	30	35	-	45	-	55	65	-	-
	LF FL	-	-	25	30	35	-	45	-	55	65	-	-
	LF TL	-	-	-	30	-	-	-	-	-	-	-	-
	LY AL	15	20	25	30	35	-	45	-	55	-	-	-
	LY AN	15	-	25	30	35	-	45	-	55	65	-	-
	LY BL	-	20	25	30	35	-	45	-	55	-	-	-
	LY BN	-	-	25	30	35	-	45	-	55	65	-	-
	LY EL	15	20	25	30	35	-	45	-	55	65	-	-
	LY FL	15	-	25	30	35	-	45	-	55	65	-	-
	LY GL	-	20	25	30	35	-	45	-	55	65	-	-
	LY HL	-	20	25	30	35	-	45	-	55	65	-	-
	LY TL	-	-	-	30	-	-	-	-	-	-	-	-
THK	typ	wielkość											
		-	20	25	30	-	40	-	50	-	-	70	85
	BA	-	20	25	30	-	40	-	50	-	-	70	85
	TBA	15	20	25	30	-	40	-	50	-	-	70	85
	BC	-	20	25	30	-	40	-	50	-	-	70	85
	TBC	-	20	25	30	-	40	-	50	-	-	70	85
	TA	15	20	25	30	35	-	-	-	-	-	85	-
	TAX	-	-	-	-	-	45	-	55	65	-	-	-
	TB	15	20	25	30	35	-	-	-	-	-	85	-
	TBX	-	-	-	-	-	45	-	55	65	-	-	-
	TR	15	20	25	30	35	-	-	-	65	-	85	-
	TRX	-	-	-	-	-	45	-	55	-	-	-	-
	HTA	-	20	25	30	35	-	45	-	55	65	-	-
	HTB	-	20	25	30	35	-	45	-	55	65	-	-
	HTR	-	20	25	30	35	-	45	-	55	65	-	-

Biblioteki zawierają łącznie około 200 zestawów tocznych, wraz z tabelami określającymi ich wymiary i parametry. Zestawy toczne firmy Schneeberger, w odróżnieniu od typów pozostałych producentów, są budowane na bazie wałeczków, a więc mają lepsze właściwości statyczne i dynamiczne. Użytkownik systemu może dobierać zestawy toczne firmy Schneeberger różnych typów (MRA, MRB, MRC, MRD). Różnice między poszczególnymi typami polegają na innej szerokości i długości zestawu. Producent tych zestawów zamieszcza również w swoich katalogach dokładne ich charakterystyki statyczne dla trzech reprezentatywnych sił obciążenia i trzech wartości sił napięcia wstępnego. Zestawy toczne pozostałych firm (NSK, THK) są budowane na bazie kulek, toczących się po bieżniach o przekroju walcowym, a ich rozmieszczenie na listwie prowadnicy jest różne dla obu producentów (NSK, THK). Podobnie jak w przypadku firmy Schneeberger, poszczególne typy zestawów tocznych różnią się między sobą kształtem i wielkością. Firma NSK umieszcza w swoich katalogach charakterystyki zestawów tocznych, ale tylko w postaci funkcji liniowych, przy założeniu ich jednakowej sztywności we wszystkich kierunkach działania sił reprezentatywnych. Firma THK w dostępnych na rynku katalogach nie zamieszcza informacji o właściwościach sztywnościowych swoich produktów.

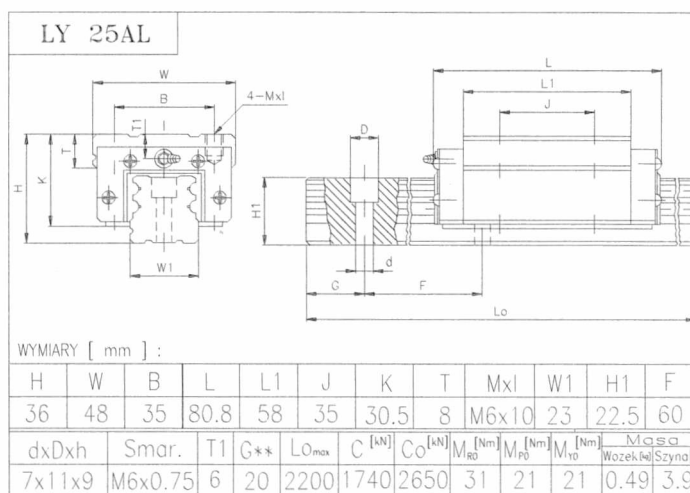
Opracowane oprogramowanie pozwala też na uzupełnianie bazy o produkty innych producentów, inne typy i wielkości zestawów tocznych oraz o ich charakterystyk statycznych. Baza ta, dzięki odpowiedniemu oprogramowaniu, pomaga konstruktorowi we wstępnym doborze zestawów tocznych według założonych kryteriów sztywności i trwałości oraz umożliwia wygenerowanie rysunków wybranych zestawów w formacie *.dwg, charakterystycznym dla systemu AutoCAD (rys. 5.4). Na rysunkach 5.5, 5.6, 5.7 przedstawiono przykładowe zestawy toczne spośród zawartych w graficznej bazie danych i generowanych za pomocą systemu AutoCAD.



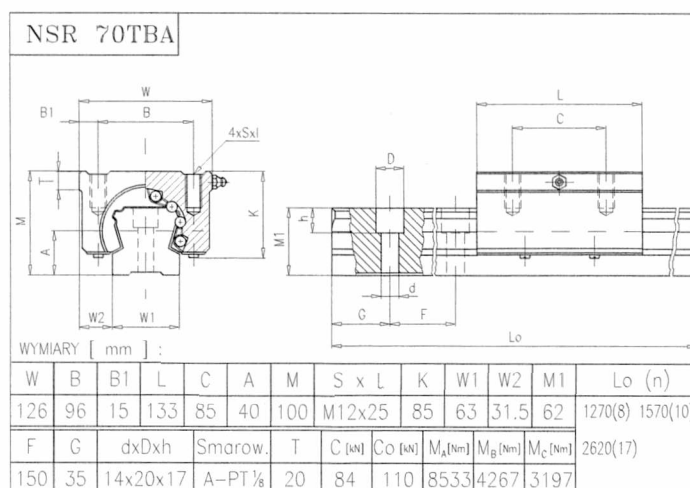
Rys. 5.4. Struktura bazy danych zestawów tocznych



Rys. 5.5. Przykładowy zestaw toczny firmy Schneeberger [45]



Rys. 5.6. Przykładowy zestaw toczny firmy NSK [44]



Rys. 5.7. Przykładowy zestaw toczny firmy THK [46]

Dane o każdym zestawie tocznym, oprócz głównych wymiarów i pełnej prezentacji graficznej, zawierają ich nośność statyczną i dynamiczną, dopuszczalne momenty obciążeń, a także masę zespołu.

5.2. Moduł programowy **PROT**

Niżej przedstawiono kolejne etapy postępowania w procesie projektowania prowadnic tocnych z wykorzystaniem zestawów tocnych produkowanych przez firmy Schneeberger, NSK i THK [44], [45], [46], ilustrując je przykładami kolejnych ekranów opracowanego na podstawie algorytmu systemu [19] do [22] z rysunku 5.2. Proces projektowania prowadnic tocnych można podzielić na dwa etapy, jak to już pokazano na rysunku 5.3:

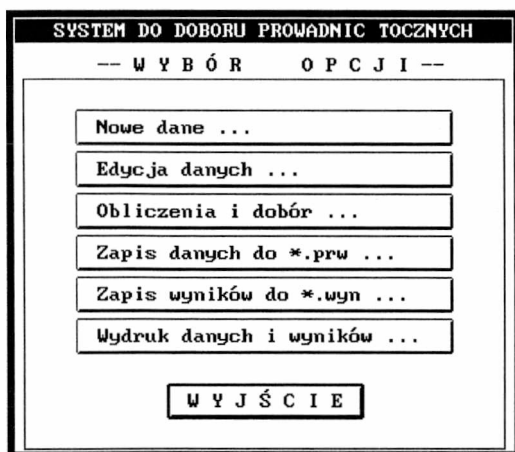
Etap I - kompleksowe zdefiniowanie danych geometrycznych prowadnicy w globalnym układzie obrabiarki oraz wybór z baz danych typowielkości zespołów tocnych spełniających warunek trwałości L_S i L_H - moduł **PROT**.

Etap II - analiza obciążeń i odkształceń wybranych typowielkości zespołów tocnych w przyjętym ogólnym układzie współrzędnych obrabiarki oraz analiza wpływu odkształceń zestawów tocnych na przemieszczenia punktu skrawania „p-n” w przestrzeni roboczej - moduł **ANIMA**.

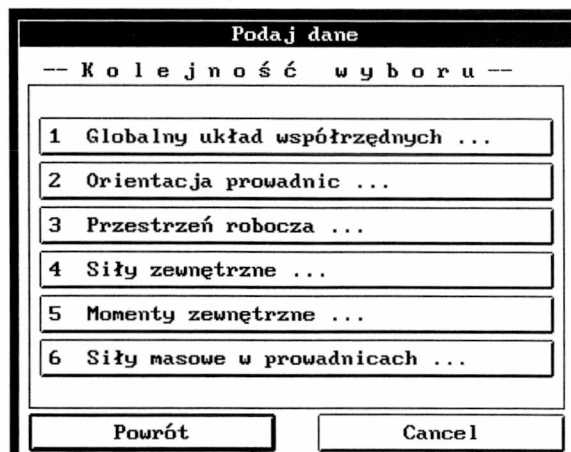
Proces doboru prowadnic tocnych wspomagany modulem programowym **PROT** umożliwia interaktywną budowę oraz analizę własności złożonych układów geometryczno-ruchowych maszyn wytwórczych. Użytkownik winien znać założenia konstrukcyjne i makrogeometrię układu konstrukcyjnego obrabiarki, na podstawie których określone są główne wielkości przesuwnych komponentów zespołów prowadnicowych, takie jak (rys. 4.3 w rozdziale 4):

- długość listew prowadnic, determinującą zakres ruchu poszczególnych par prowadnicowych,
- odległość między listwami prowadnic,
- odległość między zestawami tocnymi w kierunku równoległym do osi listew (oś X w LUW),
- maksymalne wymiary płyty suportu,
- położenie śruby pociągowej i długość jej nakrętki,
- siły i momenty pochodzące od skrawania,
- siły i momenty masowe, itd.

Po zbudowaniu struktury UKO projektowanej obrabiarki i określeniu obciążeń zewnętrznych, generowane są przez system odpowiednie zestawy tocne, a następnie prowadzona jest analiza i ocena ich własności w pełnym układzie konstrukcyjnym pary prowadnicowej. Kryteriami doboru są tu zarówno względy techniczne, takie jak: wymiary, trwałość, sztywność itp., jak i inne, np. dostępność na rynku, cena czy łatwość usług serwisowych. Wymiary i masa przedmiotów obrabianych oraz zakres zadań obróbkowych determinują geometryczno-ruchową strukturę obrabiarki, przestrzenne ułożenie prowadnic, rodzaj prowadnic i ich właściwości. Obciążenia zewnętrzne par kinematycznych, rodzaj nośnika (kulka czy wałeczek) w poszczególnych parach oraz wymagania ruchowe są podstawą wyboru wariantów rozwiązania. Większość z wymienionych wyżej czynności jest wykonywana lub wspomagana przez system **PROT**.



Rys. 5.8. Wybór opcji użytkowej



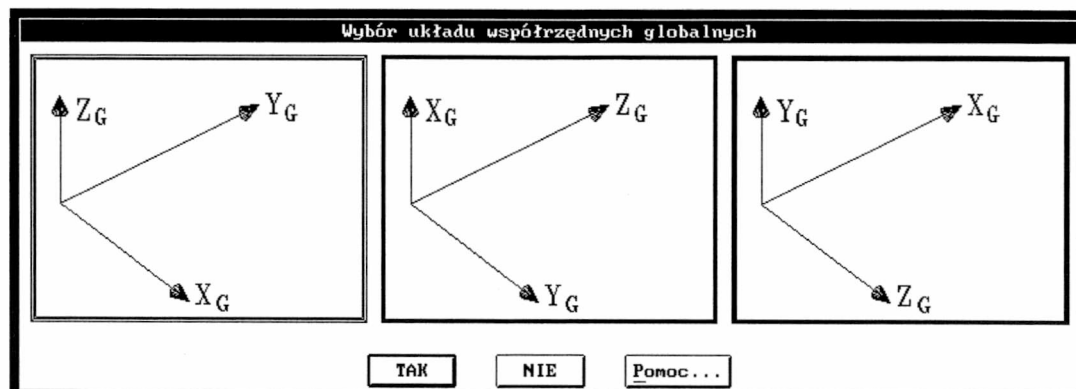
Rys. 5.9. Typy danych wejściowych do systemu PROT

Komunikacja użytkownika z modulem **PROT** opiera się przede wszystkim na edycji (wybór lub wypełnienia pól) kolejno wywoływanych okien dialogowych. Po wejściu do systemu na ekranie graficznym pojawi się pierwsze okno dialogowe (rys. 5.8), z którego należy przejść do definiowania danych wybierając opcję „**Nowe dane ...**” w przypadku podjęcia pracy nad nowym rozwiązaniem konstrukcyjnym lub skorzystać z polecenia „**Edycja danych ...**” w celu edycji wcześniej zapisanej struktury geometryczno-ruchowej układu konstrukcyjnego obrabiarki. Oba te polecenia wyświetlą na ekranie kolejne okno dialogowe (rys. 5.9), służące do zadania orientacji przestrzennej globalnego i lokalnych układów współrzędnych (odpowiednio GUW i LUW), usytuowania w nich zespołów prowadnicowych oraz zadania zewnętrznych sił i momentów działających na układ konstrukcyjny maszyny. Dane podaje się w określonej przez system kolejności.

Proces doboru zestawów tocnych z pomocą systemu **PROT** można zapisać w postaci sekwencji faz:

♦ FAZA 1

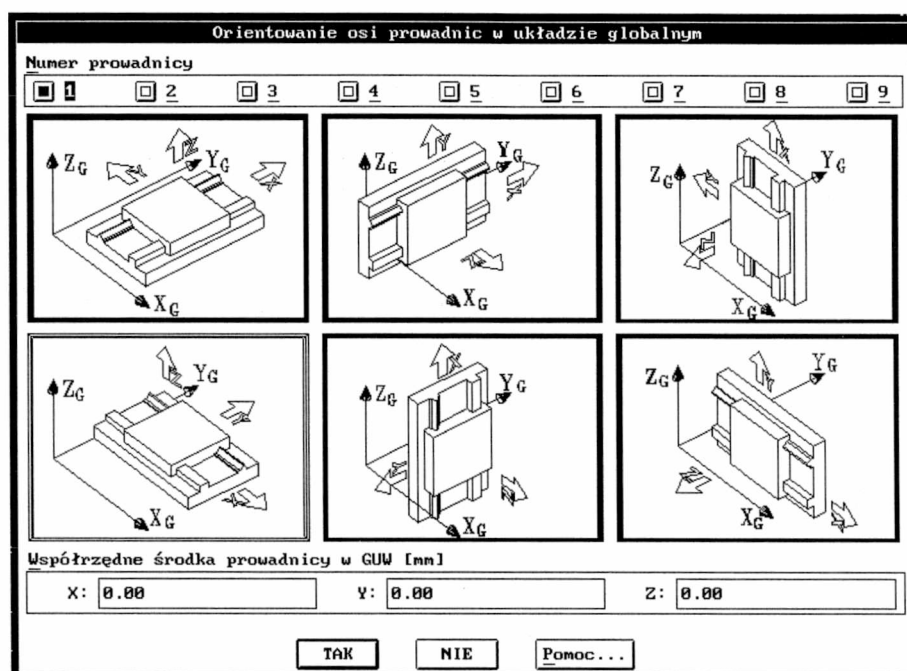
Orientowanie osi GUW w układzie konstrukcyjnym obrabiarki zgodnie z normą ISO (rys. 5.10) będące podstawą do określania kierunków ruchów roboczych zespołów obrabiarek.



Rys. 5.10. Orientacja globalnego układu współrzędnych

♦ FAZA 2

Określenie położenia poszczególnych par prowadnic w wybranym układzie (rys. 5.11). Środki tych par są środkami lokalnych układów współrzędnych (LUW). Wyznaczanie obciążeń zestawów tocnych oraz obliczanie zachodzących w nich odkształceń jest dokonywane w lokalnych układach prowadnic, zgodnie z zasadami podawanymi przez producentów i uwzględnionymi w algorytmach (patrz podrozdział 4.1). Obliczenia są wykonywane dla każdej pary prowadnicowej, a dane potrzebne do tych obliczeń, jeżeli były już określone w układzie globalnym, są transformowane do każdego układu lokalnego (procedury te omówiono wcześniej).



Rys. 5.11. Orientacja lokalnych układów współrzędnych LUW w globalnym układzie GUW

W zależności od zwrotów i kierunków realizowanych ruchów danej prowadnicy w układzie konstrukcyjnym obrabiarki UKO dokonuje się wyboru, z sześciu możliwych kombinacji, orientacji par prowadnicowych odpowiadających konstruktorowi. Kierunek ruchu jest zdeterminowany osią X układu lokalnego, a kierunki pozostałych osi są określane zgodnie ze wspomnianą normą ISO.

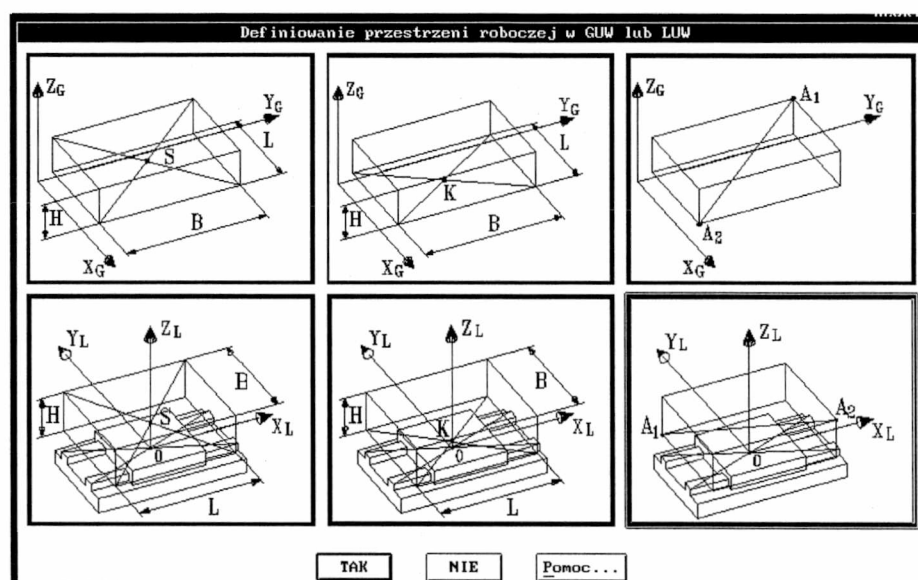
♦ FAZA 3

Definiowanie, na podstawie zadanego spektrum przedmiotów obrabianych, wymiarów przestrzeni roboczej i jej położenia w stosunku do stołu roboczego obrabiarki lub jej uchwytu przedmiotu (rys. 5.12). Program umożliwia określenie wymiarów i położenia przestrzeni roboczej w układzie globalnym lub w dowolnym układzie lokalnym. Definiowanie to polega na wybraniu jednej z trzech możliwych opcji zadawania danych dotyczących przestrzeni roboczej:

- ♦ szerokość B, długość L i wysokość H przestrzeni roboczej oraz współrzędne jej geometrycznego środka S_X , S_Y , S_Z ;

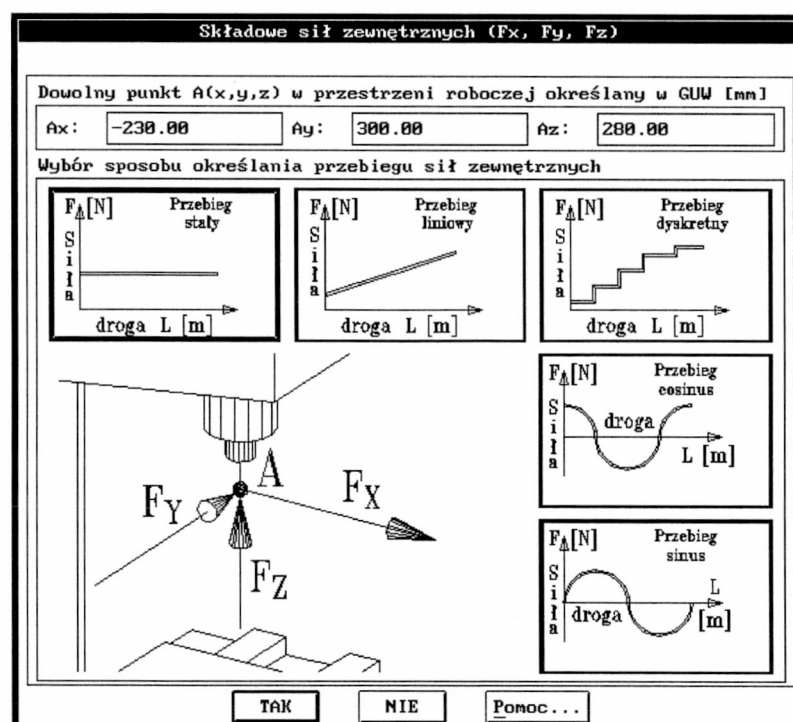
- ♦ szerokość B , długość L i wysokość H oraz współrzędne środka dolnej powierzchni przestrzeni roboczej K_X, K_Y, K_Z ;
- ♦ współrzędne dwóch punktów dowolnej przekątnej przestrzeni roboczej, np. A_{1X}, A_{1Y}, A_{1Z} oraz A_{7X}, A_{7Y}, A_{7Z} .

Po zadaniu tych danych program wyznacza współrzędne wszystkich punktów opisujących przestrzeń ($A_1, A_2, \dots, A_8$) i dokonuje ich transformacji do układu globalnego.



Rys. 5.12. Definiowanie przestrzeni roboczej

♦ FAZA 4



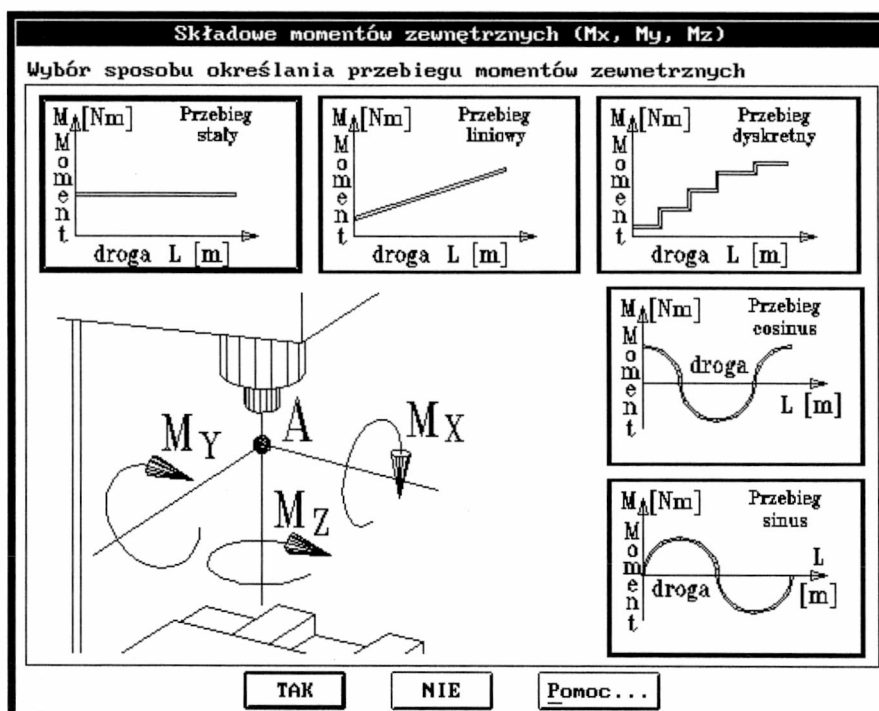
Rys. 5.13. Określenie obciążeń zewnętrznych działających w przestrzeni obróbkowej obrabiarki

Określenie wartości obciążeń zewnętrznych (rys. 5.13). W wierzchołkach prostopadłościanu $A_1, A_2, \dots, A_8$ lub w dowolnym punkcie przestrzeni roboczej można zadać składowe obciążenia zewnętrzne obrabiarki, wyznaczone na podstawie określonych wcześniej czynnych sił skrawania.

♦ FAZA 5

Określenie momentów pochodzących od skrawania (rys. 5.14). W dowolnym punkcie przestrzeni roboczej, oprócz sił występują również momenty pochodzące od skrawania. Wartości obu tych rodzajów obciążeń mogą się zmieniać w czasie wykonywania ruchów posuwowych po prowadnicy. Użytkownik systemu ma możliwość podania układów tych sił i momentów według przebiegów podanych na rys. 5.14. Można wyróżnić reprezentatywne przebiegi sił i momentów skrawania:

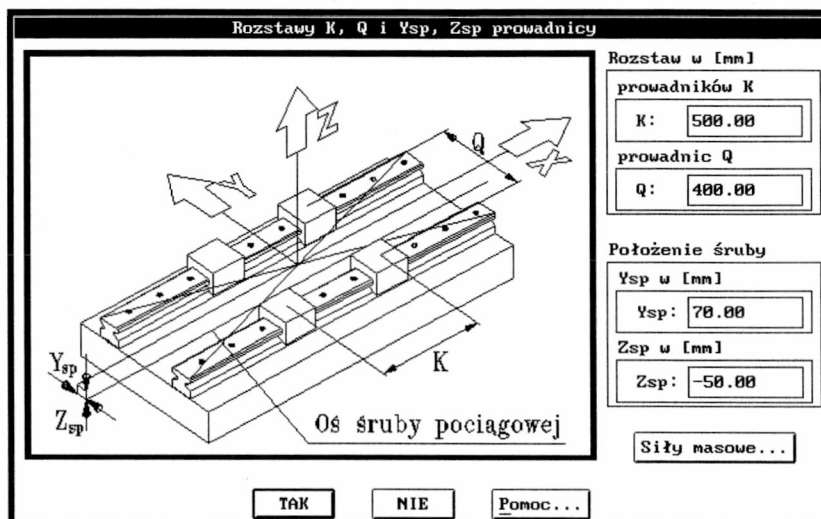
- ♦ przebieg stały - określany przez F_X, F_Y, F_Z lub M_X, M_Y, M_Z ;
- ♦ przebieg liniowy sił - określany przez $F_{Xmax}, F_{Xmin}, F_{Ymax}, F_{Ymin}, F_{Zmax}, F_{Zmin}$, i momenty $M_{Xmax}, M_{Xmin}, M_{Ymax}, M_{Ymin}, M_{Zmax}, M_{Zmin}$;
- ♦ przebieg skokowy sił - określany przez F_{X1}, F_{Y1}, F_{Z1} , działające na prowadnicę w czasie ruchu na drodze $L_1, F_{X2}, F_{Y2}, F_{Z2}$ na drodze $L_2, \dots$ aż do F_{Xi}, F_{Yi}, F_{Zi} na drodze L_i oraz momenty M_{X1}, M_{Y1}, M_{Z1} , działające w czasie ruchu na drodze $L_1, M_{X2}, M_{Y2}, M_{Z2}$ na drodze $L_2, \dots$ aż do M_{Xi}, M_{Yi}, M_{Zi} na drodze L_i ;
- ♦ przebieg kosinusoidalny sił i momentów - określany przez F_X, F_Y, F_Z , lub M_X, M_Y, M_Z ;
- ♦ przebieg sinusoidalny sił i momentów - określany przez F_X, F_Y, F_Z , lub M_X, M_Y, M_Z .



Rys. 5.14. Określenie momentów sił zewnętrznych

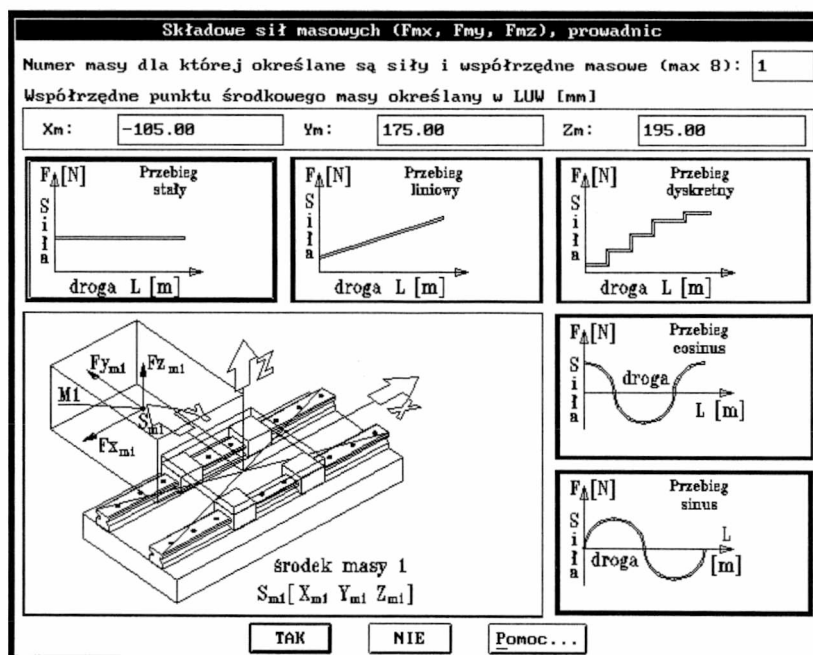
♦ FAZA 6

Określenie pozostałych danych dotyczących każdej pary prowadnicowej (rys. 5.15 i 5.16). Podanie wielkości Q dotyczącej rozstawu listew prowadnicy, wartości K określającej rozstaw zestawów tocznych wzdłuż osi X oraz zdefiniowanie położenia osi śruby pociągowej w układzie lokalnym prowadnicy umożliwia - przedstawione na rys. 5.15 - kolejne okno dialogowe interaktywnego zadawania danych.



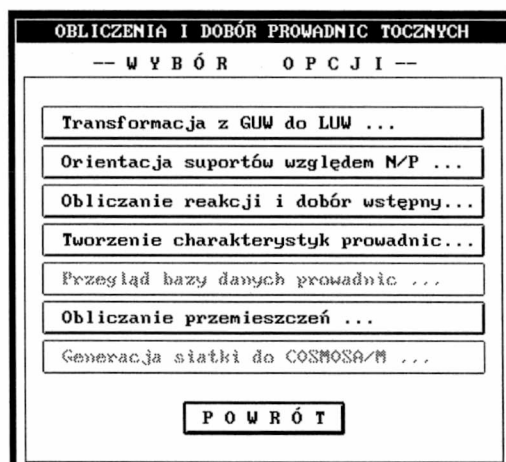
Rys. 5.15. Określenie rozstawu listew prowadnic Q , rozstawu zestawów tocznych K oraz współrzędnych położenia śruby pociągowej

Na prowadnicę, oprócz sił skrawania, mogą działać siły masowe pochodzące od mas przedmiotów obrabianych leżących na suporcie, które podaje się w układzie lokalnym prowadnicy (okno dialogowe pokazane na rysunku 5.16). Siły te są przykładane w punkcie o współrzędnych masowych X_{mi} , Y_{mi} , Z_{mi} , a ich charakter określa się przez wybór jednej z pięciu ikon obrazujących rodzaj przebiegu.

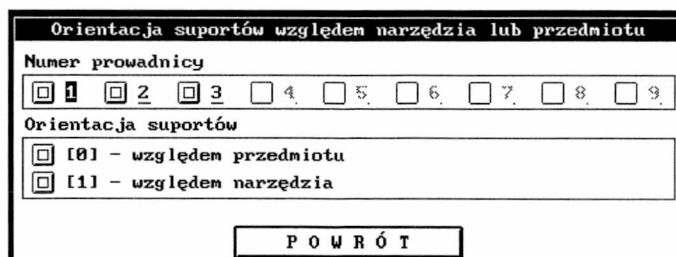


Rys. 5.16. Określenie wartości i przebiegów sił masowych

Po określeniu wszystkich danych należy powrócić do okna dialogowego „**Wybór opcji**” (rys. 5.8), gdzie można zapisać wcześniej podaną strukturę kinematyczno-ruchową do pliku *.prw. Plik *.prw jest zbiorem danych tekstowych, w którym są zdefiniowane wszystkie obciążenia zewnętrzne, obciążenia masowe oraz dane wymiarowe całego układu konstrukcyjnego obrabiarki. Dane te, zawarte w odpowiedniej tabeli, można wydrukować aktywując funkcję „**Wydruk danych i wyników ...**”. Kolejnym etapem obsługi programu są obliczenia sił i odkształceń oraz dobór zestawów tocznych. Przed obliczeniami należy jednak dokonać transformacji do LUW podawanych w układzie globalnym współrzędnych GUW zadanych punktów przestrzeni roboczej i punktu przyłożenia obciążeń pochodzących od skrawania. Schematyczny sposób dokonywania transformacji przedstawiono wyżej, a jej wykonanie umożliwia funkcja „**Transformacja z GUW do LUW ...**” w oknie dialogowym pokazanym na rysunku 5.17. Aktywację funkcji „**Transformacja z GUW do LUW ...**” wykonuje się raz dla wszystkich projektowanych w układzie konstrukcyjnym par prowadnicowych. Jeżeli zespół prowadnicowy jest związany z suportem narzędziowym, to po transformacji z GUW do LUW sił skrawania należy zmienić ich zwroty (działają jako reakcje od obrabianego przedmiotu). Umożliwia to pomocnicze okno pokazane na rysunku 5.18.



Rys. 5.17. Maska modułu do obliczania przemieszczeń i wstępnego doboru zestawów tocznych



Rys. 5.18. Względna orientacja zespołów narzędzia lub przedmiotu

W systemie **PROT** wstępny dobór zestawów tocznych spośród wszystkich dostępnych w bazie danych odbywa się za pomocą programu DOBOR.EXE. Kryteriami racjonalnego doboru zestawów

tocznych mogą być: cena, dostępność, trwałość, dokładność, odmiana konstrukcyjna, orientacyjne odkształcenia, czy wartość napięcia wstępnego. Przed uruchomieniem tego programu należy, przez edycję kolejnego okna dialogowego (rys. 5.19), określić żadaną trwałość przewodnicy i założony przebieg obciążeń.

Obliczanie reakcji i dobór wstępny

Numer przewodnicy
☒ 1 ☐ 2 ☐ 3 ☐ 4 ☐ 5 ☐ 6 ☐ 7 ☐ 8 ☐ 9

Żadana trwałość przewodnicy w [Km] L : 10000.00

Warunki pracy
☒ [0] - Równomierne obciążenie, spokojny ruch
☐ [1] - Lekkie drgania i udary, średnie prędkości
☐ [2] - Silne drgania i udary, wysokie prędkości

Współczynnik A1 w przypadku przewodnic Schneeberger'a
☐ 1.0 ☐ 0.62 ☐ 0.53 ☐ 0.44 ☐ 0.33 ☐ 0.21

Współrzędne punktu przyłożenia sił zewnętrznych w LUW [mm]
☒ [0] - Punkty narożne przestrzeni roboczej
☐ [1] - Punkt dodatkowy

X: -230.00 Y: 300.00 Z: 280.00

OBLICZANIE I DOBÓR AKTUALNIE PODŚWIETLANEJ PROWADNICY

POWRÓT

Rys. 5.19. Maska do określania trwałości i warunków pracy przewodnicy

Oprócz podania numeru identyfikującego aktualnie analizowaną przewodnicę, jej żadaną trwałość oraz warunki pracy należy też podać współrzędne punktów przyłożenia sił zewnętrznych. W przypadku wybrania opcji „Punkty narożne przestrzeni roboczej” program będzie obliczał reakcje w przewodnicach dla każdego z punktów narożnych, przykładając za każdym razem zadane zewnętrzne siły i momenty do kolejnych narożnych punktów przestrzeni roboczej. W czasie dalszej analizy program będzie dokonywał obliczeń reakcji w zestawach powstałych od obciążeń przyłożonych w punktach $A_1 \dots A_8$. Opcja „Punkt dodatkowy” umożliwia podanie zbioru dowolnych współrzędnych punktów w przestrzeni roboczej, w których zostaną przyłożone siły i momenty zewnętrzne (np. na konturze lub powierzchniach przedmiotu). Jest to uzasadnione w takich szczególnych przypadkach, jak obróbka elementów małych lub o nieproporcjonalnych kształtach.

Po zakończonych obliczeniach wywołuje się kolejne okno dialogowe, w którym podane są wartości reakcji w przewodnicach (rys. 5.20). Dla zespołu przewodnicy składającego się z czterech zestawów wyznacza się reakcje na kierunkach prostopadłych do osi listew, zgodnie z zasadami statyki, biorąc pod uwagę średnie obciążenia zewnętrzne F_S i M_S oraz siły masowe wynikające z przyspieszeń mas: $F_{Y_i}, F_{Z_i} = f(F_S, M_S, F_M)$.

Wartość wypadkowych reakcji w każdym zestawie tocznym znajduje się z warunków podanych zależnościami 4.2 w podrozdziale 4.1.

Reakcje i zestaw dobranych prowadnic

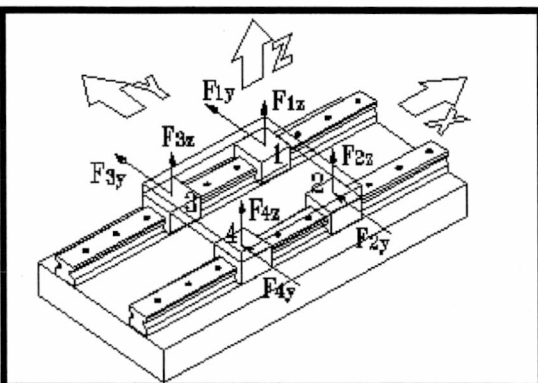
Numer aktualnie obliczonej prowadnicy :

Żądana trwałość prowadnicy w [Kml] L :

Współrzędne punktu przyłożenia sił zewnętrznych w LUW

X: Y: Z:

Reakcje w poszczególnych prowadnikach w LUW



Fy1: Fz1:

Fy2: Fz2:

Fy3: Fz3:

Fy4: Fz4:

Zestaw wstępnie dobranych prowadnic

Producent	Typ	Lkm	C/P	FekwN
SCHNEEBERGER	MRA25	55547	11.97	4160
SCHNEEBERGER	MRB25	90509	13.86	5072
SCHNEEBERGER	MRC25	55547	11.97	4160
SCHNEEBERGER	MRD25	90509	13.86	5072

Rys. 5.20. Wartości reakcji i lista wstępnie dobranych zestawów tocnych firmy Schneeberger [45]

Efektom działania programu DOBOR.EXE jest lista zestawów tocnych spełniających założone parametry trwałości i współczynnika obciążenia statycznego, przy uwzględnieniu zadanej makrogeometrii, obciążeń i warunków pracy. Z listy tej konstruktor dokonuje, na podstawie kryteriów niekoniecznie technicznych, wyboru prowadników do dalszej dokładnej analizy. Obliczenia reakcji i doboru zestawów tocnych są prowadzone według tych samych reguł dla wszystkich typów i rodzajów prowadników. Dane potrzebne do dalszych obliczeń, już po znalezieniu reakcji, są związane z konkretnym badanym zespołem tocym. Dlatego też program do doboru wstępnego, po znalezieniu reakcji w zestawach tocnych, przeprowadza dalsze obliczenia dla kolejnych zestawów z bazy danych, wybierając te, które spełniają założone kryteria trwałości. Przykładowe dane, wraz z wyznaczonymi reakcjami w zestawach tocnych wskutek działania sił w punktach narożnych przestrzeni roboczej, przedstawia tabela 5.2.

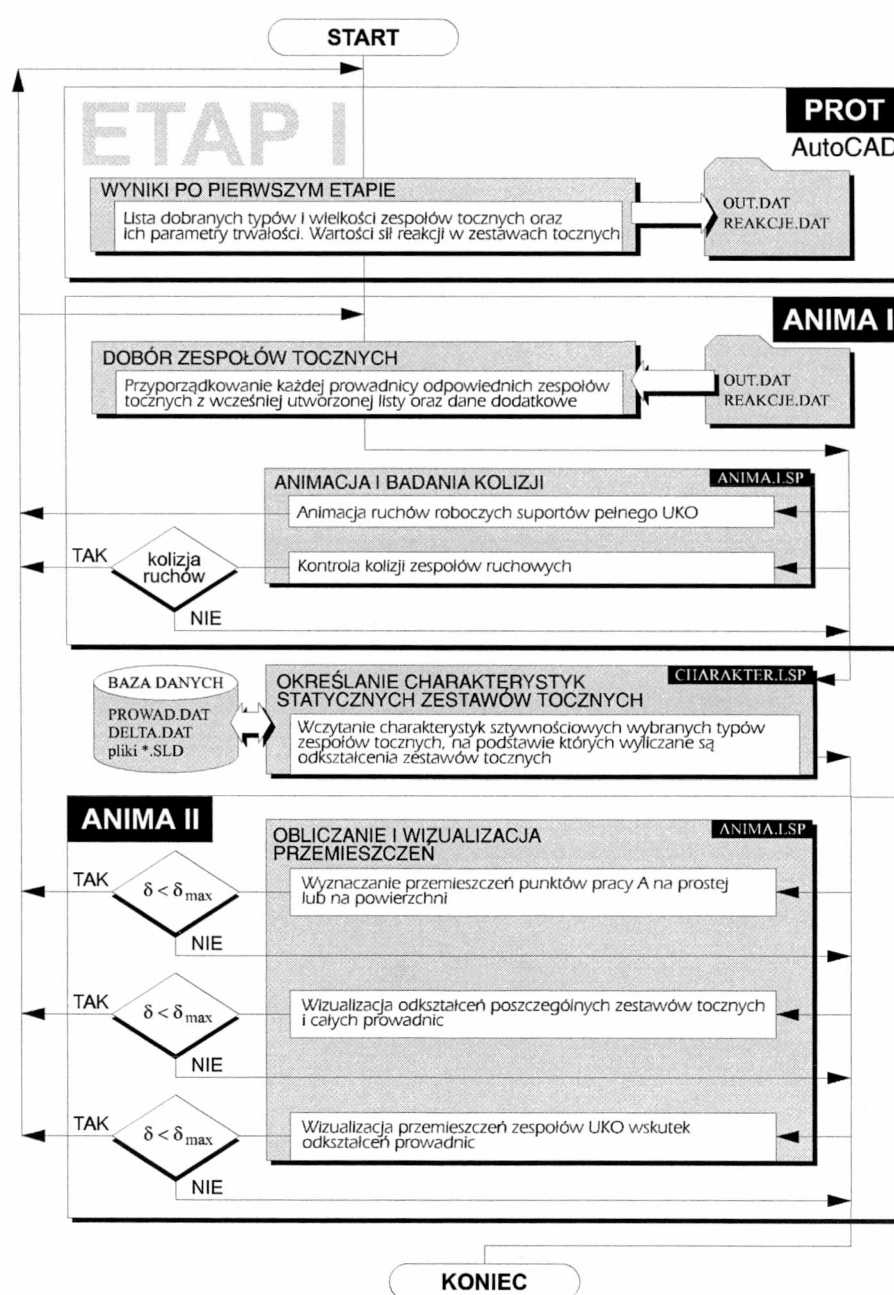
Tabela 5.2. Zestawienie danych i wartości reakcji w zestawach przykładowej prowadnicy tocznej

		Kierunek						
		X	Y	Z				
Siły skrawania	[N]	$F_X = -3000$	$F_Y = -700$	$F_Z = -500$				
Momenty skrawania	[Nmm]	$M_X = -10000$	$M_Y = 0$	$M_Z = 0$				
Współ. środka LUW	[mm]	$X_{p1} = 0$	$Y_{p1} = 0$	$Z_{p1} = 0$				
Przesunięcie osi LUW od osi śruby	[mm]	---	$Y_{sp} = 70$	$Z_{sp} = -50$				
Rozstaw prowadników K i prowadnic Q	[mm]	$K = 500$	$Q = 400$	---				
Nr siły	Siły masowe [N]			Współrzędne punktów sił masowych [mm]				
	Kierunek			Kierunek				
	X	Y	Z	X	Y	Z		
1	1200.0	0.0	-1962.0	-105.0	175.0	195.0		
2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0		
3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0		
4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0		
X _{A₈} , Y _{A₈} , Z _{A₈} - Współrzędne punktów narożnych strefy obróbki (A ₁ , ..., A ₈) w układzie GUW								
X _{A₁} , Y _{A₁} , Z _{A₁} - Współrzędne punktów narożnych strefy obróbki (A ₁ , ..., A ₈) w układzie LUW								
Zestawienie sił na kierunkach Y, Z w LUW w czterech zestawach								
	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅	A ₆	A ₇	A ₈
X _{A₈}	-230	-230	0	0	-230	-230	0	0
Y _{A₈}	0	300	300	0	0	300	300	0
Z _{A₈}	280	280	280	280	0	0	0	0
X _{A₁}	-230	-230	0	0	-230	-230	0	0
Y _{A₁}	0	300	300	0	0	300	300	0
Z _{A₁}	280	280	280	280	0	0	0	0
F _{1Y}	-350	550	389	-511	-350	550	389	-511
F _{2Y}	-350	550	389	-511	-350	550	389	-511
F _{3Y}	0	-900	-739	161	0	-900	-739	161
F _{4Y}	0	-900	-739	161	0	-900	-739	161
F _{1Z}	204	17	-97	89	-880	-1067	-1182	-995
F _{2Z}	598	786	670	483	3	190	75	-111
F _{3Z}	-1829	-2016	-1901	-1714	-1234	-1421	-1306	-1119
F _{4Z}	-1435	-1248	-1133	-1320	-350	-163	-48.3	-235
MAX	-1829	-2016	-1901	-1714	-1234	-1421	-1306	-1119
Maksymalna siła występuje w zestawie nr 3 przy obciążeniu w punkcie A ₂ i wynosi -2016.7								

Na podstawie reakcji wyznaczane są odkształcenia zachodzące w zestawach tocznych. Każdy typ zespołu tocznego może mieć różne napięcie wstępne, co znacząco wpływa na jego charakterystykę statyczną. Do dalszej analizy konstruktor wybiera, według przyjętych kryteriów, typ i wielkość zestawów tocznych z listy spełniającej wcześniej postawione kryteria trwałości i warunków pracy. Tak dobrane wstępnie zestawy toczne do poszczególnych prowadnic będą następnie sprawdzane według kryterium sztywności. Wymaga to wyznaczenia odkształceń w zestawach tocznych oraz spowodowanych tymi odkształceniami przemieszczeń „p-n” w zadanych punktach przestrzeni roboczej obrabiarki. Funkcje te, wzbogacone graficzną interpretacją wyników obliczeń i ich wizualizacją, spełnia moduł **ANIMA**, który opisano w następnym rozdziale.

5.3. Moduł ANIMA do obliczania, wizualizacji przemieszczeń oraz animacji i badania kolizji zespołów maszyn wytwórczych

Na podstawie charakterystyk statycznych zamieszczonych w katalogach firmowych określić można jedynie odkształcenie pojedynczego zestawu tocznego w kierunku działania siły, co następnie należy przetransformować w przestrzeni roboczej obrabiarki, by wyznaczyć przemieszczenie „p-n”. Aby dokładnie określić przemieszczenia w wybranym punkcie przestrzeni roboczej, opracowano dodatkowy moduł ANIMA (rys. 5.21), którego zadaniem jest obliczanie i wizualizacja przemieszczeń „p-n” zdefiniowanych w przestrzeni roboczej punktów (leżących zazwyczaj na powierzchni reprezentatywnej grupy przedmiotów obrabianych [18]).



Rys. 5.21. Schemat blokowy modułu ANIMA

Moduł ten może spełniać w procesie projektowym dwie funkcje:

1. **ANIMA I** jako narzędzie do animacji i badania kolizji.
2. **ANIMA II** jako narzędzie do obliczania i wizualizacji przemieszczeń.

Obie te funkcje mogą wykorzystywać te same procedury programowe i są funkcjonalnie i strukturalnie zintegrowane z modułem **PROT** i systemem AutoCAD. Użytkownik systemu ma możliwość przeprowadzenia analizy szczegółowej zaprojektowanej struktury UKO poprzez:

- animację ruchów roboczych suportów (animacja w skali makro),
- kontrolę kolizji zespołów ruchowych UKO w głównym układzie współrzędnych,
- wyznaczanie przemieszczeń „p-n” w zadanych punktach przestrzeni roboczej UKO,
- wizualizację odkształceń poszczególnych zestawów tocznych i całych prowadnic,
- wizualizację przemieszczeń ruchowych zespołów UKO wskutek odkształceń prowadnic (animacja w skali mikro).

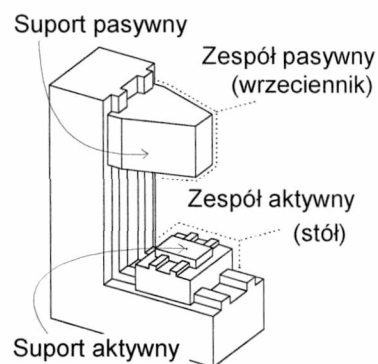
5.3.1. Animacja i wizualizacja funkcjonalnych ruchów zespołów roboczych (ANIMA I)

Obsługa modułu programowego **ANIMA** wspomaga czynności projektanta w zakresie wprowadzania danych dostosowania konstrukcji obrabiarki do określonych zadań technologicznych. Użytkownik programu powinien zatem znać założony asortyment produkowanych przedmiotów, ich kształt i wymiary, technologię wykonania, narzędzia i oprzyrządowanie itp. Moduł **ANIMA** jest ściśle związany z systemem **PROT**, z którego pobiera automatycznie część niezbędnych dla tego modułu danych. Pozostałe dane wpisywane są przez użytkownika do pliku wejściowego w postaci tekstowej. Dane te decydują również o rodzaju przeprowadzanej analizy szczegółowej, która jest związana z funkcjami modułu. Wykonywanie kolejnych analiz szczegółowych zależy od ustawień w pliku wejściowym modułu **ANIMA**, jednak część danych wejściowych dotyczy ustawień ogólnych. Należą do nich:

♦ Struktura układów wykonawczych

Projektując obrabiarkę do realizacji danego zadania technologicznego, należy wyposażyć ją w odpowiednią liczbę układów prowadnicowych, dających możliwość realizacji określonego zestawu ruchów roboczych. Poszczególne układy prowadnicowe zgrupowane są w zespoły wykonawcze, które mogą być sterowane niezależnie (rys 5.22).

Podczas obróbki obciążone są najczęściej dwa zespoły wykonawcze: zespół narzędziowy i przedmiotowy. Jeśli zespół 1 obciążony jest siłą F , to zespół 2 będzie obciążony siłą $-F$. Konstrukcja obrabiarki i przyjęta technologia określa, który z zespołów jest przedmiotowym, a który narzędziowym. Dla potrzeb analizy zespół



Rys. 5.22. Zespoły wykonawcze

obciążony siłą F będzie nazywany zespołem aktywnym, w odróżnieniu od zespołu pasywnego obciążonego siłą $-F$.

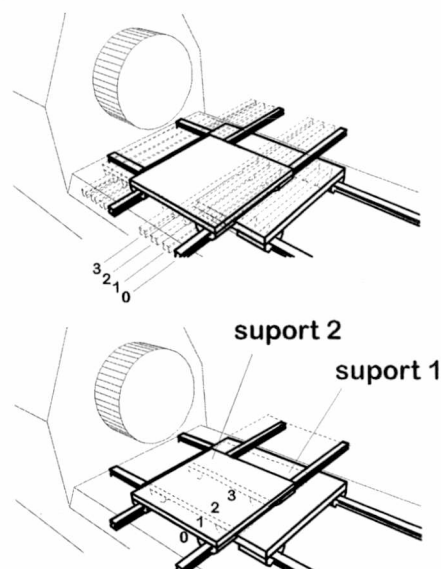
♦ Geometria

Do podstawowych danych geometrycznych należą współrzędne położenia i orientacja lokalnych układów współrzędnych oraz wielkości geometryczne zespołów UKO. Program **PROT** (patrz rozdział 5.2) zapisuje w pliku komunikacyjnym podstawowe niezbędne do obliczeń dane o geometrii, tj. orientację głównego układu współrzędnych GUW, położenie i orientację prowadnic, dane przestrzeni roboczej oraz geometrię poszczególnych par prowadnicowych. Wstępny dobór realizowany jest przez program **PROT**, a wynikiem jest lista (OUT.DAT) zestawów tocznych spełniających kryterium trwałości. Konstruktor musi dobrać z tej listy zestawy toczne do poszczególnych par prowadnicowych, podać długości listew, zdefiniować makrogeometrię korpusów UKO, np. grubość płyty suportu i podać wartość napięcia wstępnego dobranych zestawów tocznych. Wartość tego napięcia wstępnego jest potrzebna do obliczenia, z charakterystyk statycznych tych zestawów, wartości ich odkształceń pod wpływem działania sił reakcji. Dane te i odpowiednie parametry są przekazywane z modułu **PROT** do modułu **ANIMA** (patrz rys. 5.21).

♦ Animacja ruchów roboczych suportów (animacja w skali makro)

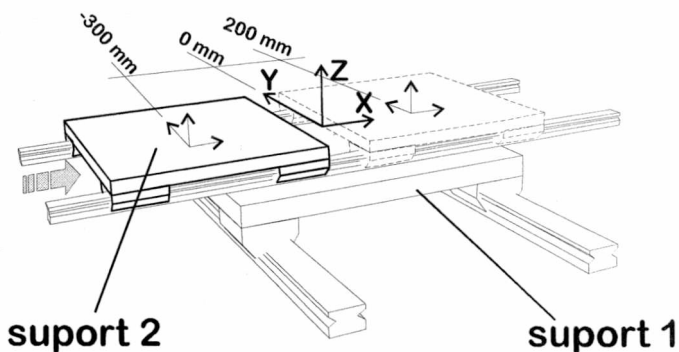
Każda operacja technologiczna wymaga realizacji określonych ruchów lub ustalenia położenia zespołów roboczych. Niektóre z tych zespołów mogą być nieruchome, inne zmieniać swoją pozycję skokowo, a jeszcze inne poruszać się ruchem ciągłym. Mogą wystąpić przypadki, że proces obróbki składa się z ruchów kilku zespołów. Ta złożoność kinematyki obrabiarek została sformalizowana, co ma swoje odbicie w sposobie zapisu ruchów roboczych poszczególnych suportów. Problem ten został rozwiązany następująco: wszystkim suportom przypisuje się tzw. poziom priorytetu tj. jedną z trzech możliwości:

- zespół unieruchomiony;
- zespół przemieszcza się do następnego położenia, gdy suport o priorytecie wyższym osiągnie pozycję końcową;
- zespół przechodzi od pozycji początkowej, poprzez położenia pośrednie do pozycji końcowej i powtarza ruch od początku; gdy dwa zespoły mają ten priorytet, to mamy do czynienia z ruchem złożonym. Zgodnie z rys 5.23 mamy tylko jeden zespół składający się z dwóch suportów.



Rys. 5.23. Pozycje pośrednie suportów występujące podczas toczenia wzdłużnego

Położenie początkowe i końcowe suportu określa się w jego układzie lokalnym. O ile położenie układu LUW może się zmieniać względem GUW, to w czasie ruchu zmienia się tylko współrzędna X suportu w układzie LUW i to ona jest wielkością określającą położenie suportu w tym układzie (rys 5.24). Wartości



Rys. 5.24. Położenia początkowe i końcowe suportu

dowolne, użytkownik decyduje czy ruch odbywa się zgodnie ze zwrotem osi X LUW czy przeciwnie. Liczby te mogą być sobie równe, będzie to znaczyło, że suport mimo wysokiego priorytetu jest nieruchomy, nie powoduje to powstania błędu, lecz może doprowadzić do takiej sytuacji, że wynikowy wektor przemieszczenia będzie wyznaczany w jednym punkcie.

♦ Kontrola kolizji

Analiza przenikania geometrii elementów prowadzona jest jednocześnie z generacją obiektów do animacji, dlatego też kontroli kolizji podlegają tylko te obiekty, które będą wyświetlane podczas animacji i dla których kolizja kinematycznie jest możliwa. Zmienna w pliku wejściowym steruje aktywnością procedury analizy kolizji, natomiast odpowiednie podstawienie umożliwia uwzględnienie odpowiednio obiektów jak na rysunku 5.25:



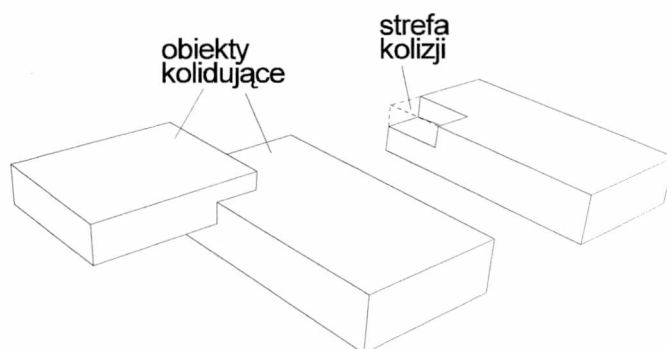
Rys. 5.25. Sposób przedstawienia obiektów do testowania kolizji

kolizja 0 aktywację procedury;

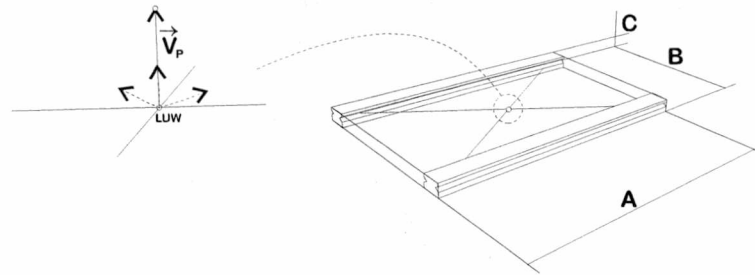
kolizja 1 aktywację procedury oraz przedstawienie obiektów niekolidujących wraz z obrysem przestrzeni obliczeniowych;

kolizja 2 aktywację procedury oraz przedstawienie obiektów niekolidujących wraz z obrysem przestrzeni obliczeniowych, lecz przestrzenie obliczeniowe przedstawiane są jako bryły.

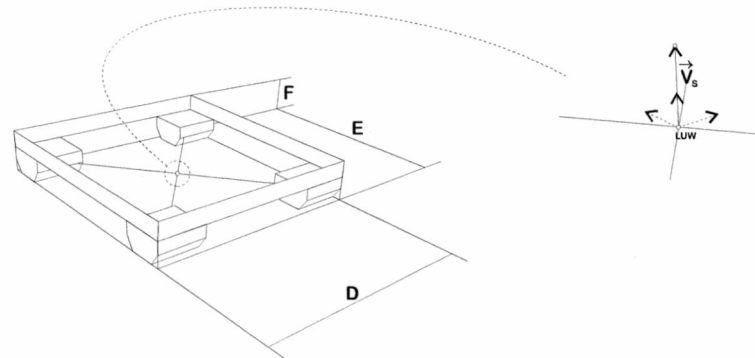
Kolizja między obiektami zachodzi, gdy ich geometryczne modele przenikają się, tj. ich iloczyn logiczny istnieje i nie jest obiektem pustym (rys. 5.26). Prowadnice i suport, dla uproszczenia analizy, zastąpione zostały prostopadłościanami o odpowiednich gabarytach. Informacje te są przechowywane przez odpowiednie zmienne pokazane na kolejnych rysunkach 5.27 i 5.28.



Rys. 5.26. Prymitywy geometryczne wykorzystywane do testowania kolizji



Rys. 5.27. Zapis geometrii i wymiarów prowadnic w kontroli kolizji

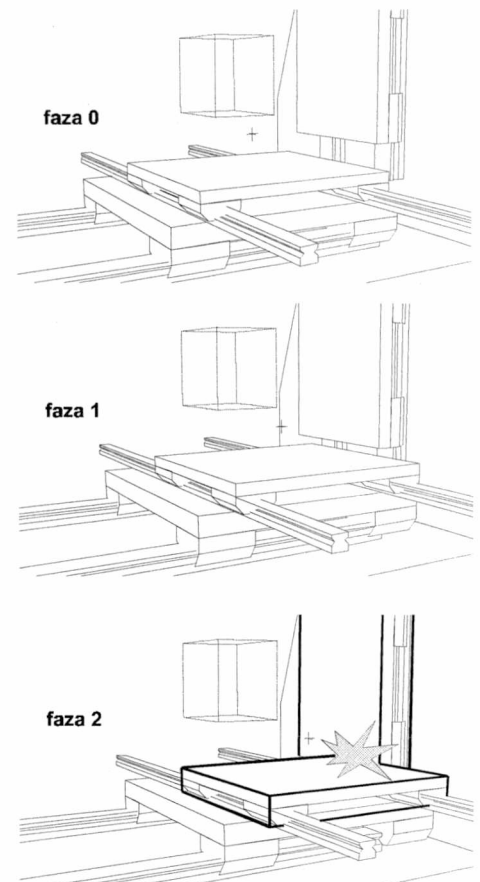


Rys. 5.28. Zapis geometrii i wymiarów płyty suportu w kontroli kolizji

Gdy zmienne te nie zawierają żadnej informacji, program samoczynnie przypisuje im odpowiednie wartości dokładnie stosowane do wymiarów odpowiednich prowadnic lub suportów. Analizowana jest także geometria i wymiary przestrzeni roboczej oraz wpisane w modelu korpus obrabiarki (bez uproszczeń). Testowanie to polega na sprawdzeniu przenikania się obiektów systemem każdy z każdym podczas ruchów. Wyniki analizy zapisywane są w liście, której elementami są segmenty:

- (0 0) - korpus
- (0 1) - przestrzeń robocza
- (n 0) - prowadnice o numerze n
- (n 1) - suport o numerze n

Wystąpienie zbioru takich segmentów sygnalizuje wystąpienie kolizji między obiektami przez nie reprezentowanymi. Np. (...((1 0)) ((11)(3 1))((2 0)) ((2 1)) ((3 0)) ((3 1)(1 1))) jest zapisem kolizji suportu 1 z suportem 3 w ostatniej (faza 2) fazie animacji (rys. 5.29). Wystąpienie kolizji wizualnie sygnalizowane jest pojawieniem się pomarańczowego obrysu wokół obiektów kolidujących.

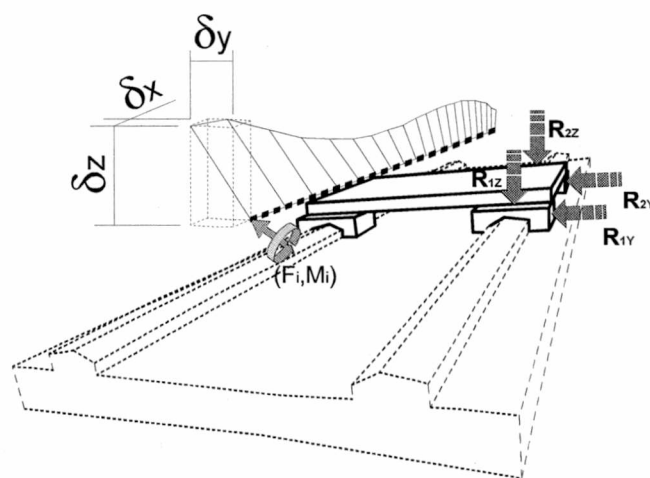


Rys. 5.29. Klatki animacji prezentującej wystąpienie kolizji suportów

Podobnie jest sygnalizowana kolizja z punktem obróbki. Dodatkowo sygnalizowane jest kolorem zielonym wystąpienie kolizji z każdym dowolnym obiektem, znajdującym się w modelu geometrycznym.

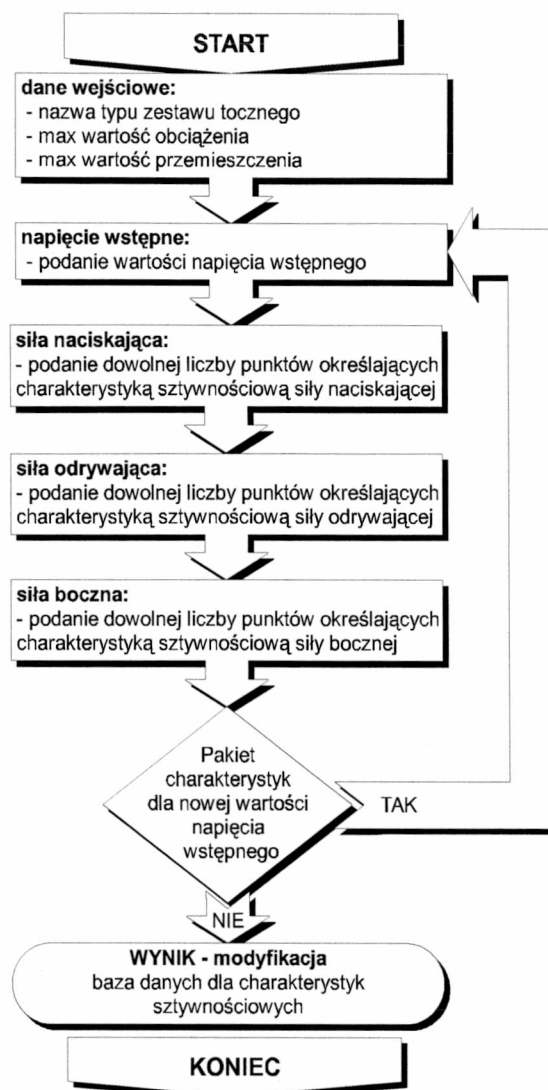
5.3.2. Tworzenie charakterystyk statycznych zestawów tocznych

Najbardziej istotnymi danymi, z użytkowego punktu widzenia, służącymi do analizy własności projektowanej obrabiarki z pomocą modułu **ANIMA**, są charakterystyki statyczne zestawów tocznych zamieszczone w odpowiedniej bazie danych. Na ich podstawie wyznaczane są odkształcenia poszczególnych zestawów tocznych analizowanej prowadnicy, które po zsumowaniu i transformacji wpływają na przemieszczenia punktu pracy (rys. 5.30).

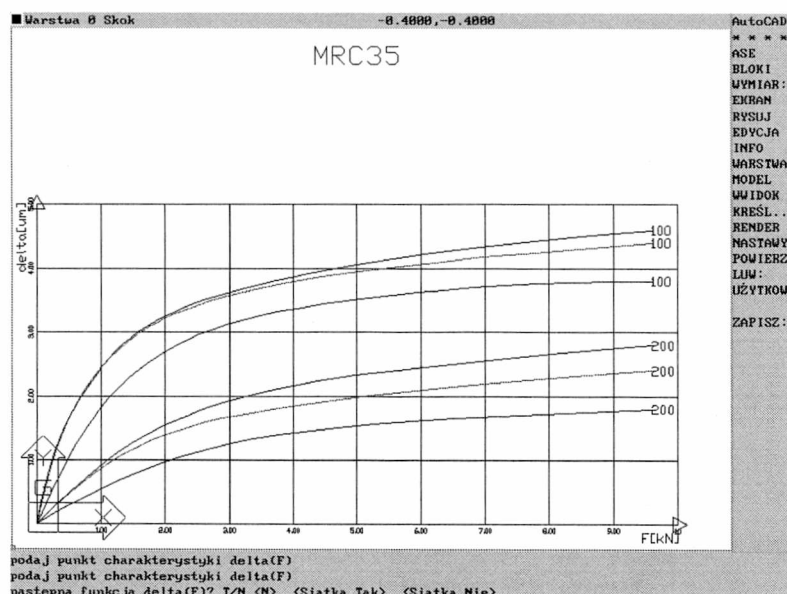


Rys. 5.30. Trajektoria punktu obróbki wyznaczona dla nieruchomego suportu

Jeżeli jednak wybrany przez użytkownika rodzaj zespołu tocznego nie ma w bazie swojej charakterystyki statycznej, to można na podstawie danych katalogowych lub przeprowadzonych pomiarów wybranego typu przewodnika dołączyć ją do bazy. Podczas opracowywania systemu stworzono w środowisku AutoCAD-a moduł do interakcyjnego budowania nieliniowych charakterystyk statycznych zestawów tocznych. Schemat blokowy procedury '*charakterystyka*' przedstawiono na rys. 5.31. Przykładową maskę ekranu graficznego z AutoCAD'a obsługi procedury '*charakterystyka*' przedstawia rysunek 5.32. Moduł ten opracowano, aby można było stosować algorytmy i procedury zapisane w modułach **PROT** i **ANIMA**, do obliczania odkształceń zestawów o charakterystykach podanych przez producenta, a w przypadku ich braku, na podstawie prowadzonych badań własnych. Program umożliwia tworzenie bardzo obszernych zakresów charakterystyk. Liczba punktów pośrednich podczas generowania charakterystyki jest dowolna, podobnie jak liczba krzywych odpowiadających różnym wartościom napięcia wstępnego. Dane, które użytkownik wprowadza na ekranie graficznym, są zapisywane do pliku DELTA.DAT i z niego, w zależności od typu zestawu, napięcia wstępnego i wartości reakcji, wyznaczane są przemieszczenia w punktach leżących w geometrycznych środkach zestawu.



Rys. 5.31. Schemat blokowy procedury 'charakterystyka'



Rys. 5.32. Przykładowa charakterystyka zespołu toczonego MRC35 firmy Schneeberger wygenerowana za pomocą procedury 'charakterystyka' [45]

5.3.3. Obliczanie i wizualizacja przemieszczeń (ANIMA II)

Kolejnym etapem w procesie projektowania jest analiza i ocena własności statycznych struktur UKO. Do jej wspomagania opracowano moduł **ANIMA II**, który na podstawie charakterystyk statycznych zamieszczonych w bazie danych, pozwala wyznaczyć odkształcenia zestawów toczyńnych. Odkształcenia te posłużą następnie do obliczeń przemieszczeń poszczególnych prowadnic. Wyznaczone przemieszczenia tych prowadnic, które powstały w wyniku działania sił zewnętrznych, są transformowane i sumowane w GUW. W oknie dialogowym przedstawionym na rysunku 5.33 pokazano przykładowe wartości przemieszczeń punktu pracy „p-n” w GUW. W oknie tym zawarte są również informacje o wartościach przemieszczeń jednej z prowadnic (nr 1) wraz z przemieszczeniami punktów środkowych zestawów toczyńnych w LUW. Zmieniając numer aktualnie wyświetlanej prowadnicy w oknie z rysunku 5.33 można określić udział odkształceń poszczególnych par prowadnicowych w przemieszczeniu punktu pracy „p-n”. Jeżeli udział taki dla jednej lub kilku prowadnic jest zbyt duży, to należy zamienić dobrane zestawy toczne na takie, których sztywności są większe. Wielkość przemieszczeń punktu „p-n” jest jednym z kryteriów poprawności rozwiązania projektowanej obrabiarki.

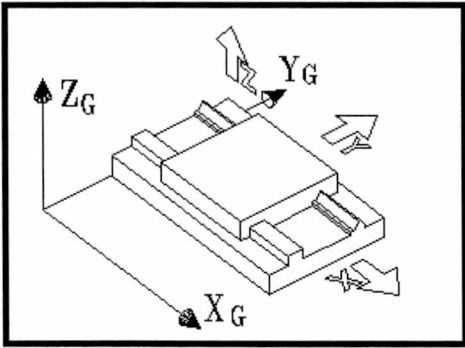
Przemieszczenia wybranych punktów

Numer prowadnicy
☒ 1 ☐ 2 ☐ 3 ☐ 4 ☐ 5 ☐ 6 ☐ ? ☐ 8 ☐ 9

Punkt przyłożenia sił zewnętrznych w GUW [mm] i jego przemieszczenia [μm]

[współrzędna]	[delta X]	[współrzędna]	[delta Y]	[współrzędna]	[delta Z]
X: -230.00	x -12.52	Y: 300.00	y -12.43	Z: 280.00	z 1.99

Przemieszczenia w prowadnikach w LUW [μm]

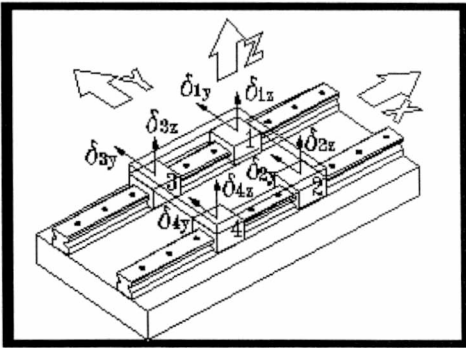


1 Y: 0.52
Z: 0.05

2 Y: 0.52
Z: 1.58

3 Y: -1.23
Z: -3.92

4 Y: -1.23
Z: -2.39



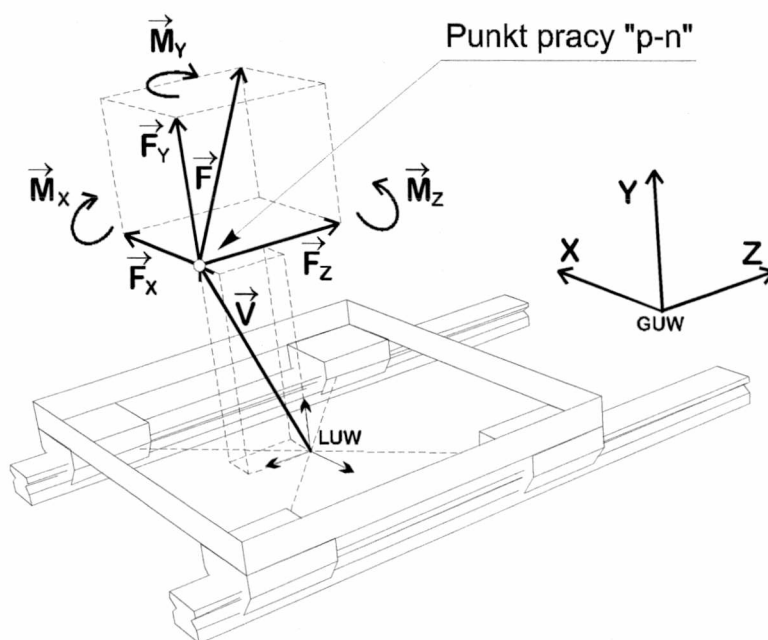
Punkt przyłożenia sił zewnętrznych w LUW [mm] i jego przemieszczenia [μm]

[współrzędna]	[delta X]	[współrzędna]	[delta Y]	[współrzędna]	[delta Z]
X: -230.00	x -3.27	Y: 300.00	y -0.09	Z: 280.00	z -4.14

Rys. 5.33. Przemieszczenia punktu pracy w GUW i LUW oraz odkształcenia w zestawach toczyńnych

♦ Obciążenia

Program **ANIMA**, dzięki rozdzieleniu algorytmów obliczania położenia punktu pracy „p-n” i wyznaczania pozycji suportów, ma możliwość związania punktu pracy „p-n” z suportem aktywnym poprzez wektor $\vec{V}$ (rys 5.34.). Na rysunku tym pokazano sytuację, gdy punkt analizy związany jest z suportem aktywnym i trajektoria punktu obróbki zależy od ruchów, jakie wykonuje suport aktywny oraz suporty, z jakim jest on bezpośrednio związany.

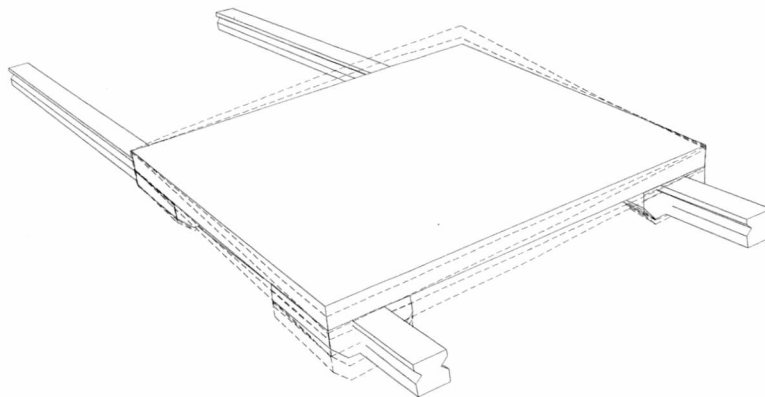


Rys. 5.34. Położenie punktu obróbki oraz układ obciążeń w tym punkcie

W poszczególnych fazach ruchu, w przypadku analizy przemieszczeń układów ruchowych, będą wyliczane reakcje, a na ich podstawie odkształcenia we wszystkich zestawach toczonej. Moduł **PROT** umożliwia wprowadzenie sił masowych oraz momentów i sił przyłożonych w punkcie styku narzędzia i przedmiotu oraz umożliwia uwzględnienie ich zmiennego charakteru w czasie pracy. Moduł **ANIMA** podczas obliczania reakcji występujących w poszczególnych zestawach toczonej korzysta z zewnętrznego programu liczącego (program DOBOR.EXE, będący częścią modułu **PROT**).

♦ Wizualizacja przemieszczeń

Na przemieszczenie punktu obróbki mają wpływ odkształcenia wszystkich układów prowadzących zgrupowanych w zespołach aktywnym i pasywnym (bo tylko one pośredniczą w przenoszeniu obciążenia na korpus). Można prowadzić analizę uwzględniając w całości wpływ wszystkich układów, jak również nakazać obliczenia przemieszczeń tylko niektórych z nich. Przemieszczenie analizowanego punktu jest sumą wektorów przemieszczeń pochodzących od wszystkich układów wskazanych przez odpowiednią zmienną w pliku wejściowym.

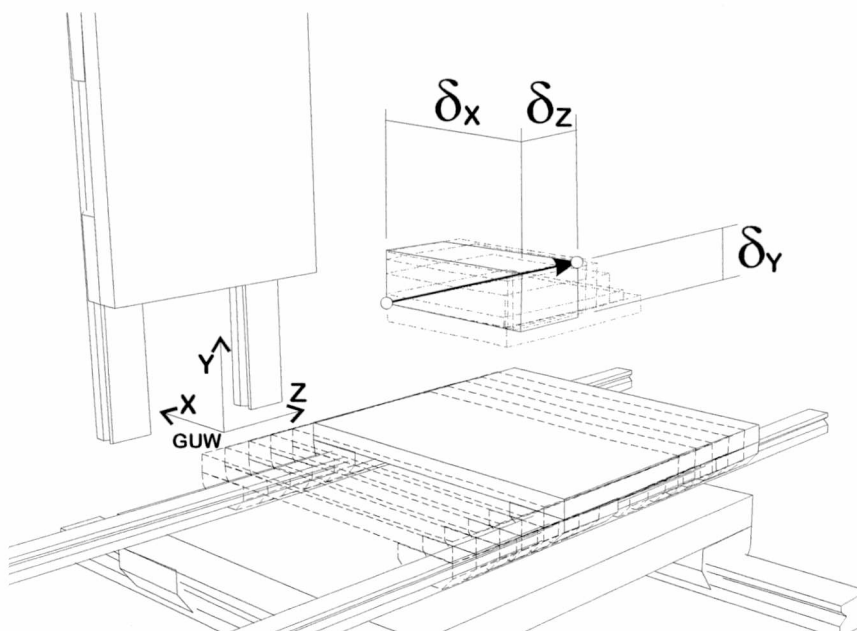


Rys. 5.35. Wizualizacja mikro przemieszczeń suportu

Niezależnie od prowadzonej analizy ustawienie odpowiedniej zmiennej określa, które z układów prowadnicowych będą widoczne na ekranie, następna zmienna steruje wyświetlaniem przemieszczeń suportów w skali mikro (rys 5.35), a jeszcze inna decyduje o skali wizualizacji przemieszczeń na ekranie graficznym.

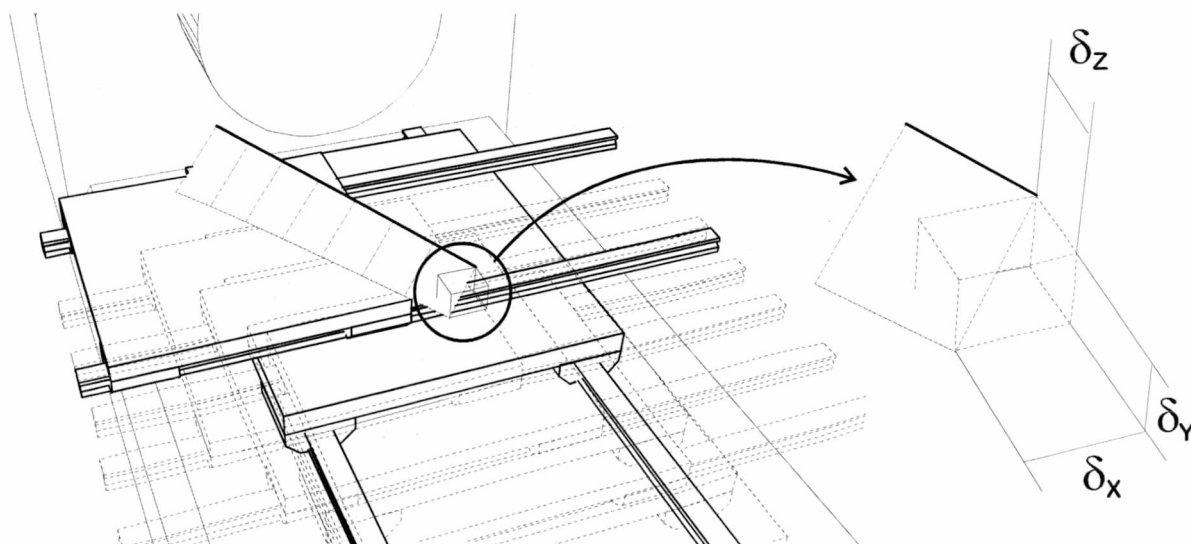
Wielkości przemieszczenia punktu analizy mogą być graficznie reprezentowane na trzy sposoby, zależnie od wartości zmiennej w pliku wejściowym:

- Analiza w punkcie - wektor przemieszczenia reprezentowany jest jako przekątna prostopadłościanu o bokach odpowiadających składowym wektora przemieszczenia (rys. 5.36).



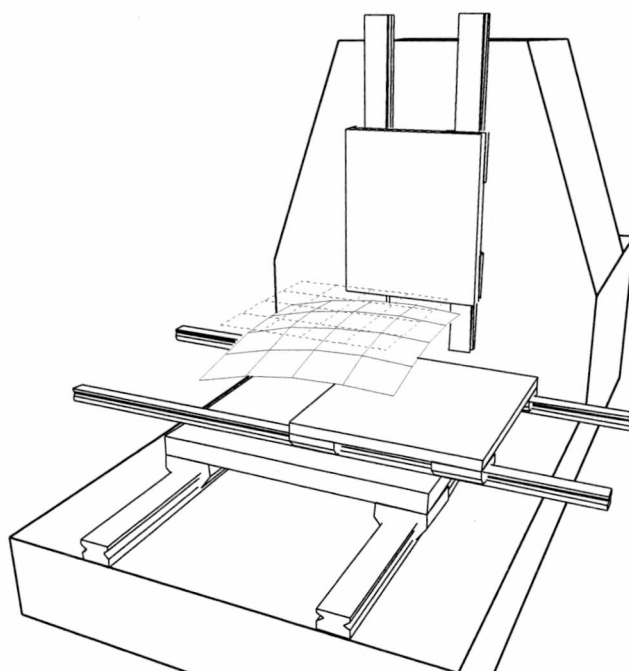
Rys. 5.36. Wektor przemieszczenia punktu obróbki przedstawiony przez jego składowe

- Analiza na prostej - gdy widoczny jest obliczony tor ruchu punktu obróbki oraz tor ruchu tego samego punktu po zaistnieniu odkształceń w prowadnicach (rys. 5.37).



Rys. 5.37. Trajektoria punktu obróbki przed i po odkształceniu w parze kinematycznej wyznaczona w ruchu złożonym

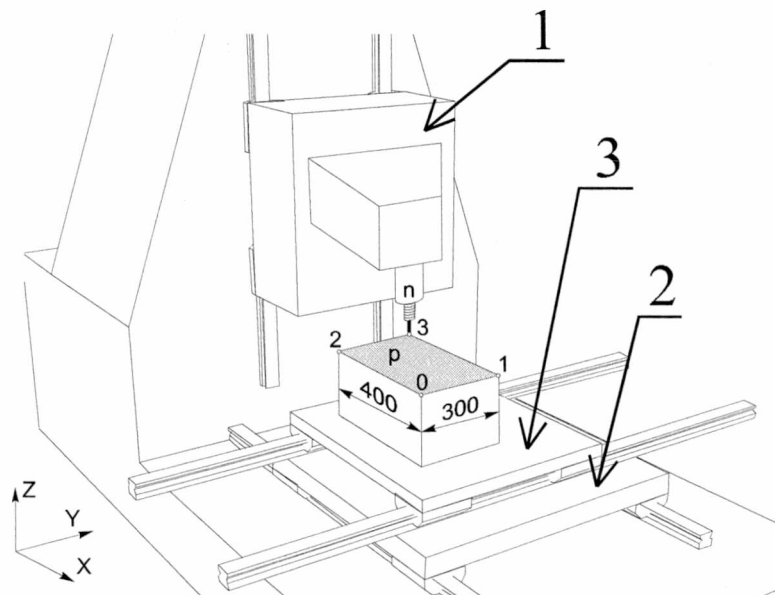
- Analiza na powierzchni - gdy generowana jest płaszczyzna wyznaczona przez pośrednie położenia względnych punktów oraz zdeformowana powierzchnia określająca błędy obróbki (rys. 5.38).



Rys. 5.38. Powierzchnia odniesienia zdeformowana w wyniku zachodzących odkształceń par prowadnicowych

5.4. Przykład analizy sztywnościowej centrum obróbczego VN500

Niżej, na przykładzie, przedstawiony będzie dobór prowadnic tocnych z pomocą modułów **PROT** i **ANIMA** dla obrabiarki VN500, przy założeniu, że dopuszczalny błąd obróbki nie przekroczy $\Delta z = 1,50 \mu\text{m}$. Wielkość ta jest wyznaczana jako suma przemieszczeń pochodzących od odkształceń wszystkich zestawów tocnych prowadnic uczestniczących w obróbce (przy założeniu, że części korpusowe są sztywnymi bryłami). Założono przy tym typową obróbkę na powierzchni o wymiarach 400x300 mm; składowe obciążeń wynoszą: siły (500 -2000 300) [N], momenty (0 0 -100) [Nm].



Rys. 5.39. Oznaczenia zespołów przesuwnych w modelu ruchu VN500

Obliczenia prowadzono dla wszystkich układów par prowadnicowych obrabiarki (suporty 1, 2, 3) przy założeniu, że suportem narzędziowym jest wrzeciennik o numerze 1 i że on jest też suportem aktywnym (rys. 5.39). Suporty 2 i 3 zmieniają w kolejnych fazach obróbki swoje położenie, przy czym przemieszczenia wyznaczane są tylko dla krańcowych położenia tych suportów (fazy 0 1 2 3). Generowane są więc cztery wektory przemieszczeń, z których istotnymi są te, dla których choć jedna składowa (δ_x , δ_y , δ_z) nie przekroczy $1,50 \mu\text{m}$. Wektory przemieszczeń prezentowane są przez prostopadłościany o bokach równych wartościom składowych przemieszczeń w odpowiednich kierunkach.

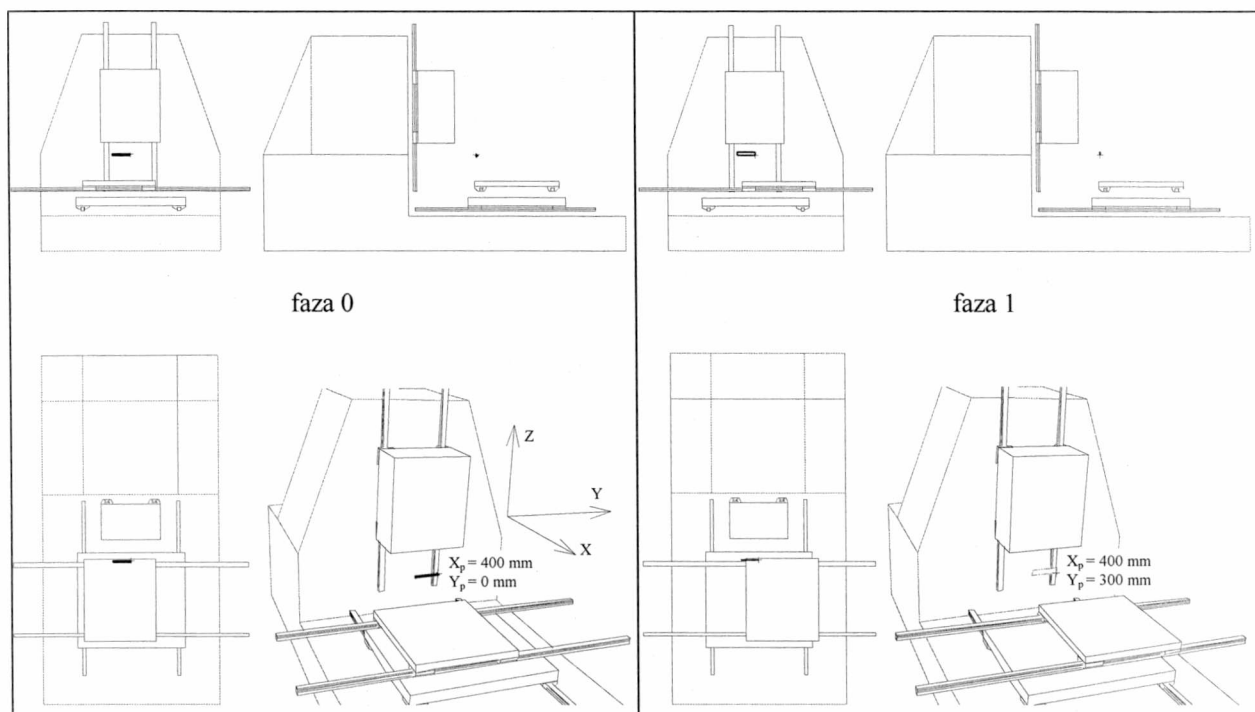
Wszystkie typy prowadnic dobierane w tym przykładzie do analizy zostały wygenerowane przez moduł **PROT**, tak więc spełniają kryteria podstawowe tj. założone wartości trwałości i współczynnika obciążenia statycznego. Dane do wariantu pierwszego zawiera tabela 5.3, a wyniki prezentuje rysunek 5.40. Tabela 5.4 zawiera wyniki obliczeń dla coraz to sztywniejszych zestawów (MRA35, MRA45, MRA55). Wartości składowych przemieszczeń uzyskano poprzez zsumowanie odkształceń poszczególnych suportów w kolejnych fazach ruchu. Składowe Y-owe są większe niż wymagane $1,50 \mu\text{m}$. Dla wnikliwej analizy wyznaczymy przemieszczenia wyłącznie dla suportu 1 w ostatnim wariantcie, gdzie wszystkie prowadnice są typu MRA55 (rys. 5.41, tabela 5.5).

Tabela 5.3. Przykładowe dane do wyznaczania przemieszczeń wynikających z odkształceń wszystkich układów przewodnicowych (1 - mra35, 2 - mra35, 3 - mra35)

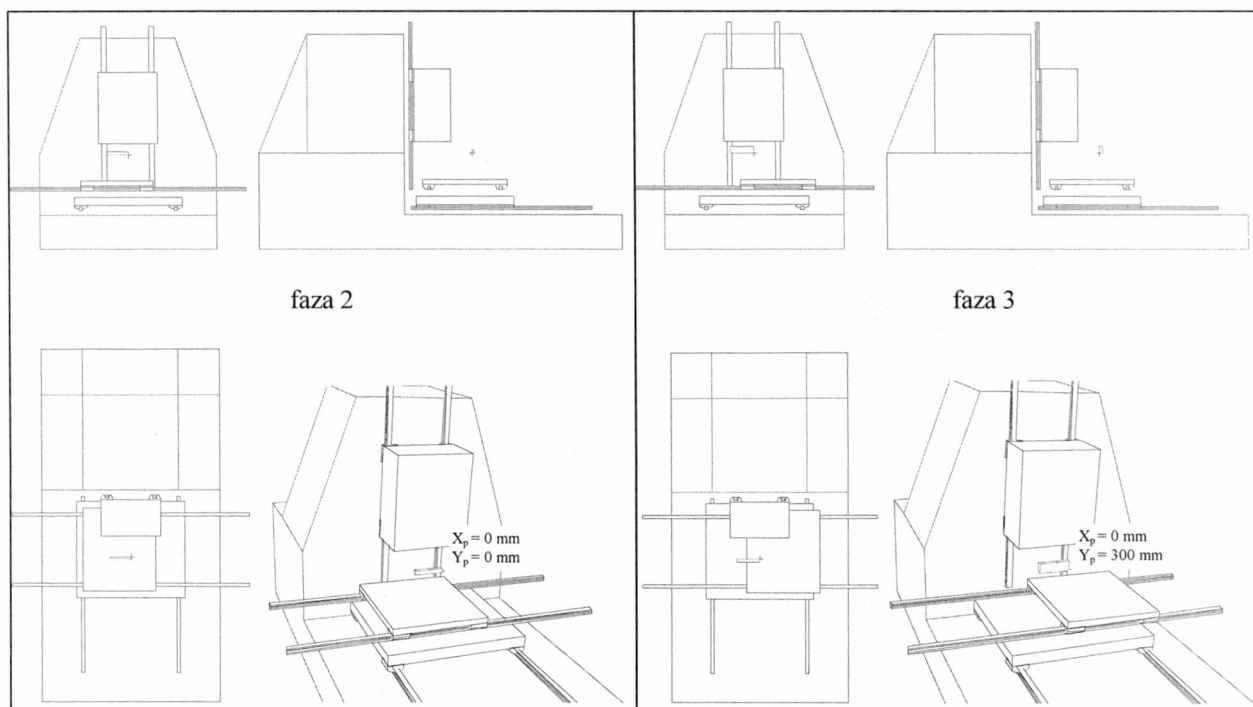
Zmienne	Wartości
<i>nazwa</i>	("mra35" "mra35" "mra35")
<i>dlugosc</i>	(1400 1500 2000)
<i>plyta</i>	(300 70 40)
<i>Fwst</i>	(1 1 1)
<i>hierarchy</i>	((1) (2) (3 2))
<i>priorytet</i>	(0 1 2)
<i>step_prior1_data</i>	2
<i>step_prior2_data</i>	2
<i>position_data</i>	((0 0) (100 -300) (-100 200))
<i>slide_name</i>	"vn500"
<i>korpus_name</i>	"vn500"
<i>proow_name</i>	"szyna"
<i>suport_name</i>	"wozek"
<i>korpus</i>	T
<i>strefa</i>	nil
<i>aktive</i>	1
<i>passive</i>	3
<i>dimension</i>	0
<i>vector</i>	(-400 0 500)
<i>point_data</i>	nil
<i>force</i>	(500 -2000 300)
<i>moment</i>	(0 0 -100)
<i>scale</i>	nil
<i>sum</i>	(T T T)
<i>disp_view</i>	(nil nil nil)
<i>view</i>	(T T T)
<i>kolizja</i>	nil
<i>wektor_pro_cs</i>	nil
<i>wektor_pro_dim</i>	nil
<i>wektor_sup_cs</i>	nil
<i>wektor_sup_dim</i>	nil
<i>prot</i>	nil

Tabela 5.4. Przemieszczenia dla krańcowych położeń suportów (fazy 0 1 2 3) wyznaczone dla obu zespołów wykonawczych (suporty 1 2 3)

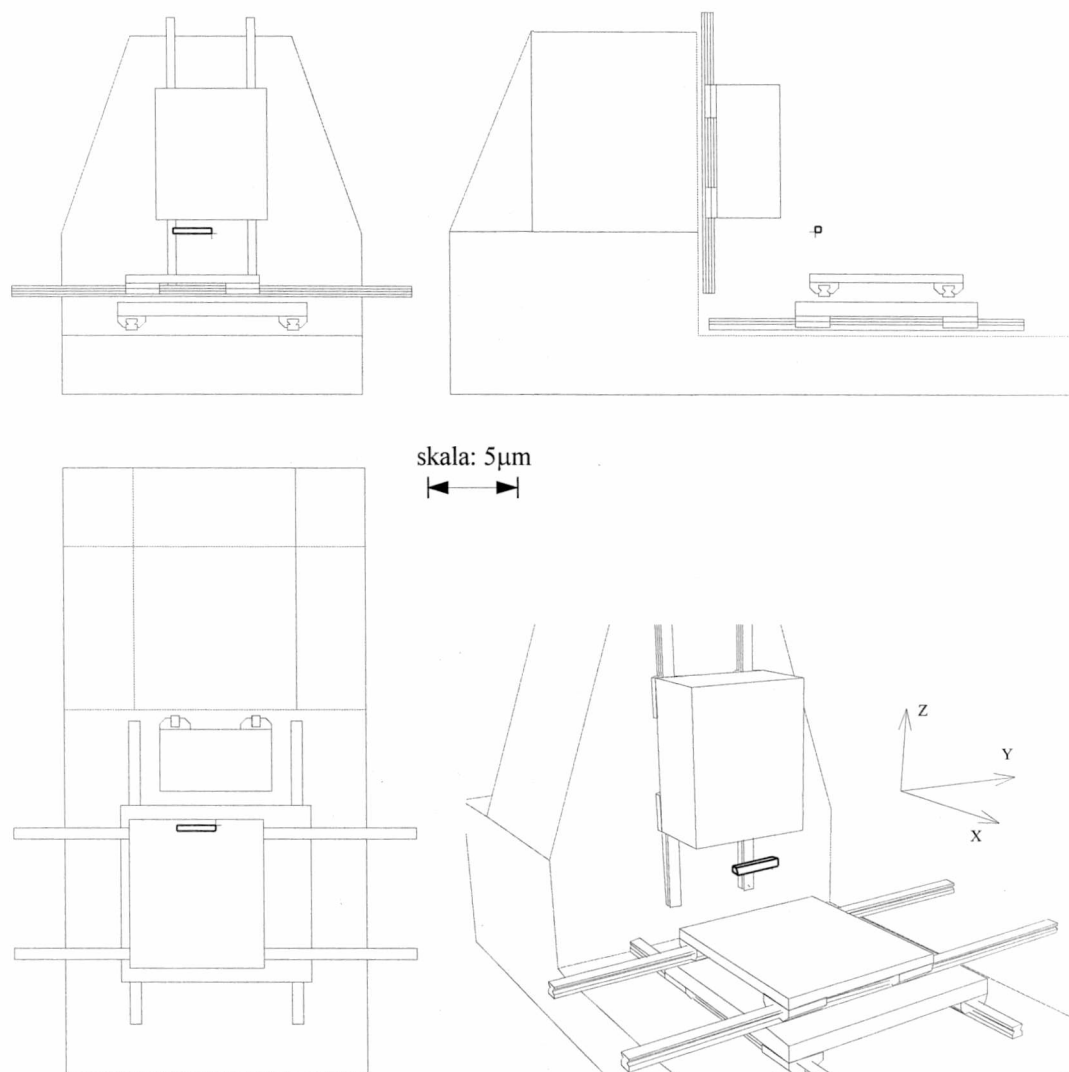
	składowa X	składowa Y	składowa Z
suport, typ zestawu: (1, MRA35)/(2, MRA35)/(3, MRA35)			
faza 0	0,26 μm	-2,61 μm	-0,08 μm
faza 1	-0,02 μm	-2,64 μm	0,57 μm
faza 2	0,35 μm	-3,00 μm	0,44 μm
faza 3	0,42 μm	-3,11 μm	1,08 μm
suport, typ zestawu: (1, MRA45)/(2, MRA45)/(3, MRA45)			
faza 0	0,13 μm	-2,10 μm	-0,17 μm
faza 1	-0,15 μm	-2,13 μm	0,48 μm
faza 2	0,21 μm	-2,47 μm	0,31 μm
faza 3	0,28 μm	-2,59 μm	0,96 μm
suport, typ zestawu: (1, MRA55)/(2, MRA55)/(3, MRA55)			
faza 0	0,09 μm	-1,70 μm	-0,21 μm
faza 1	-0,19 μm	-1,73 μm	0,44 μm
faza 2	0,15 μm	-2,04 μm	0,25 μm
faza 3	0,23 μm	-2,15 μm	0,90 μm



skala: $5\mu\text{m}$



Rys. 5.40. Wyniki obliczeń dla czterech kroków (fazy 0 1 2 3) analizy przemieszczeń powstałych w wyniku odkształceń wszystkich zespołów ruchomych (1 2 3)



Rys. 5.41. Wyniki obliczeń dla wrzeciennika (suport 1) w fazie 0

Tabela 5.5. Wartości przemieszczeń obliczone dla wrzeciennika (suport 1)

	składowa X	składowa Y	składowa Z
faza 0	0,55 μm	-3,52 μm .	0,56 μm
faza 1	0,55 μm	-3,52 μm .	0,56 μm
faza 2	0,55 μm	-3,52 μm .	0,56 μm
faza 3	0,55 μm	-3,52 μm .	0,56 μm

Wartości składowych przemieszczeń dla suportu pierwszego są jednakowe we wszystkich fazach procesu (fazy 0 1 2 3), ponieważ wektor położenia punktu analizy względem środka suportu nr 1 nie zmienia się. Składowa Y przemieszczenia ma stosunkowo dużą wartość i stanowi poważną część całkowitej wartości przemieszczenia w tym kierunku, dlatego też należy wpłynąć na jej zmniejszenie. Najprostszym sposobem wydaje się być zwiększenie rozstawu listew układu pierwszego (suport 1). Dokonać tego można przy użyciu programu **PROT**, umożliwia on bowiem wprowadzenie i edycję podstawowych danych o geometrii. Tak więc zwiększono rozstaw listew przewodnicy 1 z 400 do 500 mm i ponownie przeprowadzono obliczenia, analizując przemieszczenia dla wszystkich układów razem (tabela 5.6).

Tabela 5.6. Wartości składowych przemieszczeń trzech przewodnic (1, MRA55) / (2, MRA55) / (3, MRA55) po zmianie rozstawu listew przewodnicy 1 w kolejnych fazach ruchu 0 1 2 3

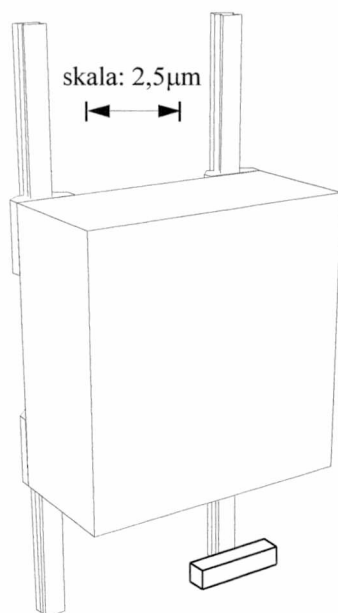
	składowa X	składowa Y	składowa Z
Zespół czynny i bierny			
faza 0	0,15 μm	-0,87 μm	0,11 μm
faza 1	-0,04 μm	-0,90 μm	0,39 μm
faza 2	0,23 μm	-1,13 μm	0,29 μm
faza 3	0,28 μm	-1,29 μm	-0,11 μm

Tabela 5.7. Wartości przemieszczeń w poszczególnych przewodnic

	składowa X	składowa Y	składowa Z
wrzeciennik (suport 1)			
faza 0	0,55 μm	-2,44 μm	0,56 μm
faza 1	0,55 μm	-2,44 μm	0,56 μm
faza 2	0,55 μm	-2,44 μm	0,56 μm
faza 3	0,55 μm	-2,44 μm	0,56 μm
suport 2			
faza 0	-0,23 μm	0,89 mm	-0,24 μm
faza 1	-0,23 μm	0,89 mm	-0,24 μm
faza 2	-0,15 μm	0,79 mm	0,04 μm
faza 3	-0,15 μm	0,79 mm	0,04 μm
suport 3			
faza 0	-0,17 μm	0,69 mm	-0,43 μm
faza 1	-0,36 μm	0,66 mm	0,07 μm
faza 2	-0,17 μm	0,53 mm	-0,23 μm
faza 3	-0,12 μm	0,44 mm	0,27 μm

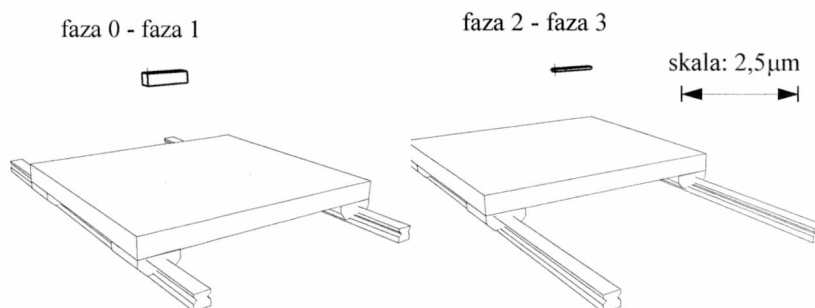
Jak widać, zmiana rozstawu listew przewodnicy nr 1 korzystnie wpływa na zmniejszenie odkształcalności tego układu. Największe składowe wartości przemieszczeń w kierunku osi Y nie sięgają

faza 0 - faza 3

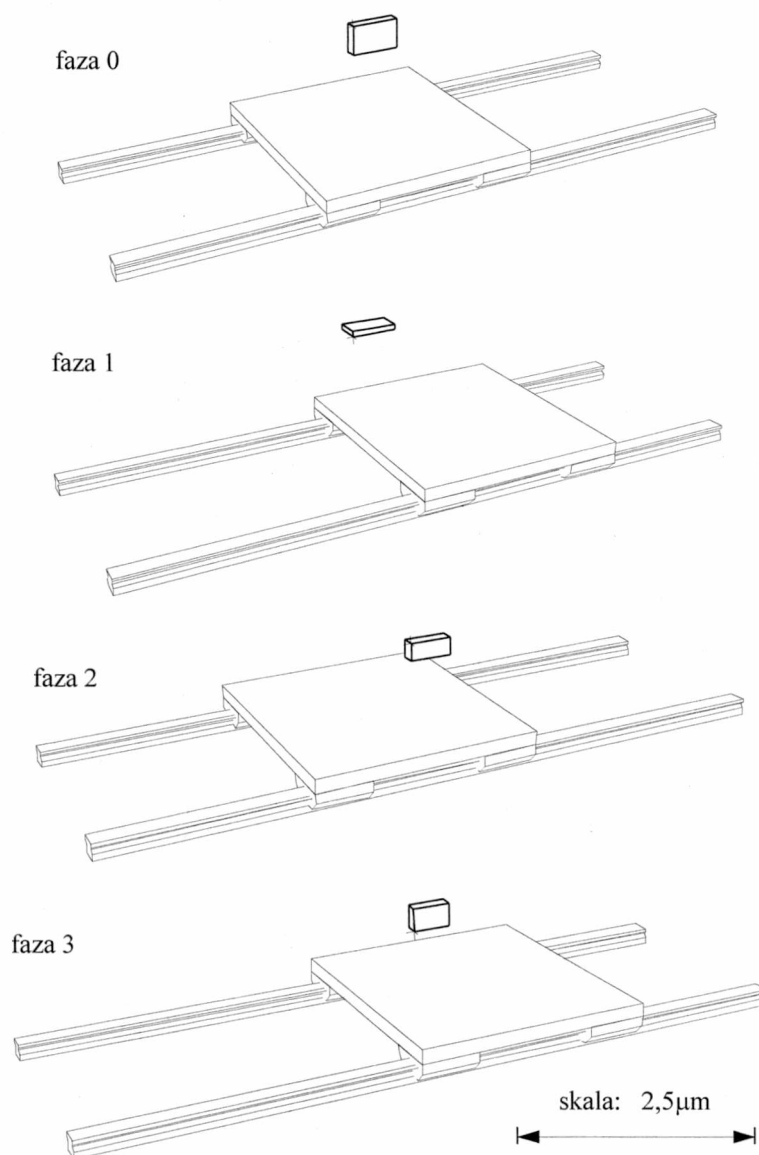


Rys. 5.42. Przemieszczenia wrzeciennika (suport 1)

1,5 μm (tabel 5.6). Z uwagi na planowaną obróbkę powierzchni najistotniejsze składowe przemieszczeń są na kierunku osi Z, które są zadawalające, zatem trzy układy zmontowane na bazie zestawów tocznych MRA55 spełniają przyjęte kryterium sztywnościowe. Dla szczegółowej analizy przeprowadzono ponownie obliczenia dla wszystkich układów osobno (tabela 5.7, rys. 5.42, 5.43, 5.44).



Rys. 5.43. Przemieszczenia suportu 2



Rys. 5.44. Przemieszczenia suportu 3

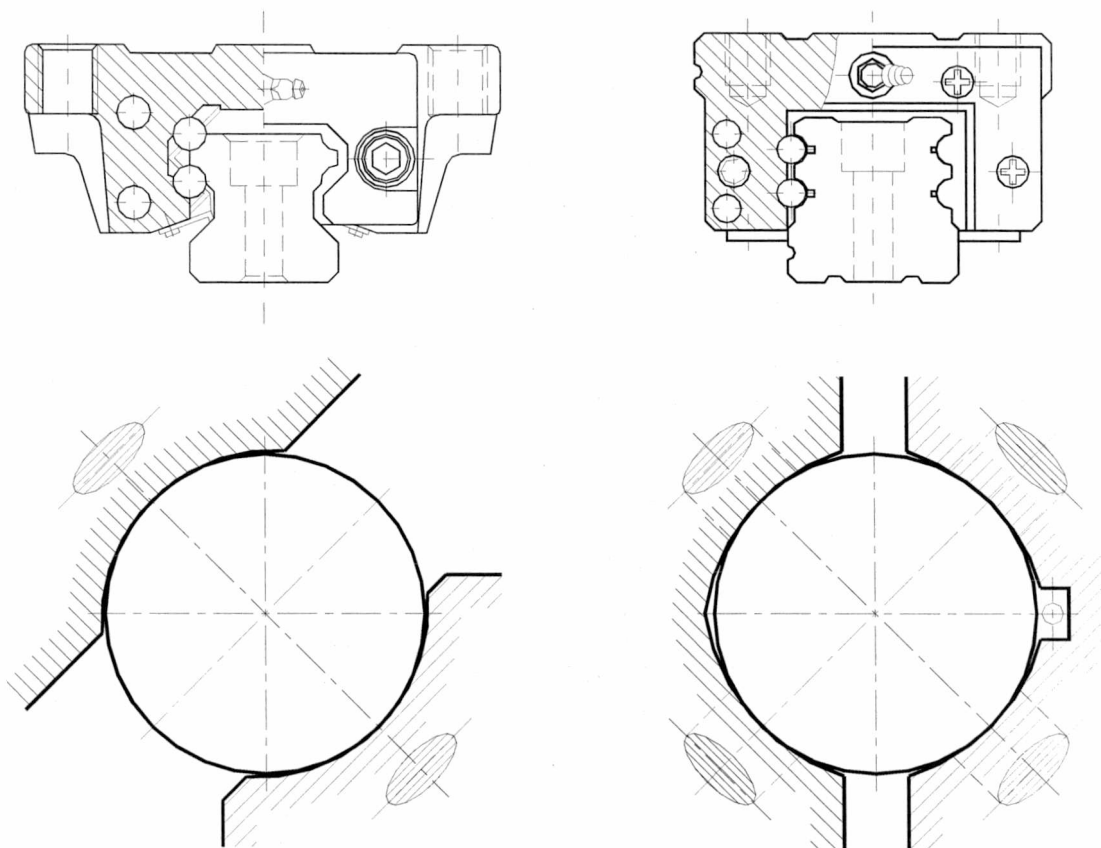
Wyniki analizy wskazują na przydatność opracowanych modułów **PROT** i **ANIMA** do wstępnej analizy i oceny rozwiązań układów konstrukcyjnych maszyn wytwórczych z uwagi na kryteria funkcjonalne i użytkowe, tzn. trwałość, zakresy ruchów roboczych oraz własności par przewodnicowych.

6. Analiza i ocena własności prowadnic tocnych metodą elementów skończonych

Jak już wspomniano, kontakt między przemieszczającymi się elementami prowadnicy tocnej odbywa się za pośrednictwem elementów tocnych. Charakterystyka odkształcenia elementu toczonego jest degresywną, nieliniową funkcją siły $S = f(F)$. Wynika to z nierównomiernego przyrostu powierzchni styku elementu toczonego z bieżnią wraz ze wzrostem siły ściskającej ten element. System **ANIMA** do określenia względnych przemieszczeń przedmiotu i narzędzia „p-n” wymaga charakterystyk statycznych zestawów tocnych, by określić ich odkształcenia pod wpływem sił reakcji w prowadnikach. W bazie danych systemu **PROT** charakterystyki statyczne zestawów tocnych są wpisane na podstawie danych katalogowych. Niektórzy producenci podają je w postaci zbyt uproszczonej, nawet w postaci funkcji liniowych (THK). Bazując na takich charakterystykach wyliczone odkształcenia zestawów tocnych mogą odbiegać od rzeczywistych, a wyliczone na podstawie nich przemieszczenia punktu „p-n” pracy narzędzia mogą nawet dyskwalifikować własności dobranej struktury UKO. Dlatego też zakres pracy obejmował rozwiązanie zagadnienia modelowania odkształcenia pojedynczego elementu toczonego wraz z bieżnią w celu otrzymania na drodze obliczeniowej ich charakterystyk statycznych. Posłużono się Metodą Elementów Skończonych, korzystając z jednego z dostępnych na rynku programów, COSMOS/M. Na odkształcenia zestawów tocnych składają się odkształcenia kontinuum zestawu toczonego, listwy i elementów tocnych. Można założyć, że odkształcenia obudowy i listwy są liniowe, więc przy znanych własnościach materiałowych ich modelowanie w metodzie elementów skończonych nie stanowi problemu. Problemem jest natomiast zamodelowanie elementów tocnych z uwzględnieniem ich nieliniowej charakterystyki styku z bieżnią. Zagadnienie modelowania prowadnic tocnych oraz określania ich właściwości były już przedmiotem wielu prac, ale, jak dotychczas brak jest kompleksowej metodyki wspomagania ich doboru i projektowania, uwzględniającej wszystkie najistotniejsze kryteria wyboru, oceny i weryfikacji konstrukcji [8], [11], [18], [27], [52], [67], [71], [80], [81], [82], [83], [87], [91], [104], [110], [117].

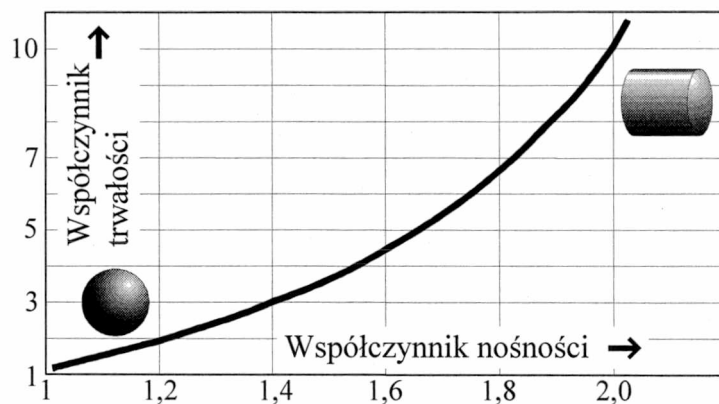
6.1. Badanie i ocena właściwości elementów tocnych w zespołach prowadnicowych

U podstaw zagadnienia modelowania własności toczonej pary kontaktowej z uwzględnieniem elementu toczonego leży głównie problem dokładnego zamodelowania pojedynczego połączenia typu „bieżnia - element toczone - bieżnia”. W zestawach tocnych najczęściej stosuje się elementy toczone typu kulka lub wałeczek. W przypadku stosowania elementu toczonego typu kulka, w zależności od konstrukcji zestawu, kontakt z bieżniami może być pojedynczy (dwa punkty styku) lub podwójny (cztery punkty styku) (rys 6.1).

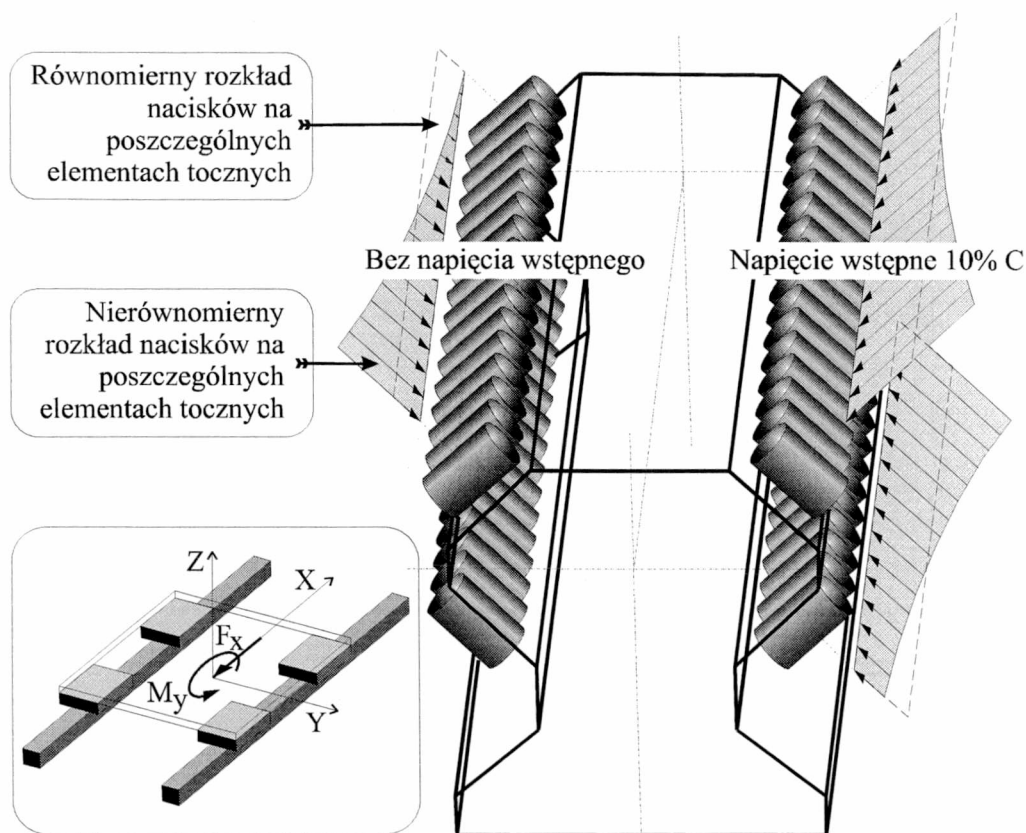


Rys 6.1. Przykłady odwzorowania powierzchni kontaktowych między bieżniami a elementem tocznym typu kulka dla dwóch rozwiązań konstrukcyjnych: a) zestaw firmy NSK, b) zestaw firmy THK [80]

Teoretycznie im większa jest płaszczyzna bezpośredniego kontaktu między elementem tocznym a bieżniami, tym lepsze są właściwości mechaniczne połączenia określone przez sztywność statyczną i dynamiczną. Wielkość powierzchni tego styku ma zatem znaczący wpływ zarówno na sztywność jak i na trwałość całego zestawu tocznego. Z tego powodu zestawy toczne zbudowane na bazie wałeczków mają lepsze właściwości eksploatacyjne, opisane przez współczynniki trwałości i nośności zestawów tocznych (rys. 6.2) [83]. Należy jednak pamiętać, że powierzchnia kontaktu bieżni z elementem tocznym ma też decydujący wpływ na cichobieżność zespołu podczas pracy, jak też na opory tarcia [24].

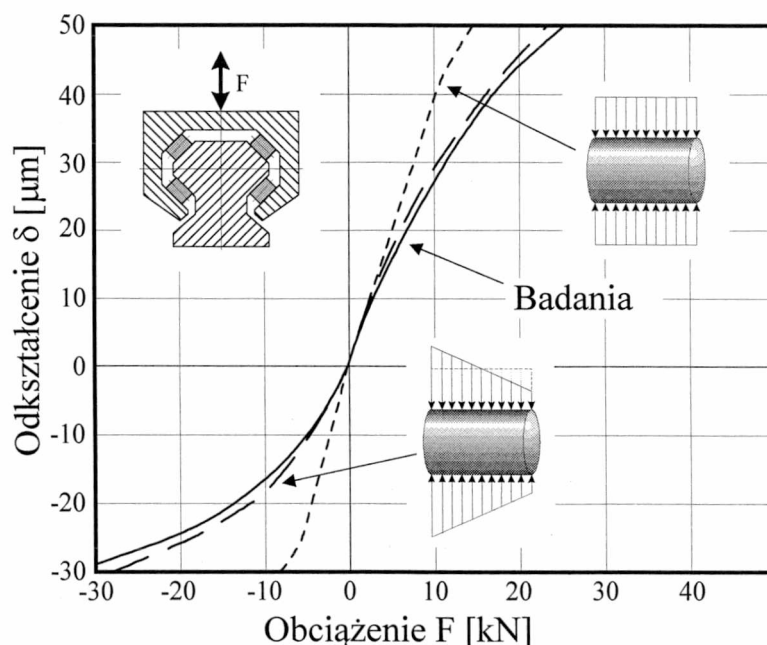


Rys 6.2. Porównanie współczynników trwałości i nośności [83]



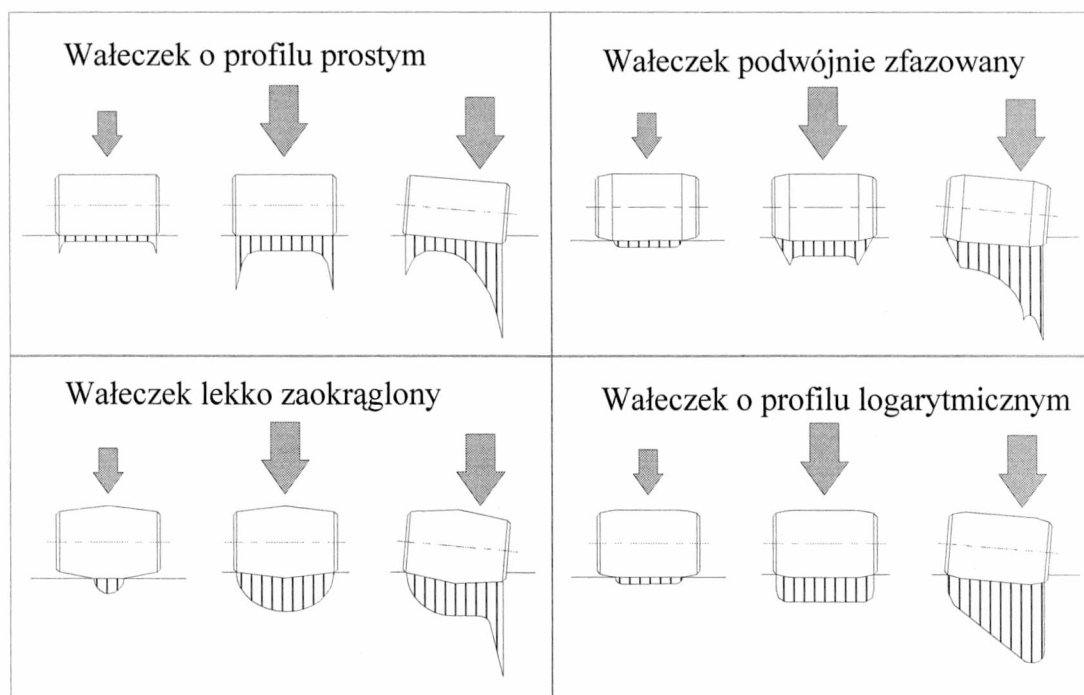
Rys 6.3. Rozkład nacisków na poszczególnych elementach w zestawie tocznym z uwzględnieniem i bez napięcia wstępnego [47], [56]

W zestawach tocznych, podobnie jak w łożyskach, w zależności od kierunku działania sił zewnętrznych, na poszczególne elementy toczne mogą działać siły różnej wartości. W przypadku nieobciążonej prowadnicy, zbudowanej na bazie czterech zestawów tocznych, podczas ruchu posuwowego na każdy zestaw toczny działa siła F_x i moment M_y , pochodzące od napędu (silnik, śruba pociągowa). Obciążenia powodują, że rozkład nacisków w poszczególnych zestawach tocznych jest nierównomierny. Na rysunku 6.3 przedstawiono poglądowo rozkład tych nacisków w pojedynczym zestawie tocznym obciążonym momentem M_y . Po prawej stronie zestawu tocznego widać rozkład nacisków w przypadku uwzględnienia napięcia wstępnego. Przeprowadzone przez S. Lenssen'a i J. Sarfert'a [56] badania i obliczenia pokazały, że każdy element toczny (w przypadku elementu tocznego typu wałeczek) jest obciążony inną siłą (rys. 6.3), a rozkład tych sił może być nierównomierny. Drobne niedokładności powierzchni (np. jej faliście) mogą być przyczyną wystąpienia nierównoległości osi elementów tocznych podczas ruchu, w stosunku do toru ruchu, a co za tym idzie, rozkład nacisków na pojedynczym wałeczku też może być nierównomierny na długości toru ruchu zestawu. Opisane w pracy [56] porównanie wyników badań eksperymentalnych z obliczeniami, uwzględniającymi równomierny i nierównomierny rozkład nacisków na poszczególnych wałeczkach, wykazały rozbieżność wyników pomiarów i obliczeń (rys 6.4). Obliczenia zostały przeprowadzone za pomocą metody elementów skończonych, a wałeczki zamodelowano skończonymi elementami typu sprężyna [56].



Rys 6.4. Charakterystyka odkształcenia w funkcji obciążenia zestawu tocznego [56]

Nie bez znaczenia jest tu też kształt profilu wałeczka, który w przypadku bieżni o kształcie opisanym funkcją logarytmiczną umożliwia najkorzystniejszy rozkład nacisków. Jak widać na rysunku 6.5, naciski rozkładają się na brzegach wałeczków płynnie i nie występują tu miejsca podwyższonych nacisków, jak w przypadku wałeczków o prostej tworzącej. Miejsca, w których występuje ostry skok wartości nacisków w przypadku obciążenia nierównomiernego, są szczególnie narażone na zużycie powierzchni bieżni, co potwierdziły badania eksperymentalne [2], [77], [80], [103].

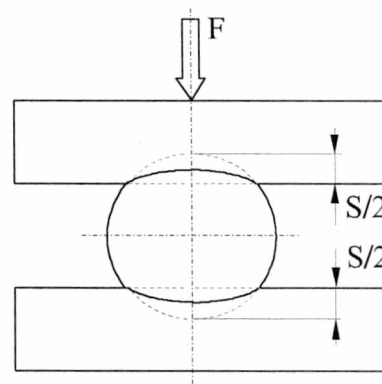


Rys 6.5. Rozkład nacisków na powierzchni bieżni w zależności od profilu wałeczka [2], [77], [80]

6.2. Wyznaczanie własności pary „element tocny - bieźnia”

Opisane w poprzednim podrozdziale właściwości pary „element tocny - bieźnia” w zestawach tocnych mają zasadniczy wpływ na właściwości zestawów tocnych. Są one zatem istotne i należy je uwzględniać w modelowaniu i obliczeniach MES. Spotykane w literaturze modele matematyczne odkształcenia elementu tocznego w funkcji obciążenia uwzględniają zarówno ich rodzaj jak i promienie krzywizn bieźni, ale ich bezpośrednie wykorzystanie w obliczeniach MES nie zawsze jest możliwe.

U podstaw zagadnienia wyznaczania odkształceń stykowych elementów tocnych z bieźniami leży problem modelowania pojedynczego połączenia dwóch równoległych płyt rozdzielonych pojedynczym elementem tocznym przy obciążeniu centralną siłą, jak to pokazuje rys. 6.6 [110]. Odkształcenie S jest sumą odkształceń elementu tocznego i strefy styku w obu płytach. W literaturze spotkać można wiele różnych modeli matematycznych opisujących tego rodzaju zagadnienie [55], [57] do [64], [72] do [76], [110].



Rys. 6.6. Odkształcenie „płyta-kulka-płyta”

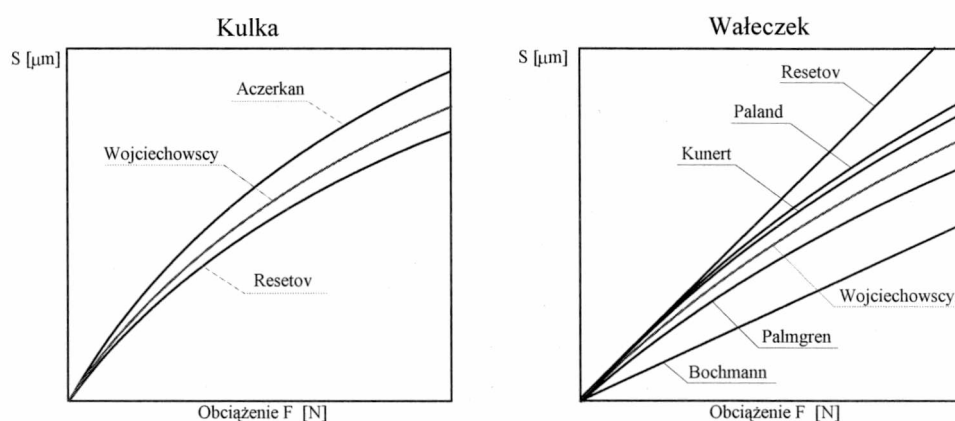
Modele te zostały opracowane na drodze eksperymentalnej bądź teoretycznej.

W tabeli 6.1 zamieszczono spotykane w literaturze modele matematyczne zbliżenia takiej pary kontaktowej [110].

Tabela 6.1. Modele matematyczne zbliżenia dwóch płyt rozdzielonych elementem tocznym

Autor wzoru	Kulka - zbliżenie S [μm]	Waleczek - zbliżenie S [μm]
Aczerkan [110]	$S = 0.83 \cdot \sqrt[3]{\frac{F^2}{d_k}}$	---
Bochmann [110]	---	$S = 9.41 \cdot 10^{-2} \frac{F}{l_w \cdot d_w^{1/3}}$
Kunert [110]	---	$S = 8.106 \cdot 10^{-2} \frac{F^{0.925}}{l_w^{0.85}}$
Paland [110]	---	$S = 8.706 \cdot 10^{-2} \frac{F^{0.838}}{(l_w - 0.1 \cdot d_w)^{0.605}}$
Palmgren [110]	---	$S = 7.685 \cdot 10^{-2} \frac{F^{0.9}}{l_w^{0.8}}$
Rešetov [110]	$S = 0.22 \cdot \sqrt[1.5]{\frac{4F}{d_k}}$	$S = 7.6453 \cdot 10^{-2} \frac{F}{l_w}$
J. i T. Wojciechowsky [110]	$S = 0.6547 \frac{F^{2/3}}{d_k^{0.2814}}$	$S = 9.027 \cdot 10^{-2} \frac{F^{0.9} \cdot d_w^{0.1633}}{l_w}$

O ile dla elementu tocznego w postaci kulki wartości odkształceń wyliczone z tych zależności nie różnią się między sobą więcej niż o 20 %, to dla wałeczków różnice sięgają ponad 100%. Z tego też powodu Jan i Tadeusz Wojciechowsky dokonali statystycznej analizy wszystkich modeli, celem ustalenia zależności uwzględniających modele doświadczalne i teoretyczne [110]. Otrzymane przez nich krzywe przebiegają między charakterystykami podawanymi przez innych autorów (rys. 6.7) i powinny być stosowane w modelowaniu.

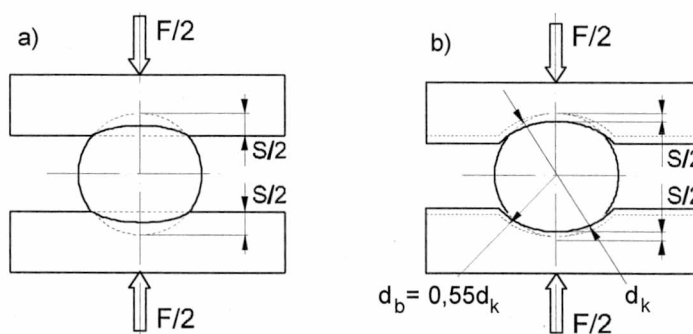


Rys. 6.7. Szytywności połączeń tocznych wg. różnych autorów [110]

Problemy rozpoznania zjawisk wpływających na właściwości statyczne i dynamiczne zestawów tocznych były tematem wielu prac naukowych [34], [35], [37], [54], [80], [81], [82], [84], [103], [104]. Także producenci tych zespołów w swoich ośrodkach badawczych starają się poprawiać zarówno ich konstrukcję, jak i zasady doboru i metody wyznaczania odkształceń, lecz wszystkie te prace odnoszą się najczęściej do wybranych zagadnień dotyczących oceny ich własności [1], [13], [44], [45], [46].

6.2.1. Odkształcenia pary stykowej „kulka-bieżnia” w zestawach tocznych

Omówione w poprzednim podpunkcie modele matematyczne odkształceń pojedynczego elementu tocznego w funkcji obciążenia opisywały styk tego elementu z bieżniami płaskimi. Bieżnie o takim kształcie są stosowane tylko w zestawach tocznych budowanych na bazie wałeczków. Natomiast w zestawach tocznych budowanych na bazie kulek styk następuje z bieżniami o rowku walcowym, zatem modele matematyczne opisujące ich odkształcenia powinny być inne (rys. 6.8).



Rys. 6.8. Model styku elementu tocznego z a) - bieżniami płaskimi i b) - bieżniami walcowymi

Rozpatrzenie zjawisk występujących w styku elementu tocznego z bieżnią walcową wymaga sprowadzenia go do prostszego modelu, eliminującego złożoność rzeczywistej geometrii zestawu tocznego. Każdy z punktów styku kulki z bieżnią można sprowadzić do modelu styku dwóch sprężystych ciał w postaci przedstawionej na rys. 6.9. W modelu tym górne ciało - kulkę - oznaczono przez K, dolne - bieżnię - przez B, a płaszczyzny symetrii przez 1 i 2.

Promienie krzywizn modelu odpowiadają wtedy promieniom krzywizn rzeczywistego styku kulki z bieżnią według zależności:

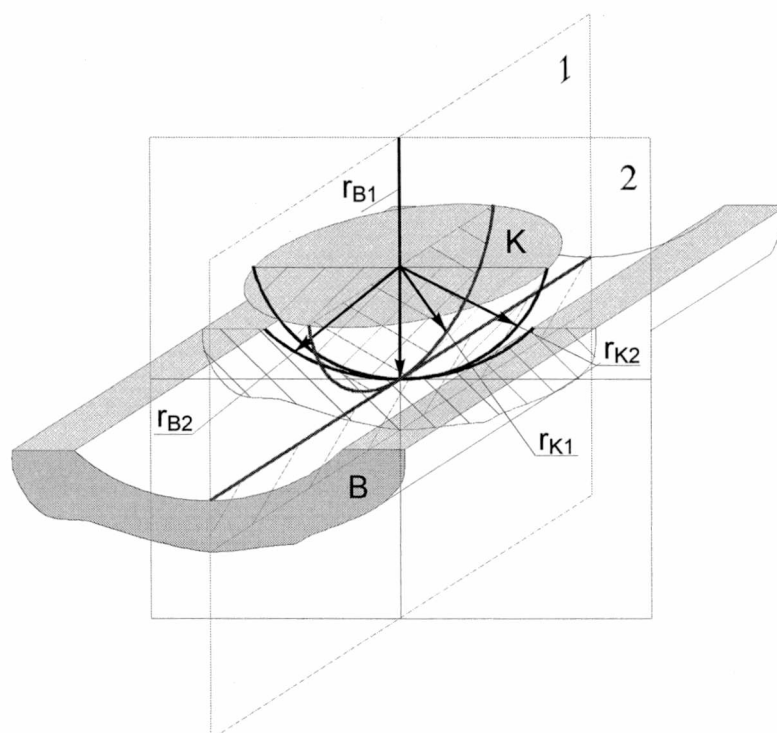
■ dla bieżni

$$r_{B1} = \infty \quad r_{B2} = -0.55 d_k \quad (6.1)$$

■ dla kulki

$$r_{K1} = d_k / 2 \quad r_{K2} = d_k / 2 \quad (6.2)$$

gdzie: $r_{B1}, r_{B2}, r_{K1}, r_{K2}$ - zgodnie z rysunkiem 6.9,
 d_k - średnica kulki [mm].



Rys. 6.9. Pojedynczy styk kulki z bieżnią

Krzywizny zastępcze ρ_1 i ρ_2 w płaszczyznach głównych są określone zależnościami [55]:

$$\rho_1 = \frac{1}{r_1} = \frac{1}{r_{K1}} + \frac{1}{r_{B1}}, \quad \rho_2 = \frac{1}{r_2} = \frac{1}{r_{K2}} + \frac{1}{r_{B2}} \quad (6.3)$$

Krzywizna wypukła traktowana jest jako dodatnia, wklęsła jako ujemna i w powyższych wzorach należy to uwzględnić poprzez wprowadzenie odpowiedniego znaku. W omawianym przypadku promień r_{B2} będzie ujemny, a wartość jego przyjmujemy równą $0.55d_k$, gdyż taka wartość podawana jest przez producentów zestawów tocznych. Styk dwóch ciał jest ostatecznie zdefiniowany sumą (wzór (6.4)) i funkcją różnicy ich krzywizn (wzór (6.5)) w postaci:

■ suma krzywizn

$$\sum \rho = \rho_1 + \rho_2 = \frac{1}{r_{K_1}} + \frac{1}{r_{B_1}} + \frac{1}{r_{K_2}} + \frac{1}{r_{B_2}} \quad (6.4)$$

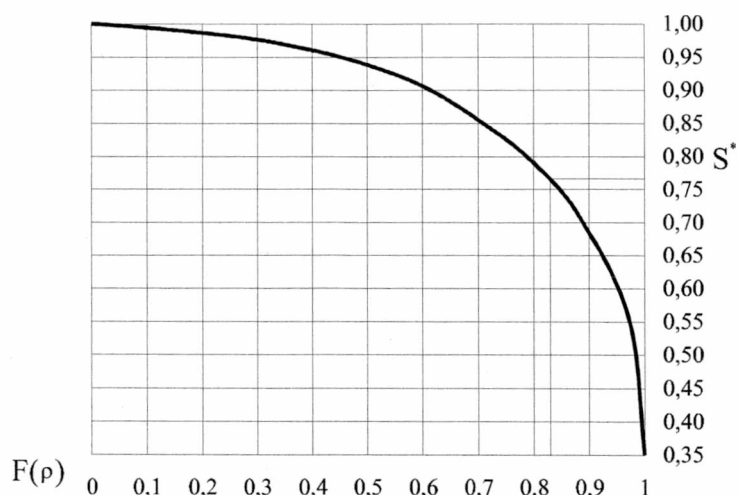
■ funkcja różnicy krzywizn [55]

$$F(\rho) = \frac{\rho_1 - \rho_2}{\sum \rho} = \frac{\left(\frac{1}{r_{K_1}} - \frac{1}{r_{K_2}} \right) + \left(\frac{1}{r_{B_1}} - \frac{1}{r_{B_2}} \right)}{\sum \rho} \quad (6.5)$$

Obliczanie naprężeń i odkształceń przeprowadza się w oparciu o teorię Hertza i jej dalsze rozwinięcia. Dotyczy ona dwóch ciał sprężystych, idealnie gładkich, dociskanych do siebie siłą działającą wzdłuż wspólnej normalnej. Właściwości sprężyste obu ciał charakteryzują moduły sprężystości Younga E_K i E_B oraz współczynniki Poissona ν_K i ν_B , które dla obu ciał uwzględnia zastępczy moduł Younga w postaci [55].

$$E' = \frac{2 E_K E_B}{(1 - \nu_B^2) E_K + (1 - \nu_K^2) E_B} \quad (6.6)$$

W rezultacie styku punktowego, występującego w typowym zestawie tocznym na bazie kulek, wzajemne zbliżenie ciał określa zależność [55].



Rys. 6.10. Współczynnik wzajemnego zbliżenia ciał [55]

$$S = S^* \frac{\sum \rho}{2} \left(\frac{3F}{E' \sum \rho} \right)^{2/3} \quad (6.7)$$

gdzie: $\sum \rho$, E' określone są wzorami (6.4) i (6.6), a wielkość S^* przedstawia wykres na rys. 6.10 w zależności od $F(\rho)$, określonej wzorem (6.5).

Przedstawione wzory wyznaczono w oparciu o obliczenia odkształceń kulki i bieżni łożysk tocnych zawarte w literaturze [55], przy czym różnica występuje tu w wartościach promieni krzywizn bieżni, gdzie jeden z promieni przyjęto jako ∞ . Do dalszej analizy przyjmijmy, że elementy tocne i bieżnie wykonane są ze stali łożyskowej o module Younga $E_K = E_B = 2,08 \cdot 10^5$ MPa oraz o współczynniku Poissona $\nu_K = \nu_B = 0,3$. Po podstawieniu tych danych do wzoru (6.6) otrzymamy

$$E' = \frac{2 E_K E_B}{(1 - \nu_B^2) E_K + (1 - \nu_K^2) E_B} = 228571,43 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

a wartość sumy krzywizn wyniesie

$$\sum \rho = \frac{1}{r_{K_1}} + \frac{1}{r_{B_1}} + \frac{1}{r_{K_2}} + \frac{1}{r_{B_2}} = \frac{4}{d_k} - \frac{1}{0,55d_k} = \frac{1,2}{0,55d_k}$$

gdzie: d_k oznacza średnicę kulki w [mm].

W celu wyznaczenia wartości S^* należy najpierw obliczyć wartość funkcji $F(\rho)$ z zależności (6.5)

$$F(\rho) = \frac{\rho_1 - \rho_2}{\sum \rho} = \frac{\left(\frac{1}{r_{K_1}} - \frac{1}{r_{K_2}} \right) + \left(\frac{1}{r_{B_1}} - \frac{1}{r_{B_2}} \right)}{\sum \rho} = 0,833$$

Z wykresu zamieszczonego na rysunku 6.10, gdy $F(\rho) = 0,833$ to wartość $S^* = 0,77$.

Po wyliczeniu wszystkich wartości możemy je podstawić do wzoru (6.7) w celu wyznaczenia zależności na zbliżenie kulki i bieżni o walcowym rowku:

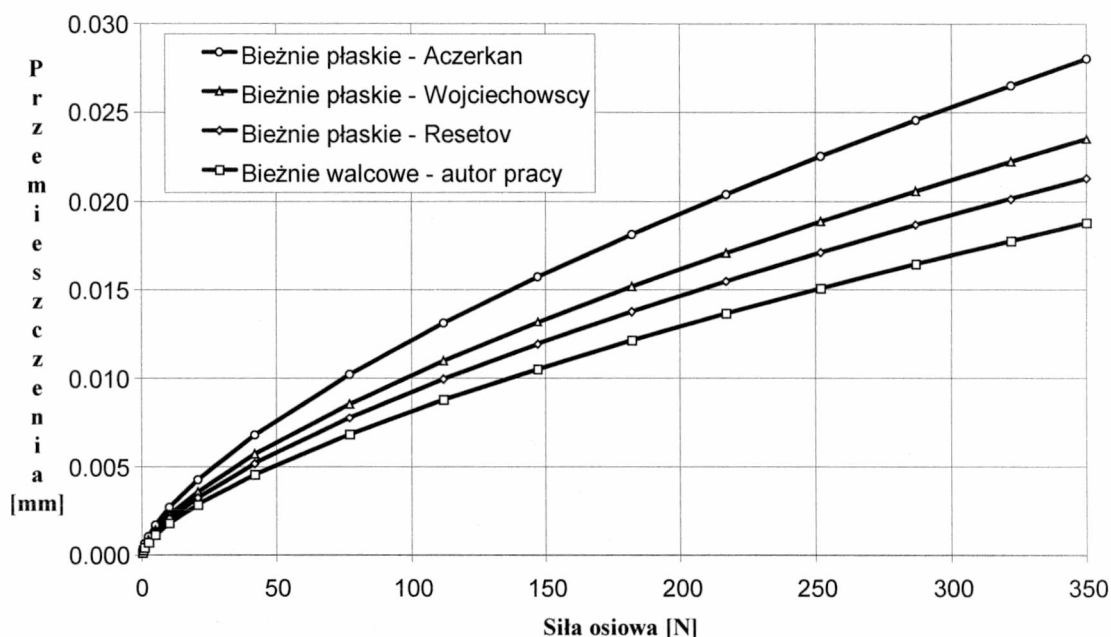
$$S = S^* \frac{\sum \rho}{2} \left(\frac{3F}{E' \sum \rho} \right)^{2/3} = 0,277843 (F)^{2/3} \left(\frac{1}{d_k} \right)^{1/3}$$

Ponieważ rozpatrywaliśmy tylko jedną część styku „kulka-bieżnia”, należy teraz wartość S podwoić, co pozwoli określić odkształcenia pomiędzy dwiema bieżniami a kulką, czyli przemieszczenie w zestawie tocnym powstałe w wyniku zaistniałych odkształceń:

$$S = 0,55569 \sqrt[3]{\frac{F^2}{d_k}} \text{ [mm]}$$

(6.8)

Porównując modele matematyczne zbliżenia dwóch płaskich płyt rozdzielonych elementem tocznym z modelem z bieżniami o rowku walcowym (rys. 6.11), widać że przemieszczenie S elementów na bieżniach płaskich jest większe niż na bieżniach walcowych. Do porównania wzięto modele charakterystyk podane przez autorów prac [55], [75], [110], a we wszystkich przypadkach średnicę kulki przyjęto $d_k = 3.175 \text{ mm}$.



Rys. 6.11. Przemieszczenia „kulka-bieżnia” według różnych autorów

6.3. Elementy MES w modelowaniu elementów tocnych

Metoda elementów skończonych i większość opracowanych w oparciu o nią systemów, w tym program COSMOS/M, umożliwia przeprowadzanie różnego rodzaju analiz w pracy inżynierskiej. W zagadnieniach statyki można posługiwać się zarówno analizą liniową jak i nieliniową. Możliwość przeprowadzenia analiz liniowych jak i nieliniowych stała się jednym z powodów wykorzystania tego oprogramowania do tworzenia charakterystyk statycznych zestawów tocnych niezbędnych w obliczaniu odkształceń UKO. Jak wspomniano w poprzednim podrozdziale, odkształcenia pojedynczych elementów tocnych z bieżniami mają charakter nieliniowy. Było to jednym z istotnych problemów podczas doboru odpowiedniego elementu skończonego, spośród dostępnych w programie COSMOS/M, do modelowania zjawisk występujących w strefie styku.

W modelowaniu elementów tocnych należy rozważyć kilka problemów, które muszą być uwzględnione w modelu:

- element toczny przenosi obciążenia tylko w jednym kierunku,
- ze wzrostem obciążenia wzrasta sztywność połączenia stykowego elementu tocznego z bieżnią,
- występuje tarcie toczne na styku „bieżnia-element toczny”, oraz że
- występuje zjawisko napięcia wstępnego.

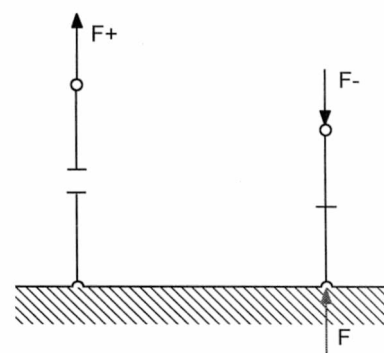
Powyższe właściwości połączenia stykowego elementu tocznego z bieżnią wykluczają zastosowanie standardowej analizy liniowej.

Analiza nieliniowa wymaga definiowania nieliniowej charakterystyki sztywności i jej odwzorowania w parametrach zastosowanych elementów. System, w kolejnych przejściach obliczeniowych, przybliża wyniki do zdefiniowanej charakterystyki sztywności zastosowanych elementów. Moduł obliczeniowy automatycznie przeprowadza niezbędną do uzyskania określonej dokładności liczbę iteracji.

Ważnym zadaniem było wybranie spośród oferowanych przez program COSMOS/M takich typów liniowych elementów skończonych, których właściwości pozwalałyby na modelowanie z ich pomocą elementów tocznych. Poniżej opisano trzy rodzaje elementów skończonych brane pod uwagę przy modelowaniu zestawów tocznych.

◆ Element typu GAP w analizie liniowej

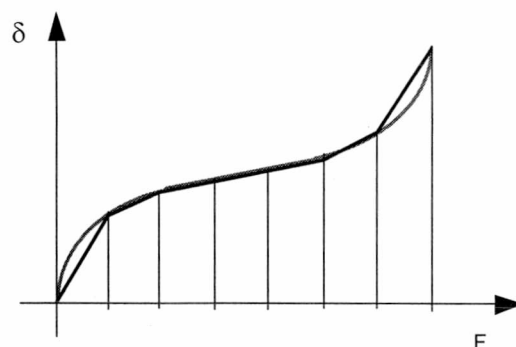
Jednym z elementów, mogących posłużyć do zamodelowania elementu tocznego, jest element typu GAP [79], [89], [114]. Prosty element GAP (rys. 6.12) jest doskonale sztywnym prętem posiadającym szczelinę, która zmniejsza się na skutek wzrostu siły ściskającej. Dopiero po zlikwidowaniu tej szczeliny element GAP przenosi obciążenia. GAP przenosi więc obciążenia w jednym kierunku (ściskanie lub rozciąganie).



Rys. 6.12. Element typu prosty GAP

◆ Element typu GAP w analizie nieliniowej

Analiza nieliniowa pozwala na zdefiniowanie nieliniowej charakterystyki statycznej elementu skończonego. Nieliniowa charakterystyka jest linearyzowana w przedziałach (rys. 6.13), a do takiego modelowania można zastosować element o nazwie „GAP rozszerzony”. Oprócz szczeliny ma on sprężynę, którą można regulować sztywność elementu, ogranicznik ugięcia sprężyny oraz tłumik obciążeń dynamicznych. Jego schemat przedstawia rys. 6.14. Funkcja $S = f(F_z)$ powinna więc oddawać stałą sprężyny, obrazującą sztywność elementu.



Rys. 6.13. Definiowanie charakterystyki nieliniowej.

GAP może przenosić siły poprzeczne do własnej osi, co można wykorzystać do modelowania tarcia

tocznego. Element tego typu może być obciążony tylko siłą ściskającą lub rozciągającą, w przypadku zdefiniowania elementu ściskającego będzie on automatycznie usuwany z modelu, gdy działa nań siła o przeciwnym zwrocie (rozciąganie) i odwrotnie.

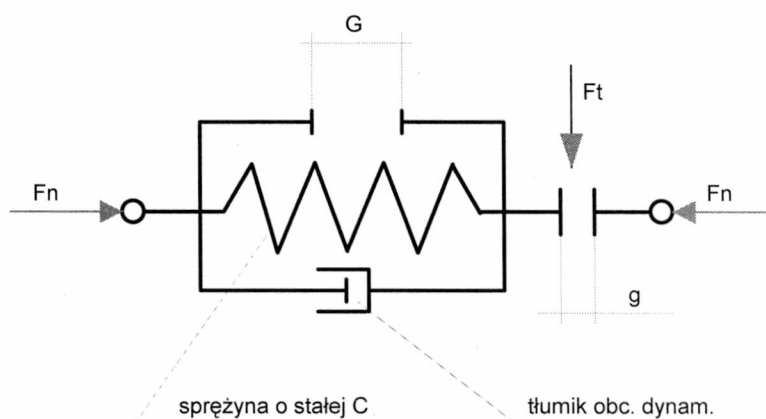
Parametrami podawanymi dla tego elementu są:

- g - wielkość szczeliny,
- G - dopuszczalne ugięcie sprężyny,
- C - stała sprężyny,
- F_n - początkowa siła w sprężynie,
- μ - współczynnik tarcia na powierzchniach, z którymi łączy się element,
- n - prędkość ruchu względnego węzłów,
- k - parametry tłumienia.

Element ten daje możliwość wiernego odwzorowania zjawisk zachodzących na styku elementów tocnych z bieżniami. Jednak analiza i obliczenia testowe pokazały, że w przypadku zastąpienia rzeczywistego elementu tocznego zamodelowanym elementem skończonym typu GAP, mogą występować problemy związane z:

1. nierównym rozkładem sił panujących w elementach tocnych w przypadku symetrycznego ich obciążenia. Różnice są tu niewielkie, ale obliczane odkształcenia dla tych elementów traciły wiarygodność. Przyczyn należy upatrywać w procedurach numerycznych.
2. trudnością zamodelowania napięcia wstępnego. Element typu GAP umożliwia co prawda zdefiniowanie takiego parametru jak siła początkowa w elemencie, ale kierunek działania tej siły jest przeciwny do kierunku działania siły zewnętrznej. W przypadku zdefiniowania elementu typu GAP ściskany (usuwanego, gdy działa nań siła rozciągająca), wartość zdefiniowanej siły początkowej jest odejmowana od zewnętrznej siły ściskającej, czyli siła początkowa działa tu jako siła rozciągająca. Natomiast siła pochodząca od napięcia wstępnego jest zawsze siłą ściskającą.

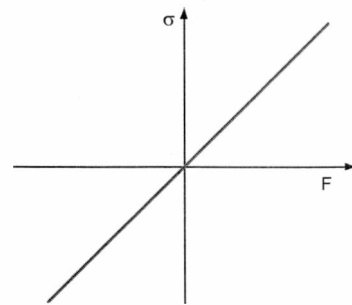
Powyższe problemy uwidoczniły się podczas próby obliczeń z wykorzystaniem elementów typu GAP, które przeprowadzano na zamodelowanej kostce, odpowiednio utwierdzonej i symetrycznie obciążonej. Wyniki obliczeń pokazały, że elementy tego typu nie mogą być zastosowane bezpośrednio do modelowania elementu tocznego współpracującego z bieżniami.



Rys. 6.14. Schemat elementu „GAP rozszerzony”

♦ Element prętowy typu TRUSS3D

COSMOS/M udostępnia również element prętowy nazwany TRUSS3D, charakteryzujący się liniową sztywnością, zdolnością przenoszenia obciążeń osiowych w dwu kierunkach i dowolnym zorientowaniem w przestrzeni (rys. 6.15) [14], [79], [89], [114]. Rozpięty jest on na dwóch węzłach modelu, z których każdy ma trzy stopnie swobody. Nie przenosi on sił poprzecznych.



Rys. 6.15. Charakterystyka elementu prętowego.

Przy pominięciu sił pochodzących od tarcia tocznego, które nie mają znaczącego wpływu na sztywność układu, do obliczania zestawów tocznych można stosować element liniowy oraz iteracyjne obliczenia uwzględniające nieliniowość charakterystyk. Przeprowadzenie takiej analizy wymaga spełnienia następujących założeń podczas modelowania i obliczeń:

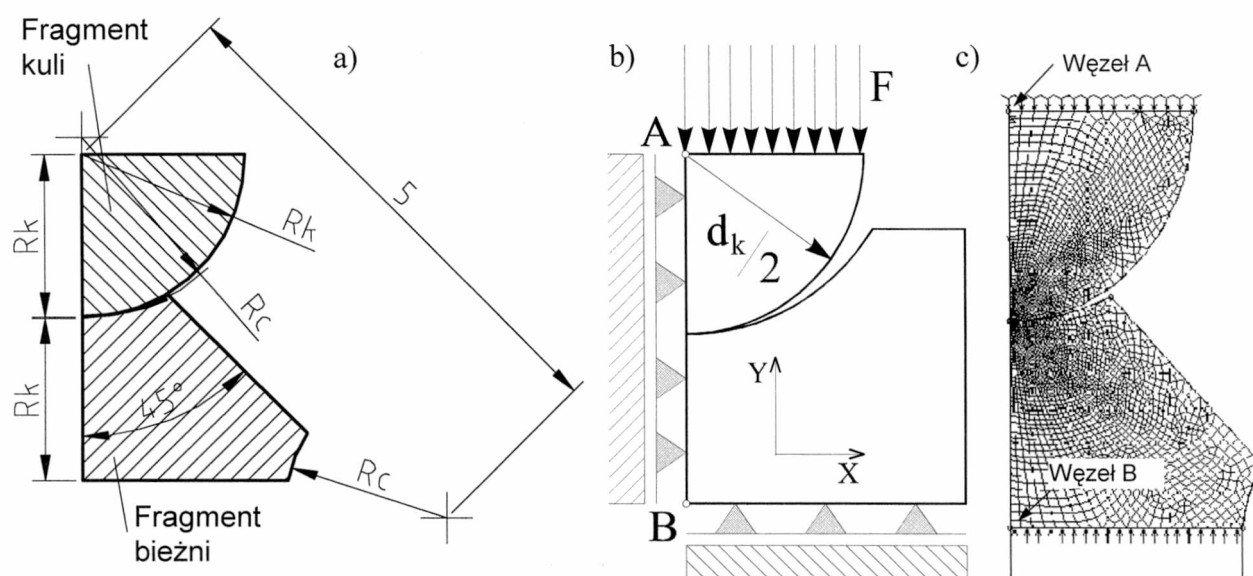
- Elementy toczne zastępowane są elementami typu TRUSS3D.
- W celu uwzględnienia nieliniowych charakterystyk elementów tocznych w elementach liniowych należy przeprowadzać obliczenia iteracyjnie, zmieniając ich sztywność po każdej iteracji według funkcji $S = f(F_z)$.
- W obliczeniach iteracyjnych należy uwzględniać jednokierunkowość przenoszenia obciążeń przez pręty zastępcze, poprzez ich usuwanie w przypadku wystąpienia sił rozciągających.
- Podczas wyznaczania nowych wartości przekrojów prętów zastępczych należy uwzględniać stosowane napięcie wstępne.
- Obliczenia należy prowadzić aż do uzyskania niemal identycznych wartości sił w tych samych prętach w kolejnych dwóch iteracjach.

Z powyższych założeń wynika, że przeprowadzenie takich obliczeń jest czasochłonne i dość skomplikowane. Jednak sprawdzone już właściwości elementów prętowych typu TRUSS3D w analizie nieliniowych zjawisk w warstwie stykowej [3], [18], [27], stały się jednym z powodów wykorzystania tego typu elementów do zastępowania elementów tocznych w modelach obliczeniowych.

6.3.1. MES w obliczaniu własności pary kontaktowej kulka-bieżnia

W celu sprawdzenia poprawności wzoru (6.8) przeprowadzono obliczenia pary kontaktowej „bieżnia-kulka” z pomocą MES. Zamodelowano jedną czwartą część kulki stykającej się z fragmentem bieżni walcowej (rys. 6.16). Pomiędzy płaszczyznami kulki i bieżni wstawiono elementy skończone typu GAP, symulując w ten sposób bezpośredni styk elementów. Wartość szczeliny początkowej pierwszego elementu GAP leżącego w punkcie (0,0) wynosiła 0 mm (rys. 6.17). Następne elementy umieszczano wzdłuż dodatniej osi X. W miarę zwiększania się sił F, zwiększała się liczba pracujących elementów w kontakcie, co usztywniało połączenie kulki z bieżnią. Dolną część bieżni (punkt B) utwierdzono na

kierunku Y, natomiast boczną część kulki i bieźni na kierunku X, modelując w ten sposób rzeczywiste warunki styku elementu toczonego z bieźnią. Do górnej części kulki (punkt A) przyłożono siłę F poprzez równomierne rozłożenie nacisku powierzchniowego. Obliczenia przeprowadzono dla zakresu sił od $0 \div 350$ N. Przesunięcie względne punktu A względem punktu B obrazują odkształcenia połączenia. Na rysunku 6.17 pokazano kopię ekranu programu COSMOS/M wraz z siecią modelu MES połączenia „kulka-bieźnia”. Przy statycznym kontakcie pod powierzchnią styku elementu toczonego z bieźnią występują naprężenia, których największa wartość występuje na pewnej głębokości wzdłuż osi Y. Dla kołowego pola kontaktu głębokość położenia punktu maksimum naprężeń tnących wynosi $0,467b$, gdzie b jest połową szerokości styku [55].

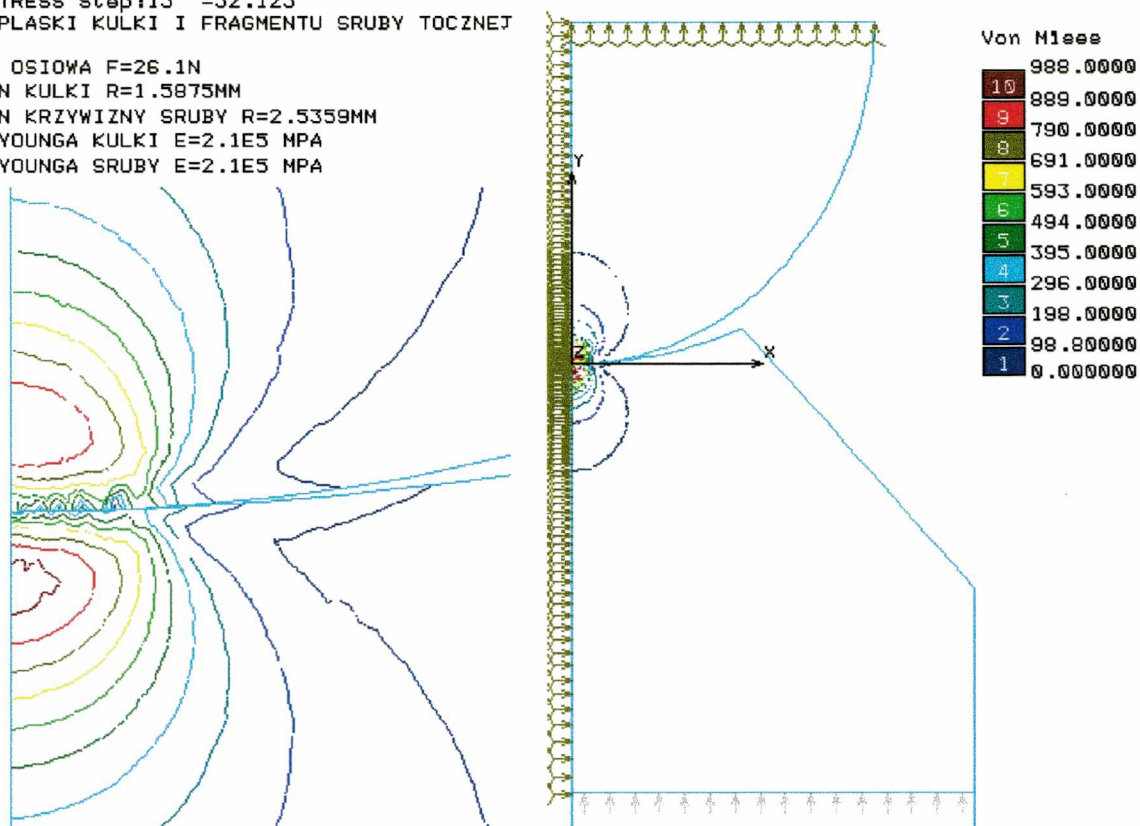


Rys. 6.16. Zamodelowane połączenie kulka bieźnia a) geometria modelu, b) schemat modelu, c) model MES

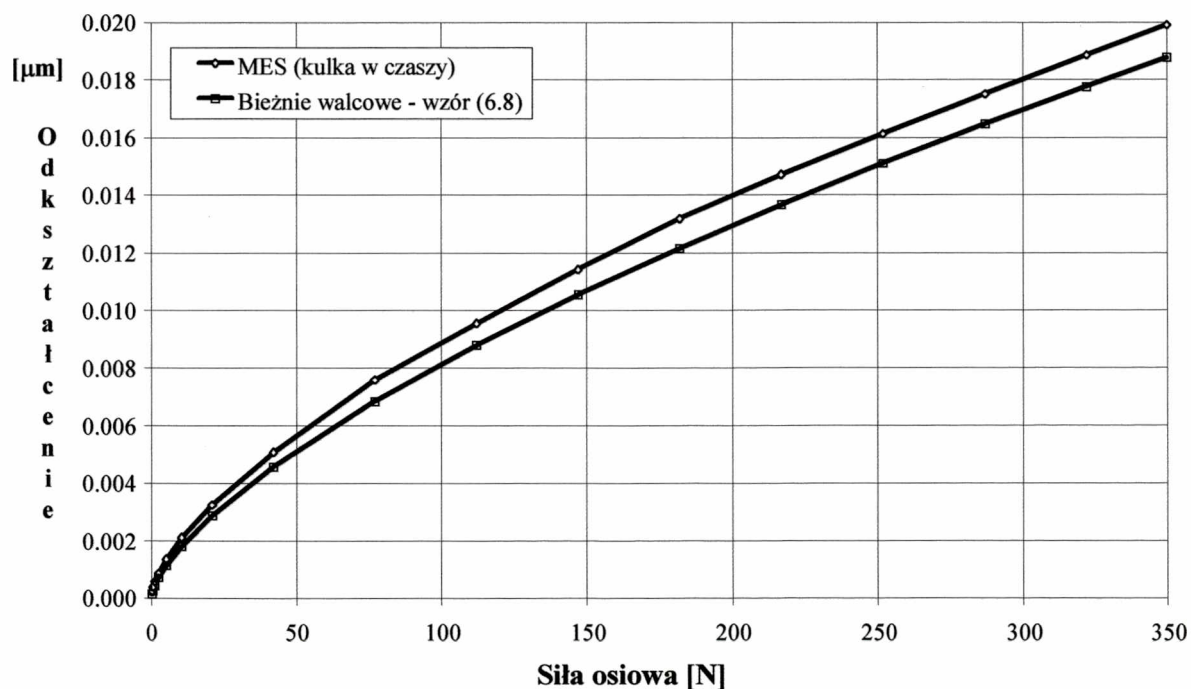
Wyniki obliczeń przedstawiono na rys. 6.18. Widać tu dużą zbieżność uzyskanych wyników z charakterystyką statyczną wyliczoną ze wzoru (6.8). Średnia różnica pomiędzy wynikami obliczeń MES, a obliczonymi wartościami odkształceń nie przekracza 6%. Można zatem wysunąć wniosek, że wyprowadzony wzór (6.8) jest poprawny, a odkształcenia wyliczone na jego podstawie będą zbliżone do rzeczywistych wartości (obliczenia w oparciu o model MES należy traktować jako wartość bazową-rzeczywista). Taki model MES może być stosowany jako narzędzie do projektowania zestawów tocnych i wyznaczania charakterystyk statycznych, jednak z uwagi na jego złożoność i bardzo gęsty podział siatki MES, nie może być stosowany w analizie obliczeniowej układów konstrukcyjnych. Przyjmuje się zatem inny sposób modelowania elementów tocnych w oparciu o elementy typu TRUSS3D i wzór (6.8).

NLIn STRESS Step:15 =52.125
MODEL PŁASKI KULKI I FRAGMENTU SRUBY TOCZNEJ

SILA - OSIOWA F=26.1N
PROMIEN KULKI R=1.5875MM
PROMIEN KRZYWIZNY SRUBY R=2.5359MM
MODUL YOUNGA KULKI E=2.1E5 MPA
MODUL YOUNGA SRUBY E=2.1E5 MPA



Rys. 6.17. Rozkład naprężeń tnących połączenia „kulka-bieżnia”

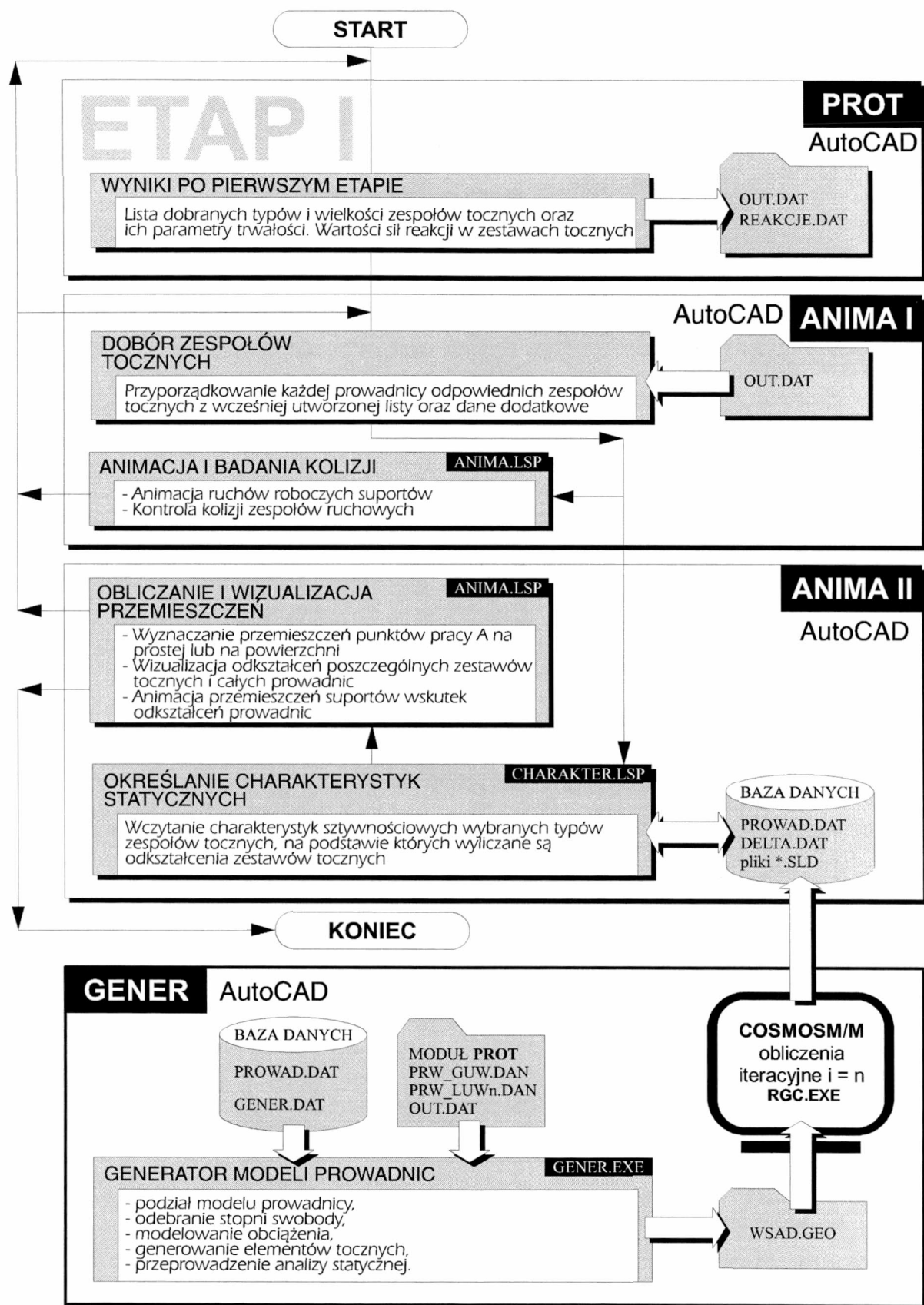


Rys. 6.18. Porównanie charakterystyki statycznej modelu matematycznego z modelem MES

6.4. Modelowanie i obliczanie własności zestawów tocznych MES

Sprawdzenie własności dobranej wstępnie struktury UKO, przeprowadzane za pomocą modułów **PROT** i **ANIMA**, musi być często zweryfikowane doświadczalnie lub metodą elementów skończonych. Uzyskane wyniki zależą od dostępności charakterystyk statycznych zawartych w bazie danych zestawów tocznych. Jak wspomniano, nie wszyscy producenci tych podzespołów zamieszczają w swoich katalogach te charakterystyki. Dlatego opracowano dodatkowy moduł programowy **GENER**, służący do automatycznej generacji modelu siatki MES prowadnic tocznych, za pomocą którego można wyznaczyć odkształcenia zestawów tocznych. Elementy toczne w modelowanej prowadnicy są zastępowane elementami MES - typu TRUSS3D, a ich parametry opisujące sztywność według wzoru (6.8) będą określone podczas iteracyjnych obliczeń (RGC.EXE). Moduł **GENER** generuje siatkę MES całego zespołu prowadnica-prowadnik, z uwzględnieniem wszystkich stopni swobody, obciążeń zewnętrznych oraz obecności i rozkładu elementów tocznych.

Przejęcie od modelu fizycznego prowadnicy do jej modelu obliczeniowego jest wykonywane za pomocą generatora modelu MES, jakim jest program GENER.EXE (rys. 6.19). Komunikacja między generatorem a systemem odbywa się poprzez plik PRW_GUW.DAN, będący interfejsem między wszystkimi modułami programowymi systemu. GENER.EXE generuje plik WSAD.GEO z poleceniami dla programu COSMOS/M. Powoduje on utworzenie modelu geometrycznego kontinuum zbudowanego z elementów przestrzennych typu VOLUME, które następnie są przetwarzane w modelu obliczeniowym na elementy skończone typu SOLID. Pręty zastępcze generowane są z pominięciem modelu geometrycznego, od razu jako prętowe elementy skończone typu TRUSS3D. Ponadto, za pomocą generatora można zadać obciążenia modelu w odpowiednich węzłach oraz odebrać stopnie swobody w węzłach łoża i nakrętki śruby pociągowej. Tak zbudowany model jest poddany obliczeniom przez program COSMOS/M w ramach liniowej analizy statycznej. Z pliku wynikowego odczytywane są wartości sił panujących w prętach modelujących elementy toczne. Na ich podstawie, uwzględniając nieliniową charakterystykę elementów tocznych oraz napięcie wstępne, program RGC.EXE wyznacza nowe wartości przekrojów prętów zastępczych (patrz rozdział 6.4.3). Obliczenia przeprowadza się iteracyjnie dopóki siły w elementach prętowych w kolejnych iteracjach mają wartości różniące się więcej niż o 0,1%. Przebieg doboru wstępnego, modelowania kontinuum i elementów tocznych oraz analizy przedstawia schemat z rysunku 6.19, a poszczególne etapy modelowania i obliczeń opisane są w kolejnych podrozdziałach.



Rys. 6.19. Schemat blokowy i miejsce modułu **GENER** w modelowaniu i analizie prowadnic tocznych.

6.4.1. Generowanie dyskretnego modelu MES

Program GENER.EXE przy generowaniu modelu przewodnicy korzysta z bazy danych zapisanej w pliku GENER.DAT, w którym zapisane są dane określające sposób podziału przekroju zestawu tocznego na elementy geometryczne typu SURFACE. W pliku GENER.DAT zawarte są informacje o wszystkich występujących w bazie danych zestawów. Format tego pliku jest następujący :

*****PRODUCENT***** - gdzie *PRODUCENT* jest nazwą producenta grupy zapisywanych zestawów tocznych

np. ****SCHNEEBERGER****, ****NSK**** lub ****THK****.

****ELEMENT**** - nagłówek sygnalizujący początek sekcji.

np. *ELEMENT* = LISTWA - sekcja opisuje listwę zestawu tocznego danego producenta.

ELEMENT = WOZEK - sekcja opisuje wózki (zestawy toczne) danego producenta.

*TYP1(nn)*TYP2(nn)*....*TYPn(nn)* - typy zestawów bez oznaczeń wielkości opisywane w danej sekcji. Po oznaczeniu typu, w sekcjach ***WOZEK***, w nawiasach, podana jest liczba elementów tocznych jednego rzędu, będących w kontakcie z szyną i wózkiem.

np. *MRA(11)*MRC(11)*.

TX - nagłówek sekcji podziału poziomego. Odczytane stąd wielkości, po przemnożeniu przez wymiar gabarytowy danego zestawu, wypełniają tablicę TX obiektu [Tobiekt]. Elementy tej tablicy podają współrzędne X punktów tworzących węzły podziału.

TY - nagłówek sekcji podziału pionowego. Odczytane stąd wielkości, po przemnożeniu przez wymiar gabarytowy danego przewodnika, wypełniają tablicę TY obiektu [Tobiekt]. Elementy tej tablicy podają współrzędne Y punktów tworzących węzły podziału.

TM - nagłówek sekcji metod. Generator działa w ten sposób, że tworzy elementy prostopadłościennie leżące na jednej wysokości tzn. w jednym wierszu. Współrzędne węzłów kolejnych elementów określone są przez elementy tablic TX i TY. Cały przekrój budowany jest przez kolejne wiersze, co można porównać z „budowaniem muru z cegieł”. Jeden wiersz sekcji *TM* opisuje jednoznacznie sposób budowy jednego wiersza modelu, czyli podaje liczbę i kształt „cegieł” w jednej warstwie muru oraz odległość danej warstwy od początku muru. Kolejne, oddzielone przecinkami cyfry oznaczają:

- od którego elementu tablicy TX będą pobierane współrzędne kolejnych węzłów, tzn. jaka jest odległość generowanego wiersza od osi symetrii,
- ile elementów o kodzie 0 zawiera generowany wiersz,
- kod wejścia, kod wyjścia,

Kody wejścia i wyjścia informują o kształcie pierwszego i ostatniego elementu w wierszu. Kod różny od zera oznacza zdegenerowany element ośmiowęzłowy, w którym dwa węzły pokrywają się, w

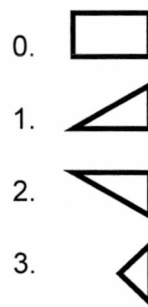
rezultacie otrzymany element jest graniastosłupem o podstawie trójkąta (klin). Numery kodów i odpowiadające im kształty elementów pokazuje rys. 6.20.

PP- nagłówek sekcji prętów. Umieszczone tu dwie pary liczb określają miejsca w tablicach TX i TY, gdzie zawarte są współrzędne punktów zaczepienia prętów zastępujących elementy toczne.

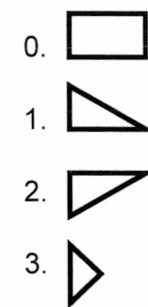
Na rysunku 6.21 przedstawiono fragment pliku GENER.DAT opisujący metodę tworzenia modelu szyny przewodników firmy Schneeberger oraz rysunek modelu połowy przekroju tej szyny (rys. 6.22).

Metoda podziału zakłada proporcjonalność zestawów jednego typu, dlatego zestawy danego typu reprezentowane są w bazie danych przez parametryczny zestaw reprezentatywny. Na rysunkach 6.23, 6.24, 6.25 przedstawiono przykładowe podziały przekrojów zestawów tocznych różnych producentów na elementy skończone. Linie pogrubione pokazują kontur rzeczywistego przekroju w przypadku jego odstępstwa od przekroju wyznaczonego przez siatkę podziału.

Kody wejścia



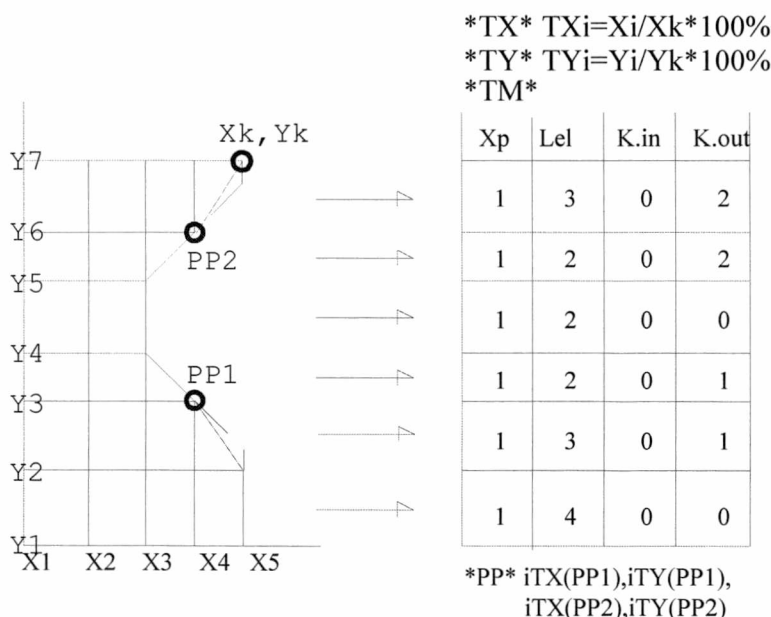
Kody wyjścia



Rys. 6.20. Kody kształtu elementów

```
****SCHNEEBERGER****
***SZYNA***
*MRA*MRB*
*MRC*MRD*
*TX*
0,29.52,55.55,77.77,100,
*TY*
0,19.59,37.5,50,68.75,81.25,100,
1,4,0,0,
1,3,0,1,
1,2,0,1,
1,2,0,0,
1,2,0,2,
1,3,0,2,
*PP*
4,3,4,6,
```

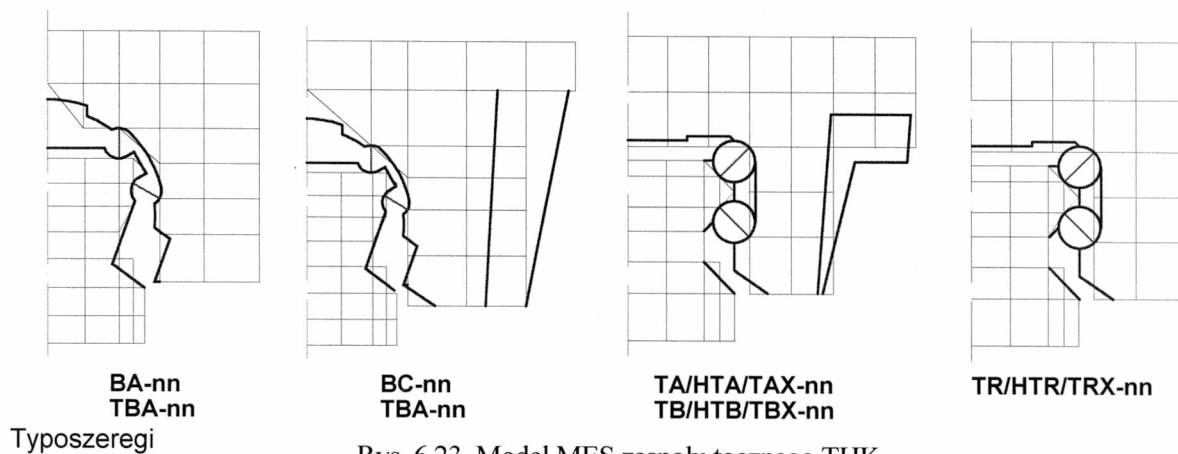
Rys. 6.21. Fragment pliku GENER.DAT



Xp - indeks dla X1 w tablicy TX
 Lel- liczba tworzonych w rzędzie elementów prostokątnych.
 K.in- kod wejścia (kształt pierwszego elementu).
 K.out- kod wyjścia (kształt ostatniego elementu).
 PP1,PP2- dwa punkty zaczepienia prętów zastępczych.
 iTX,iTY- indeksy do tablic zawierających odpowiednie współrzędne.

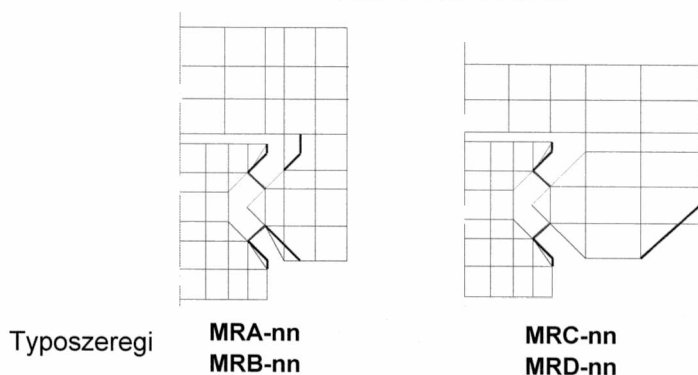
Rys. 6.22. Zapis topologiczny podziału listwy przewodniczej firmy Schneebergera

THK



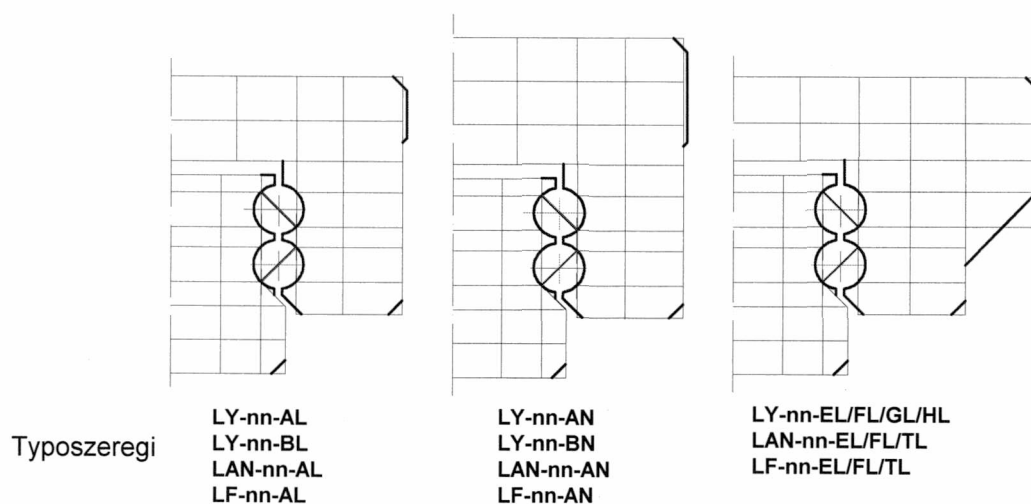
Rys. 6.23. Model MES zespołu tocznego THK

SCHNEEBERGER



Rys. 6.24. Model MES zespołu tocznego Schneebergera.

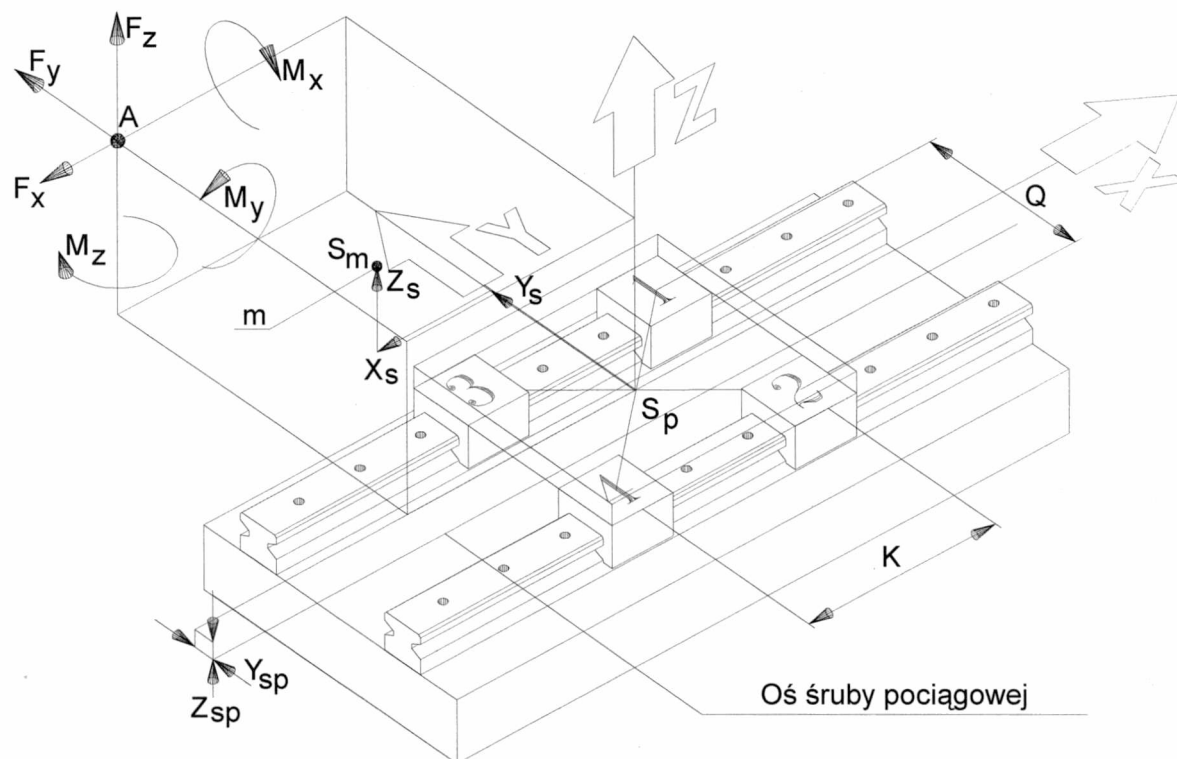
NSK



Rys. 6.25. Model MES zespołu tocznego NSK

6.4.2. Modelowanie obciążeń zewnętrznych

Składowe sił zewnętrznych mogą być określane podczas modelowania lub wczytane z systemu **PROT**. System ten umożliwia określenie wartości, kierunków i punktów zaczepienia składowych siły pochodzącej od skrawania i ośmiu sił masowych oraz zwrotów i wartości momentów sił skrawania (rys. 6.26.).

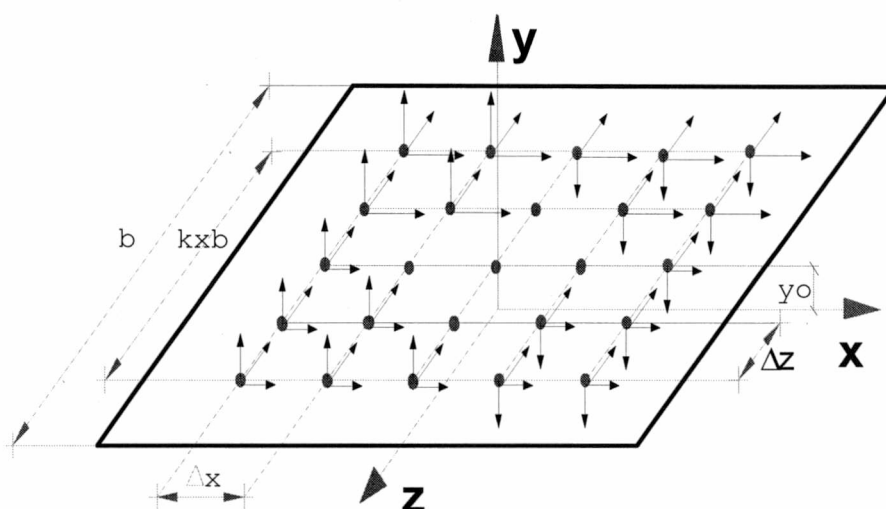


Rys. 6.26. Określenie obciążeń zewnętrznych

Podczas dokonywania doboru wstępnego w module **PROT**, program DOBOR.EXE oblicza wypadkowe siły, działające na prowadnicę oraz wypadkowe momenty względem początku układu współrzędnych, pochodzące od przyłożonych sił i momentów zewnętrznych. Obliczenia obciążeń wypadkowych przeprowadza się w sposób przedstawiony w rozdziale 4.1.

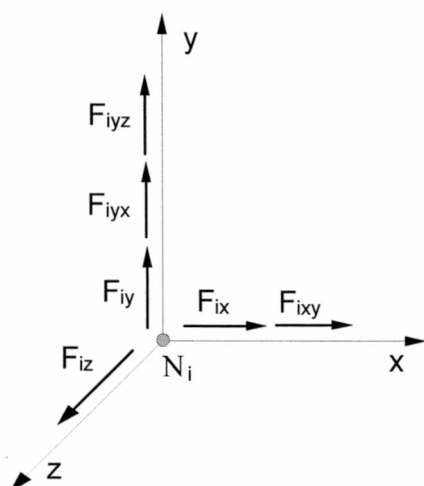
W rzeczywistości prowadnica obciążona jest siłami i momentami nie wprost na powierzchni płyty suportu, lecz poprzez dodatkowe elementy, np. poprzez imak nożowy. Sztywność tych elementów ma wpływ na przemieszczenie punktu „p-n”. Aby uwzględnić ich odkształcenia, należy zbudować indywidualny model dla każdego elementu pośredniczącego w przenoszeniu obciążeń między narzędziem a prowadnicą. Od konstrukcji elementu pośredniczącego zależy powierzchnia jego kontaktu z płytą suportu, a co za tym idzie rozkład sił zewnętrznych w węzłach modelu. Założenia te zostały uwzględnione w opracowanej metodzie generowania modelu obliczeniowego. Dla zamodelowania obciążenia odpowiadającego wypadkowym siłom i momentom działającym na zespół ruchowy

wystarczy przyłożenie odpowiednich sił w czterech węzłach, np. na powierzchni modelu płyty suportu. Jednak ze względu na duże przemieszczenia węzłów, w których przykładana jest siła zewnętrzna, obciążenie rozkładane jest równomiernie na określonej przez użytkownika systemu części powierzchni płyty (współczynnik kxb określa stosunek powierzchni obciążanej do całej powierzchni płyty b). Standardowo przyjęto, że w modelowaniu obciążenia bierze udział 20 węzłów leżących na powierzchni modelu płyty suportu lub wrzeciennika (rys. 6.27).



Rys. 6.27. Widok górnej powierzchni modelu płyty z obszarem obciążenia węzłów

Każdy z węzłów jest obciążony trzema wzajemnie prostopadłymi siłami (rys. 6.28) wyznaczonymi z zależności (zorientowanie osi jak w systemie COSMOS/M):



$$F'_x = F_{ix} \pm F_{ixy};$$

$$F'_y = F_{iy} \pm F_{iyx} \pm F_{iyz};$$

$$F'_z = F_{iz}$$

gdzie :

$F_{i\alpha}$ - część wypadkowej siły działającej w kierunku osi α przypadająca na jeden węzeł,

$F_{i\alpha\beta}$ - siła działająca wzdłuż osi α , wywołująca moment względem osi β .

Rys. 6.28. Składowe obciążenia i-tego węzła

Wybór znaku (+/-) zależy od „ćwiartki” płaszczyzny XZ, w której leży i-ty węzeł, i tak:

$x(N_i) < 0$ - przyjmuje się znak minus dla F_{iyz} ,

$z(N_i) < 0$ - przyjmuje się znak plus dla F_{iyx} , a znak minus dla F_{ixy} .

Poszczególne składniki powyższych równań dla standardowych założeń oblicza się następująco:

$$F_{i\alpha} = \frac{F_{\alpha}}{25} \quad \text{gdzie } \alpha = x, y, z ;$$

$$F_{iyx} = \frac{M_x - F_z \cdot (y_0 + y_{sp})}{30 \cdot \Delta z} ;$$

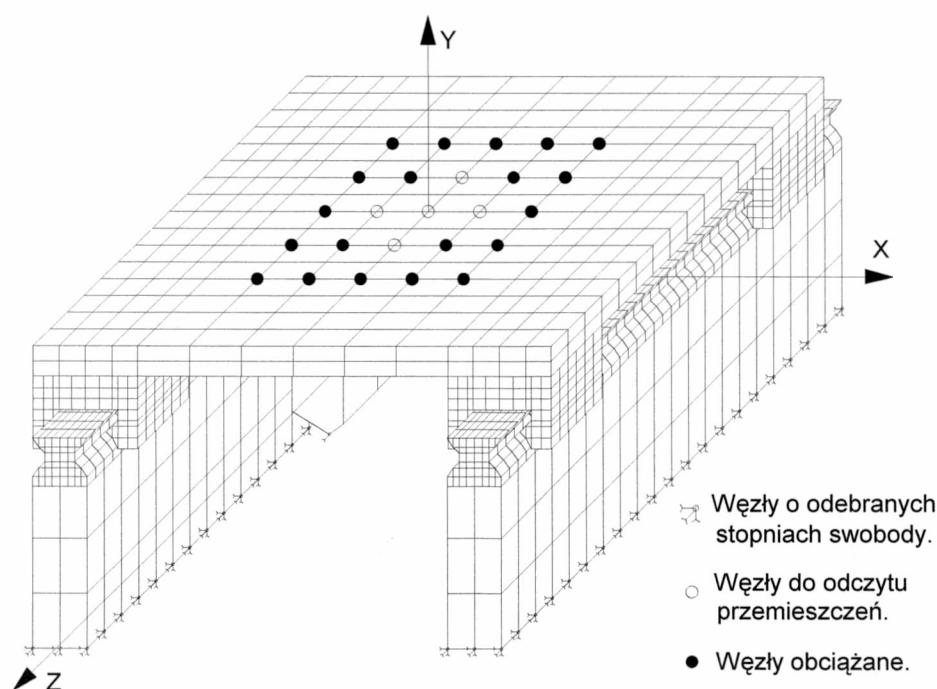
$$F_{iyz} = \frac{M_z + F_x \cdot y_0}{30 \cdot \Delta x} ;$$

$$F_{ixy} = \frac{M_y + F_z \cdot x_{sp}}{30 \cdot \Delta z}$$

gdzie : y_0 - wysokość, na jakiej leży górna płaszczyzna modelu płyty,
 Δx - odstęp pomiędzy obciążanymi węzłami w kierunku osi X,
 Δz - odstęp pomiędzy obciążanymi węzłami w kierunku osi Z,

Model obciążenia zapewnia zgodność z modelem fizycznym w zakresie wypadkowych wszystkich sił i wypadkowych wszystkich momentów, działających na przewodnicę. Moduł generowania obciążeń odpowiednio przypisuje obciążenia węzłom leżącym na powierzchni kontaktu płyty suportu z elementem pośredniczącym w przekazywaniu sił skrawania.

W wyniku działania programu GENER.EXE uzyskuje się plik wsadowy WSAD.GEO z zamodelowaną przewodnicą na czterech zestawach tocnych i fragmentem łoża, co pokazano na przykładzie (rys. 6.29). Jest to model przygotowany do obliczeń statycznych w programie COSMOS/M.



Rys. 6.29. Widok modelu obliczeniowego przewodnicy tocnej

6.4.3. Obliczenia iteracyjne własności zestawów tocnych

Rozważania zawarte w rozdziale 6.2, dotyczące modelowania nieliniowej charakterystyki pary kontaktowej „bieżnia-element tocny” wskazują na możliwość zastąpienia tej pary przez liniowo-sprężysty elementy MES i prowadzenie odpowiednio sterowanych iteracyjnych obliczeń tego nieliniowego układu (rys. 6.30).

Na początku generowania modelu MES tworzony jest układ prętów zastępczych, który odzwierciedla ich geometryczne położenie i wielkość w pojedynczym zestawie tocnym. Ich sztywność początkową (w przypadku kulek) wylicza się z zależności (6.8). W metodzie elementów skończonych odkształcenie pręta pod wpływem siły osiowej, zgodnie z prawem Hooke’a, opisane jest zależnością

$$S = \frac{F l}{E A} \quad [\text{mm}] \quad (6.9)$$

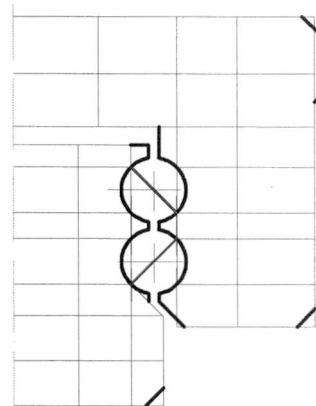
- w której:
- S - zmiana długości pręta [mm],
 - F - siła działająca wzdłuż pręta [N],
 - l - długość pręta, przyjmowana w tym przypadku jako średnica kulki [mm],
 - E - moduł Younga [N/mm²],
 - A - pole powierzchni przekroju poprzecznego pręta [mm²].

Po przekształceniu tego wzoru otrzymujemy zależność na przekrój zastępczy pręta:

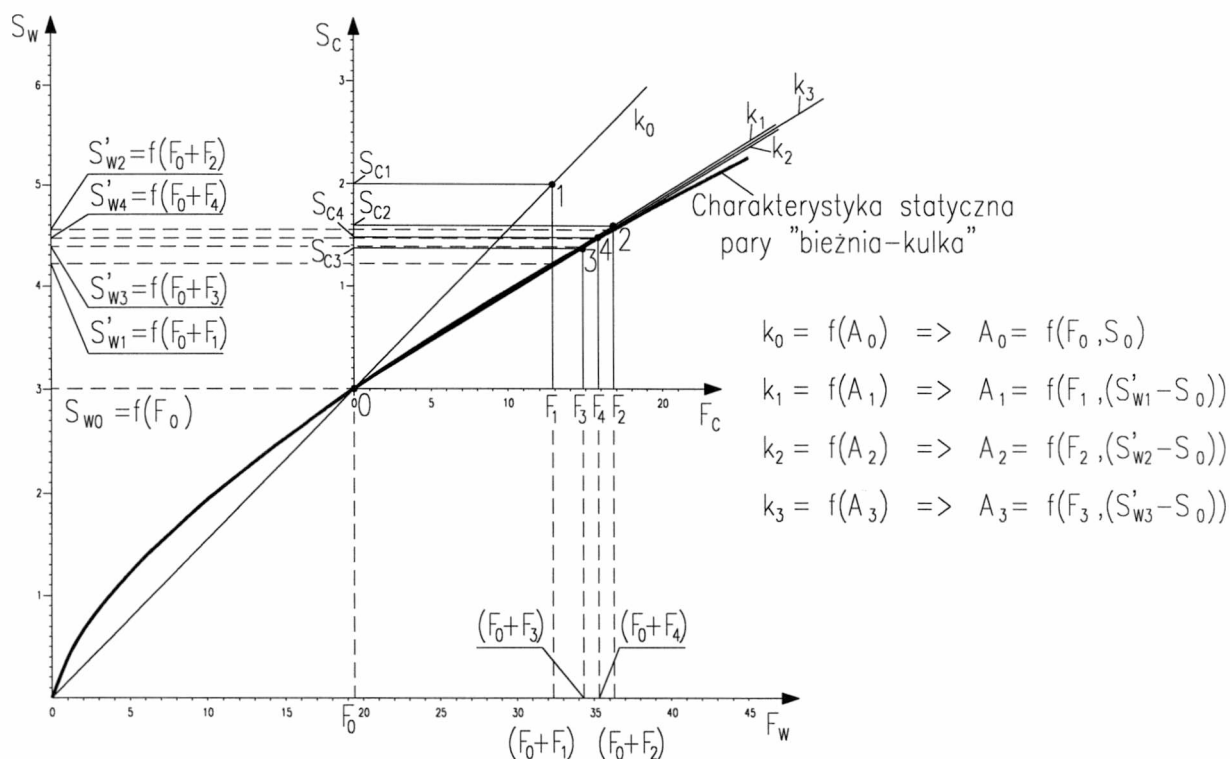
$$A = \frac{F l}{E S} \quad [\text{mm}^2] \quad (6.10)$$

Sposób prowadzenia obliczeń iteracyjnych przedstawia rysunek 6.31, na którym przedstawiono przykładową charakterystykę statyczną elementu toczonego oraz obliczane w kolejnych iteracjach odkształcenia zastępczych prętów pod wpływem działania sił zewnętrznych. W tych samych iteracjach modyfikuje się parametry elementów prętowych według wzoru (6.10), przyjmując za F wartość siły wyznaczonej w poprzedniej iteracji.

W iteracji 1 sztywność pręta zastępczego k_0 wyznacza się w zależności od wartości siły napięcia wstępnego F_0 i odkształcenia początkowego S_0 . Po obliczeniach wstępnych, z pliku wynikowego *.out program RGC.EXE odczytuje siły w poszczególnych prętach i przeprowadza ich analizę. Program ten stworzono do automatycznego prowadzenia obliczeń iteracyjnych, których algorytm funkcjonalny przedstawia rysunek 6.32.

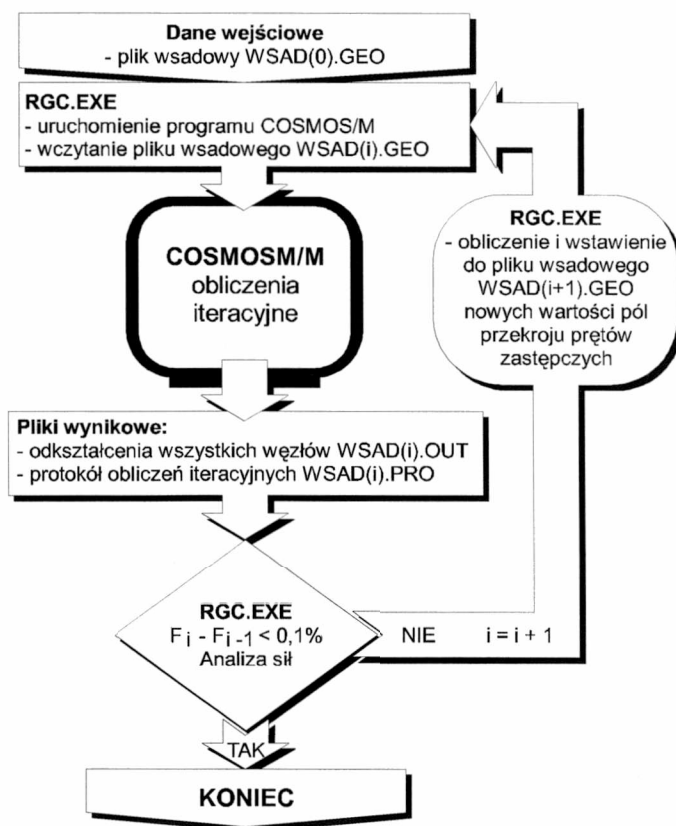


Rys. 6.30. Model „połówki” zespołu toczonego



Rys. 6.31. Charakterystyka odkształcenia w funkcji obciążenia pary kontaktowej

Program ten, w przypadku gdy pręt jest rozciągany, automatycznie go usuwa, natomiast dla pręta ściskanego siłą F_1 wyznacza nową wartość przekroju zastępczego A_1 , który definiuje jego nową sztywność k_1 . Nowy przekrój zastępczy A_1 określa się ze wzoru (6.10), gdzie siła $F = F_1$ jest siłą ściskającą pręt z poprzedniej iteracji, natomiast odkształcenie S jest równe różnicy odkształcenia S'_{w1} i S_0 wyznaczone ze wzoru (6.8). S'_{w1} wylicza się dla sumy sił F_0 i F_1 , natomiast S_0 tylko dla siły napięcia wstępnego F_0 . Po wstawieniu do pliku wsadowego nowych wartości przekrojów zastępczych prętów program RGC.EXE przechodzi do kolejnej iteracji. Proces obliczania pól przekrojów prętów zastępczych, przed kolejnymi obliczeniami iteracyjnymi, prowadzi się dopóki różnica wartości sił w prętach, w kolejnych iteracjach, jest większa niż 0,1%.



Rys. 6.32. Algorytm obliczeń iteracyjnych

7. Weryfikacja metody modelowania zestawów tocnych z pomocą badań eksperymentalnych

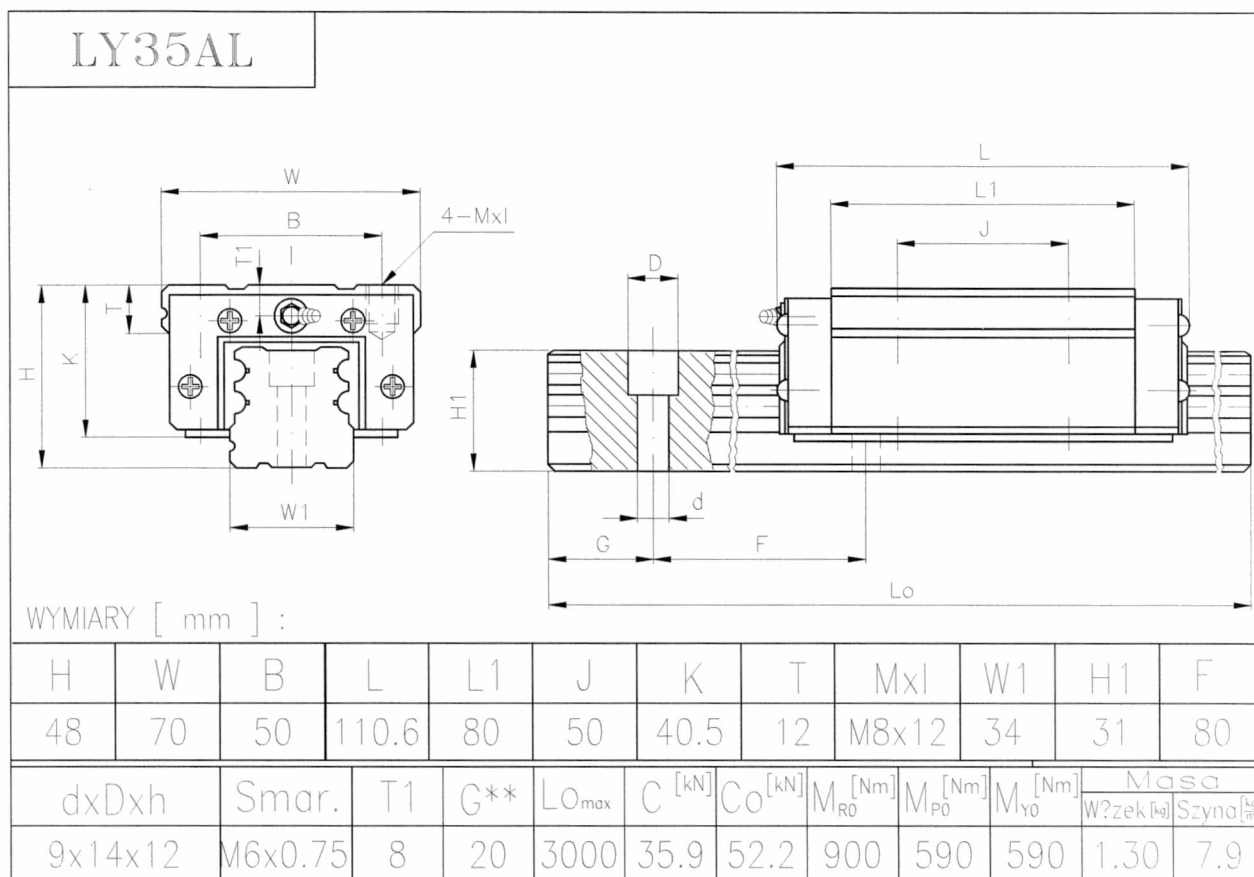
Opracowane oprogramowanie narzędziowe (**PROT**, **ANIMA**), umożliwia prowadzenie analiz własności struktur UKO maszyn wytwórczych z uwzględnieniem właściwości przewodnic tocnych automatycznie pobieranych z zamieszczonych w bazie danych charakterystyk sztywnościowych zestawów tocnych. Producenci zestawów tocnych w swych katalogach zamieszczają najczęściej charakterystyki te w postaci szacunkowej, określonej statystycznie dla poszczególnych typowielkości. Nie zawsze wystarcza to aby na podstawie tych danych przeprowadzać dokładną analizę sztywnościową projektowanego UKO. Dlatego system do projektowania przewodnic tocnych dodatkowo wyposażono w moduł programowy **GENER**, którego zadaniem jest modelowanie i analiza metodą elementów skończonych własności pojedynczego zestawu toczonego. Opracowany z pomocą modułu **GENER** model zestawu toczonego może być następnie wstawiony do sieci MES pełnego układu konstrukcyjnego obrabiarki. Do sprawdzenia zaproponowanej metody modelowania i przeprowadzania obliczeń MES pojedynczych zestawów tocnych, a zwłaszcza weryfikacji metody tworzenia tą drogą ich charakterystyk statycznych, przeprowadzono badania doświadczalne. Podstawowym celem przeprowadzonej weryfikacji było zamodelowanie i wyznaczenie charakterystyk statycznych zestawu toczonego w programie COSMOS/M i porównanie ich z otrzymanymi eksperymentalnie. Weryfikacja ta była możliwa dzięki przekazaniu przez firmę NSK Nippon Seiko pary zestawów tocnych kulkowych typu LY35AL. Pełne ich oznaczenie podano poniżej:

LY 35 - 1100 AL 2 G01 P5 Z4

- gdzie: **LY** - oznaczenie typu zestawu toczonego,
35 - oznaczenie wielkości,
1100 - długość listwy przewodnicy,
A - typ rozwiązania konstrukcyjnego przewodnika,
L - wielkość konstrukcji,
2 - liczba zespołów tocnych na listwie,
G01 - wewnętrzne oznaczenie firmy NSK,
P5 - klasa dokładności,
Z4 - klasa napięcia wstępnego.

Na rysunku 7.1 przedstawiono pełne dane zestawu toczonego typu LY35AL., wygenerowane z bazy danych modułu **PROT**, wraz z jego wymiarami gabarytowymi, nośnością statyczną i dynamiczną oraz dopuszczalnymi momentami i masą zestawu. Montażowe napięcie wstępne (klasa Z4) wynosi 2500 N i jest największe ze stosowanych w tego typu zestawach. Przy tak dużym napięciu wstępnym pojedynczy

element tocny - kulka - jest obciążona w czterech punktach styku z bieźniami. Schemat takiego obciążenia pokazano na rysunku 6.1.



Rys. 7.1. Zestaw tocny firmy NSK typu LY35AL zastosowany w badaniach eksperymentalnych

7.1. Analiza obliczeniowa zestawu tocznego LY35AL metodą MES

Przed zbudowaniem modelu obliczeniowego należało dokładnie określić wszystkie dane niezbędne do zachowania pełnego podobieństwa modelu geometrycznego do układu rzeczywistego. Generator GENER.EXE na podstawie informacji zawartych w pliku pomocniczym i bazach danych tworzy plik wsadowy WSAD.GEO, przy pomocy którego w programie COSMOS/M budowany jest automatycznie model obliczeniowy całego zestawu tocznego przewodnicy. Wygenerowany model obliczeniowy powinien:

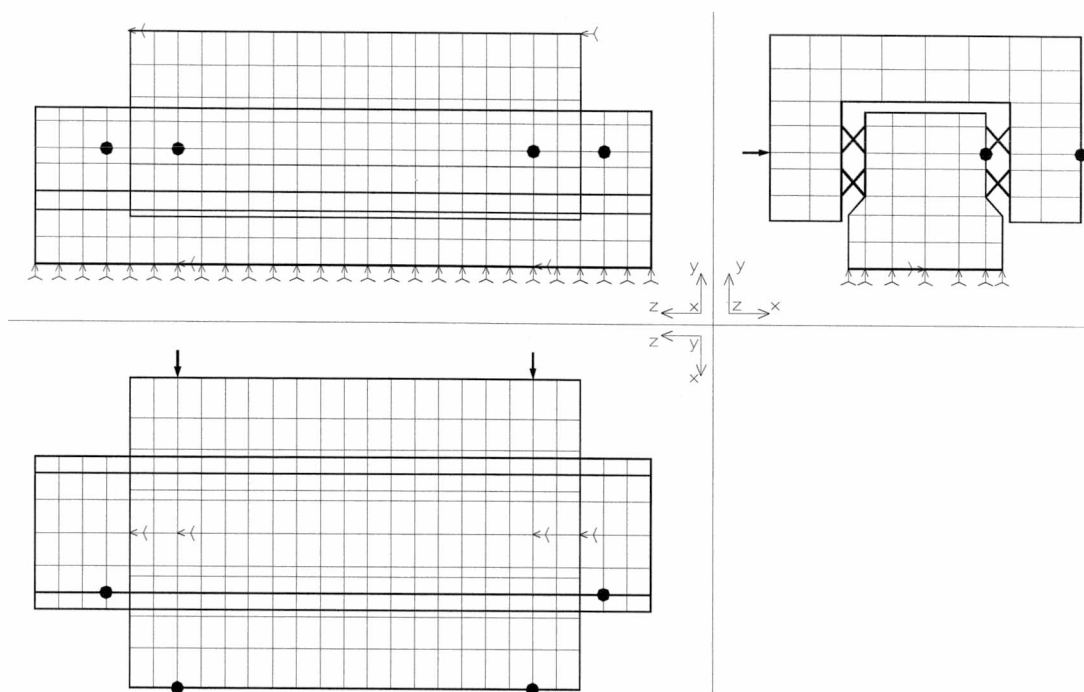
- zachować poprawność kształtu i wymiarów elementów składowych listwy przewodnicy i zestawu tocznego,
- zachować poprawne wzajemne rozmieszczenie w przestrzeni elementów tocznych,
- zachować wspólne węzły stykających się elementów tocznych i kontinuum materialnego,
- zachować poprawne rozmieszczenie elementów prętowych zastępujących elementy toczne,
- odbierać wymagane stopnie swobody w odpowiednich węzłach modelu MES,

- zachować zgodność warunków obciążenia z układem zastosowanym w badaniach doświadczalnych (rozdział 7.2),

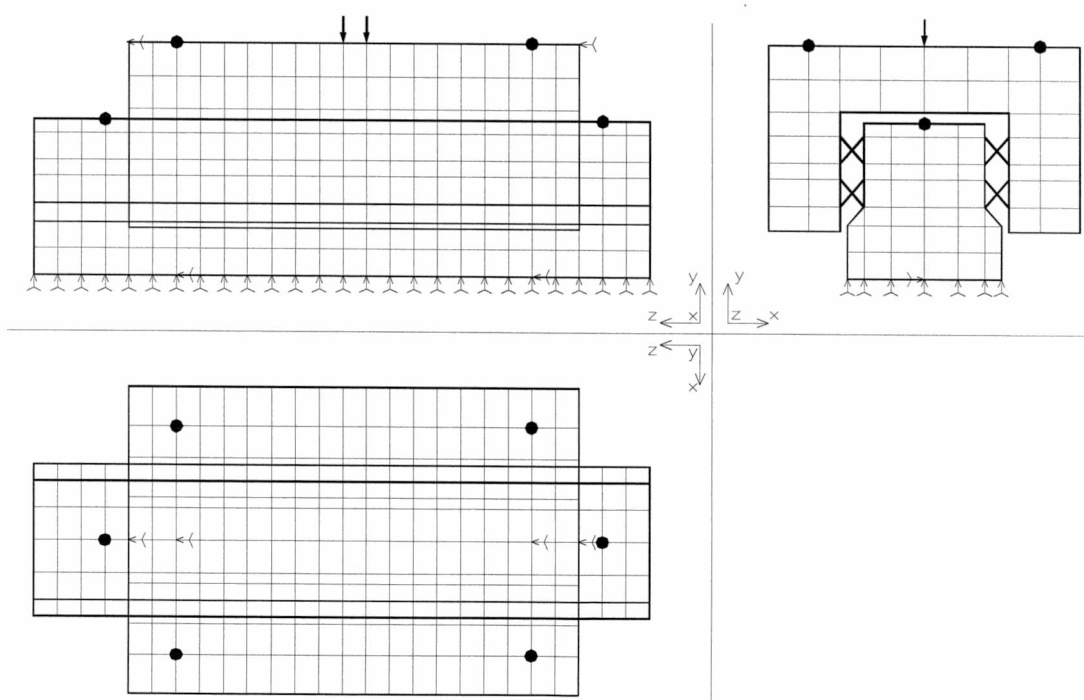
Do wygenerowania modelu obliczeniowego należało zatem przyjąć następujące dane:

- Liczbę kulek zestawu tocznego. W badanym zestawie tocznym zastosowano po 16 kulek w czterech rzędach, łącznie 64 elementy toczne. Zatem pierwsza wersja wygenerowanego pliku wsadowego do COSMOS'a, zawierała 64 pręty, jednak z uwagi na zastosowaną klasę napięcia wstępnego ($Z4 - 2500\text{ N}$), dołożono jeszcze 64 elementy prętowe, modelując w ten sposób czteropunktowy styk kuleczki z bieżniami (jak na rys. 6.1). Łącznie zatem liczba elementów prętowych w modelu obliczeniowym pojedynczego zestawu tocznego wynosiła 128.
- Wartość siły początkowej w pojedynczym elemencie tocznym, pochodzącą od wartości napięcia wstępnego. Napięcie wstępne w tego typu zestawach, podobnie jak w łożyskach, uzyskuje się dzięki ujemnemu luzowi pomiędzy bieżnią zestawu tocznego a listwą. W pierwszej iteracji można zatem założyć, dla uproszczenia modelu, że rozkład sił jest równomierny i każdy element toczny jest obciążony taką samą siłą ściskającą. W modelu przyjęto, że każdy pręt jest obciążony wstępnie siłą ściskającą $19,5\text{ N}$, co uzyskano poprzez podzielenie podawanej przez producenta w katalogu firmowym wartości napięcia wstępnego 2500 N przez liczbę elementów tocznych.
- Model matematyczny określający nieliniową charakterystykę pary kontaktowej „element toczny - bieżnia” w funkcji obciążenia z uwzględnieniem napięcia wstępnego. Badany zestaw toczny był dostarczony już w stanie napiętym wstępnie, zatem obliczenia MES należy prowadzić w taki sposób, aby pominąć początkowy stan odkształceń. Przy założeniu, że kontinuum materialne zestawu tocznego i listwy odkształca się liniowo, należało zatem uwzględnić nieliniowe odkształcenia zachodzące w parach stykowych „bieżnia zestawu - element toczny - bieżnia listwy”. Ten stan można uzyskać dzięki odpowiednim procedurom linearyzacji charakterystyk sztywnościowych i ustaleniu wyznaczonych wielkości jako parametrów do poszczególnych prętów pomiędzy kolejnymi obliczeniami iteracyjnymi (patrz rozdział 6.4.3). Ponieważ kształt bieżni w badanym zestawie tocznym był walcowy, a jej promień zaokrąglenia wynosił $0,55d_k$, to do dalszej analizy przyjęto (patrz rozdział 5.1) wcześniej wyprowadzony wzór (5.8), gdzie średnicę kulek przyjęto równą $5,5\text{ mm}$.

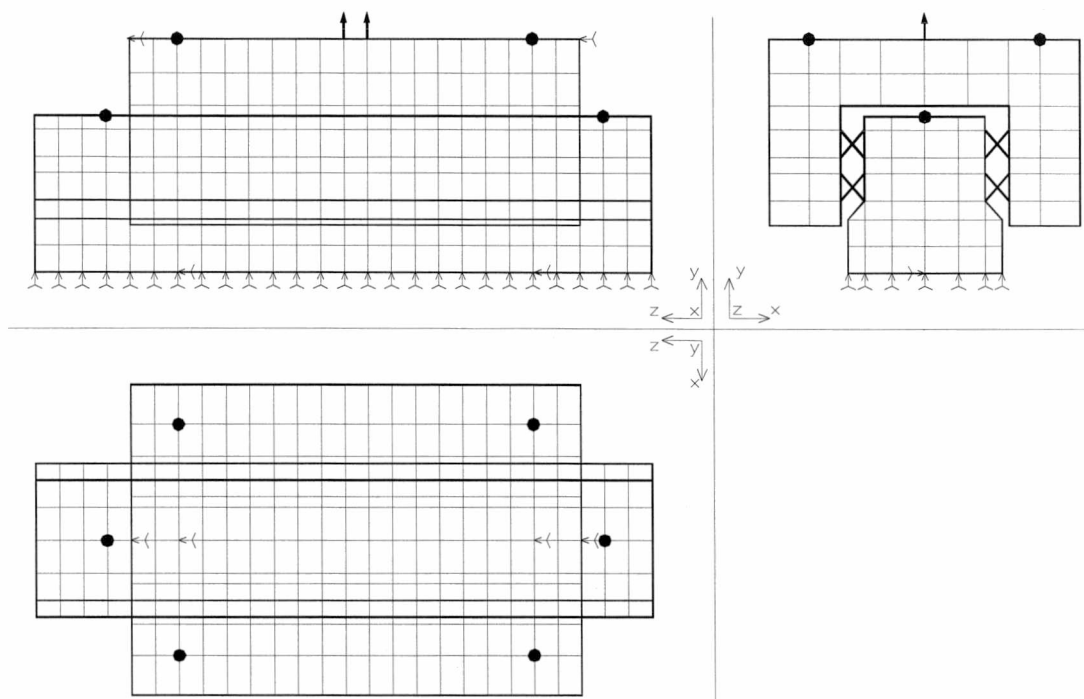
Program GENER.EXE tworzy model obliczeniowy całego zestawu prowadnicowego. Rysunki 7.2, 7.3 i 7.4 pokazują zamodelowany zestaw toczny LY35AL, przy obciążeniu siłą boczną, siłą pionową skierowaną do dołu i skierowaną do góry, wraz z węzłami, w których były analizowane przemieszczenia. Położenia tych węzłów odpowiadają położeniu czujników pomiarowych.



Rys. 7.2. Model obliczeniowy pojedynczego zestawu tocznego przy obciążeniu siłą boczną (pogrubione punkty pokazują węzły, w których mierzono przemieszczenia)



Rys. 7.3. Model obliczeniowy pojedynczego zestawu tocznego przy obciążeniu siłą pionową skierowaną do dołu (pogrubione punkty pokazują węzły, w których mierzono przemieszczenia)

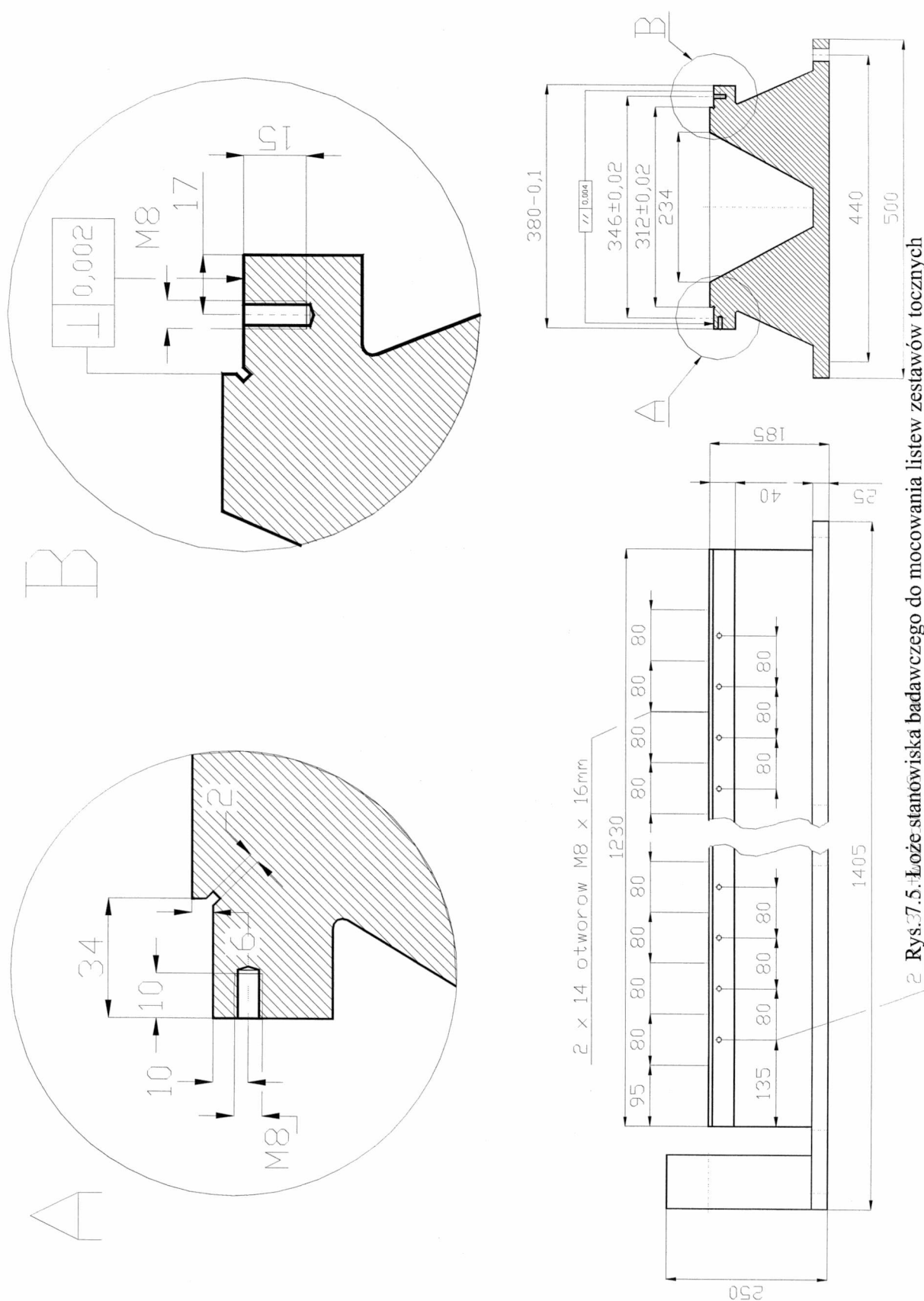


Rys. 7.4. Model obliczeniowy pojedynczego zestawu tocznego przy obciążeniu siłą pionową skierowaną do góry (pogrubione punkty pokazują węzły, w których mierzono przemieszczenia)

Zamodelowany zestaw toczny składa się z 2382 węzłów i 1730 elementów. Węzłom na dolnej powierzchni listwy odebrano na kierunku osi Y stopnie swobody, a dwóm z nich, w miejscach mocowania śrub, dodatkowo na kierunku osi X i Z. W celu uniemożliwienia ruchów w kierunku osi Z, utwierdzono dwa węzły znajdujące się w osi zestawu tocznego i na jej górnej powierzchni. Obliczenia pojedynczego zestawu tocznego trwały około 60 minut na komputerze klasy PENTIUM 100. Średnia liczba iteracji, przy założeniu różnicy sił w kolejnych iteracjach 0,1%, wynosiła 8. Przeprowadzono trzy serie obliczeń iteracyjnych zestawu tocznego LY35AL dla kolejnych sił reprezentatywnych w zakresie od 0 do 1500 N, zwiększając siły co 100 N.

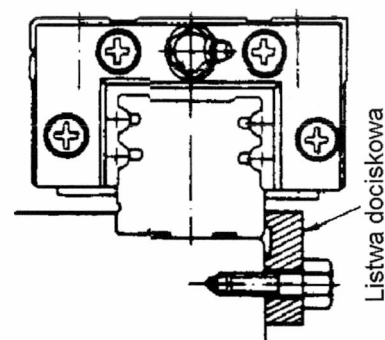
7.2. Stanowisko badawcze i montaż zestawów tocznych

Montaż zestawów tocznych wymaga dużej dokładności, staranności i odpowiedniej kolejności czynności montażowych. Na rysunku 7.5 przedstawiono kształt i wymiary łoża stanowiska badawczego. Do specjalnie przygotowanej, dokładnie obrobionej, zgodnie z zaleceniami producenta [23], [44], powierzchni na górnej części łoża mocowane były listwy przewodnicy. Stanowisko badawcze było budowane zgodnie z wymogami producenta, który zaleca następującą kolejność czynności montażowych:



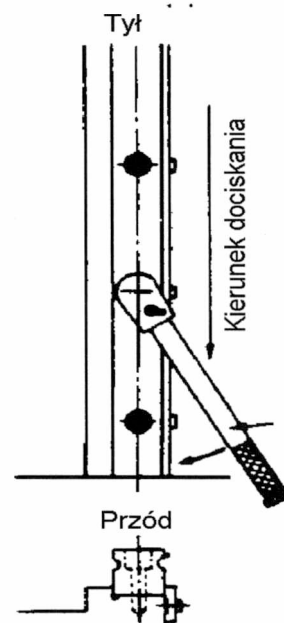
2 Rys.37.5. Łoże stanowiska badawczego do mocowania listew zestawów tocnych

- 1) Listwy przewodnicy, wraz z zamontowanymi na nich zestawami tocznymi, wypozycjonować i lekko dokręcić śrubami. Następnie docisnąć je do podłoża za pomocą specjalnych docisków i dokręcić śruby listwy utwierdzającej - bocznej (patrz. rys. 7.6). Listwa przewodnicy może być mocowana do podstawy dopiero wtedy, gdy stwierdzimy, że na całej powierzchni zapewniony jest odpowiedni styk.



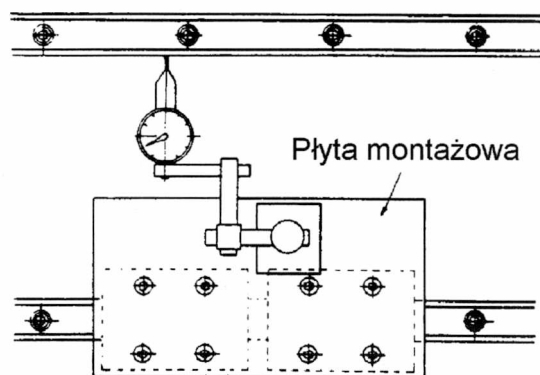
Rys. 7.6. Boczne dociśnięcie szyny

- 2) Wszystkie śruby mocujące listwę przewodnicy należy dokręcić kluczem dynamometrycznym z momentem równym 2200 Nm. Zaleca się po ułożeniu listwy docisnąć jej powierzchnię boczną do bocznej-pomocniczej powierzchni przyłożenia, a następnie dokręcić śruby począwszy od końca (patrz rys. 7.7). W ten sposób listwa jest dokręcona z odpowiednim momentem, który zapewnia właściwy docisk. Zablockowanie układu za pomocą bocznej listwy dociskowej powinno uniemożliwić wszelkie przesunięcia listwy przewodnicy podczas jej pracy.



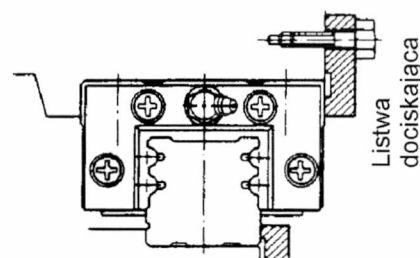
Rys. 7.7. Kierunek dokręcania śrub

- 4) Aby wyżej wymienione czynności montażowe mogły zapewnić wymaganą dokładność, płaszczyzny boczne i podstawy, zarówno przewodnicy głównej jak i pomocniczej nie mogą przekraczać, określonych odchyłek równoległości i prostopadłości. W przypadku, gdy pojedynczy zestaw toczny lub kilka zestawów związanych płytą suportu będą wykazywały nadmierne opory ruchu, należy dokładnie sprawdzić równoległość listew prowadzących za pomocą specjalnego przyrządu - czujnika (rys. 7.8), a następnie tak długo korygować położenie powierzchni podstawy i bocznej listwy, dopóki nie zostaną zniwelowane nadmierne odchyłki, określone przez producenta zestawów tocznych.



Rys. 7.8. Urządzenie do pomiaru równoległości listew przewodniczych

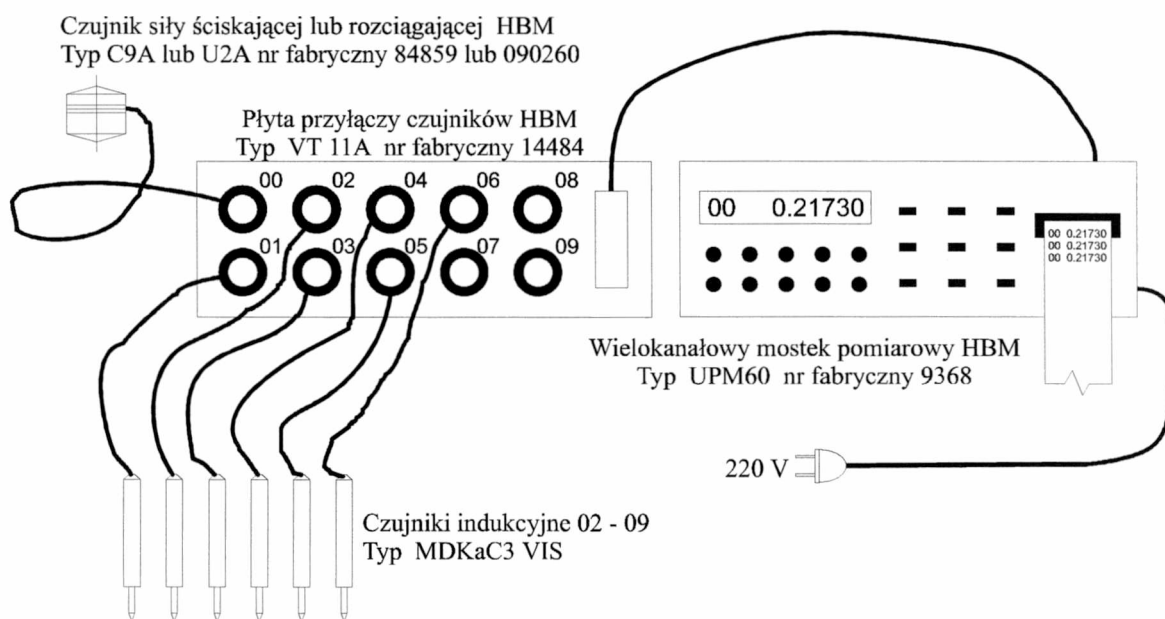
- 5) Przed osadzeniem płyty suportu należy dokładnie wypozyjonować zestawy tocne na listwach, tak by zachować współosiowość otworów na śruby. Śruby mocujące płytę suportu z zestawami tocznymi dokręcić z momentem 2200 Nm. Przy dokręcaniu śrub stół powinien być dociążony, przez co uzyskujemy lepszy styk skręcanych powierzchni. Zestaw toczny mocowany za pomocą listwy winno się docisnąć ze strony przeciwnej listwą boczną - pomocniczą (rys. 7.9).



Rys. 7.9. Boczne docięnięcie zestawu tocznego przewodnicy do płyty suportu

7.3. Badania eksperymentalne

Celem badań eksperymentalnych było znalezienie charakterystyk statycznych posiadanych zestawów tocnych. Realizacja tego celu wymagała zbudowania takiego stanowiska, aby możliwe było przyłożenie obciążenia siłami i momentami w różnych kierunkach, przy jednoczesnym dostępie do wszystkich charakterystycznych punktów pomiarowych. Zadanie to zrealizowano poprzez zbudowanie dwóch konstrukcji niezależnych (do obciążenia i dla czujników pomiarowych). Do pomiarów użyto wysokiej jakości aparatury pomiarowej niemieckiej firmy HBM. Schemat zamieszczony na rys. 7.10 przedstawia układ połączeń wszystkich elementów aparatury wykorzystanej do badań.



Rys. 7.10. Specyfikacja układu pomiarowego

Wszystkie czujniki, które użyto do pomiarów, uprzednio wyzerowano na specjalnym przyrządzie. Zakres pomiarowy każdego czujnika wynosi 1 mm, natomiast działka elementarna $\pm 0,1 \mu\text{m}$.

Poddane badaniom zestawy tocne mogą być według zaleceń producentów poddane obciążeniom zewnętrznym w zakresie do 10% nośności dynamicznej, czyli w tym przypadku do 5200 N. Jednak z

uwagi na ograniczony zakres sił czujnika siłowego przyjęto maksymalne obciążenie do 1500 N. Wskazania czujników pomiarowych przy maksymalnej sile w testowych pomiarach wynosiły około 15 μm , co było wynikiem wystarczającym do przeprowadzenia badań przy zachowaniu wszelkich zasad prowadzenia badań doświadczalnych. Wyniki przemieszczeń otrzymywano w postaci wydruków z mostka pomiarowego. Przetworzono je z pomocą arkusza kalkulacyjnego Microsoft EXCEL, dzięki czemu można było je przedstawić w czytelny, stabelaryzowany sposób oraz przetwarzać i przedstawiać w formie wykresów i charakterystyk statycznych. Badaniom poddano dwa zestawy toczne, które były obciążane siłą boczną, siłą pionową skierowaną do góry i siłą pionową skierowaną do dołu. Każdy pomiar powtarzano trzykrotnie, za każdym razem odciażając układ i zerując wszystkie czujniki pomiarowe. Uzyskane w ten sposób wyniki uśredniano. Poniżej przedstawiono wyniki badań zestawów tocznych.

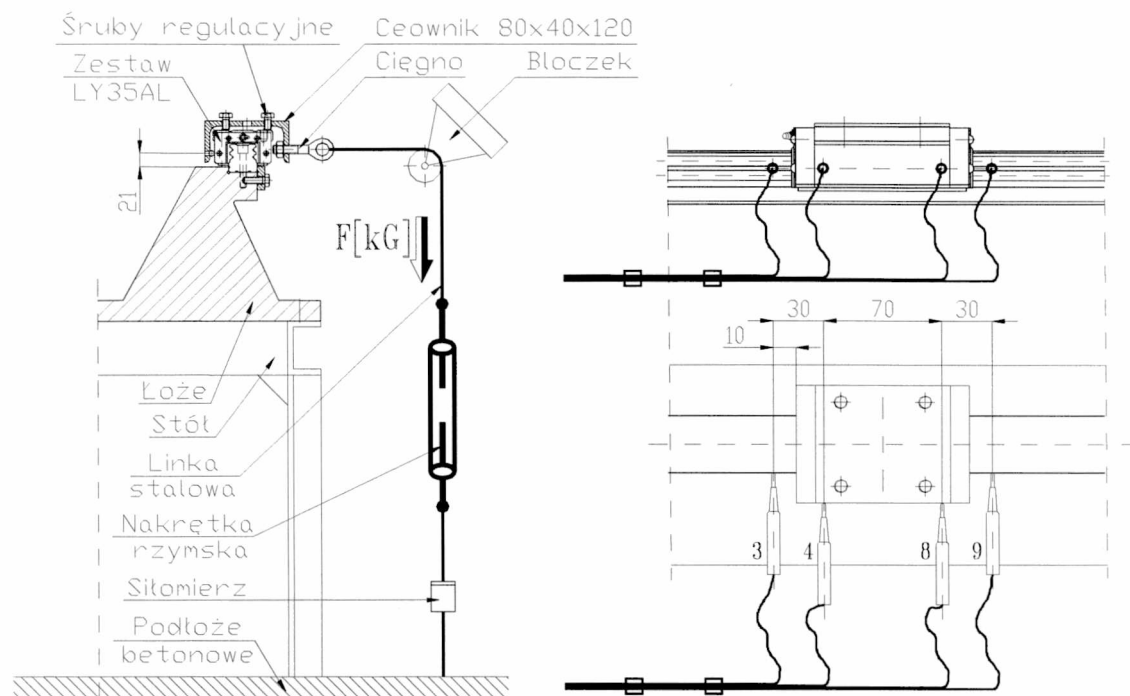
Każda charakterystyka statyczna pojedynczego zestawu tocznego przedstawia jego odkształcenia względem listwy prowadnicy w funkcji obciążenia. Czujniki przykładano do listwy prowadnicy i wózka, dzięki czemu można było określić względne przemieszczenia zestawu tocznego i listwy prowadnicy, na podstawie czego można zbudować już charakterystykę statyczną badanego zestawu tocznego.

7.3.1. Wyniki badań eksperymentalnych zestawu tocznego LY35AL obciążonego siłą boczną

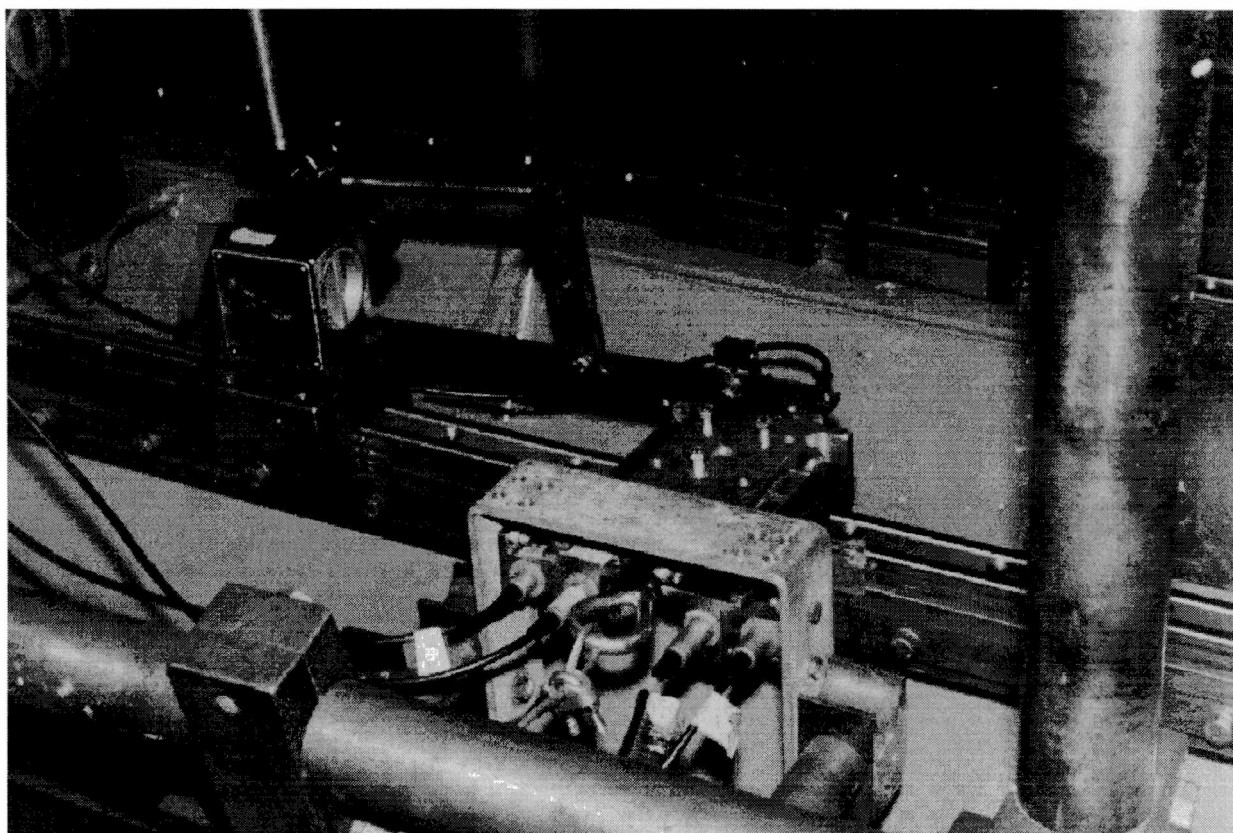
Na rysunku 7.11 przedstawiono w schematyczny sposób układ zadawania obciążeń oraz układ czujników pomiarowych przy obciążaniu badanego zestawu siłą boczną. Siłę działającą na zestaw toczny zadawano poprzez nakrętkę rzymską połączoną z podłożem za pomocą linki stalowej $\phi 6$, którą przełożono przez odpowiedni bloczek. Linka została przytwierdzona do ceownika 80 x 40 x 120, z pomocą którego poprzez dwie hartowane kulki bezpośrednio obciążano badany zestaw toczny.

Dla uproszczenia analizy stanu obciążenia oś działania siły, czyli punkty podparcia (miejsca styku kulek), umieszczono na jednej płaszczyźnie na wysokości osi prowadnicy (rys. 7.11) (na wysokości 21 mm od widocznej podstawy prowadnicy). W ten sposób wyeliminowano działanie momentu. Na rysunku 7.12 przedstawiono, w formie zdjęcia, stanowisko badawcze podczas badań pojedynczego zestawu tocznego LY35AL obciążonego siłą boczną.

W tabeli 7.1 zebrano wartości przemieszczeń korpusu zestawu tocznego względem listwy dla dwóch zestawów tocznych obciążanych w zakresie od 1000 do 1500 N. Wartości zamieszczone w tej tabeli wyliczono z różnicy wskazań czujników przyłożonych do wózka i wartości wskazań odkształceń listwy.



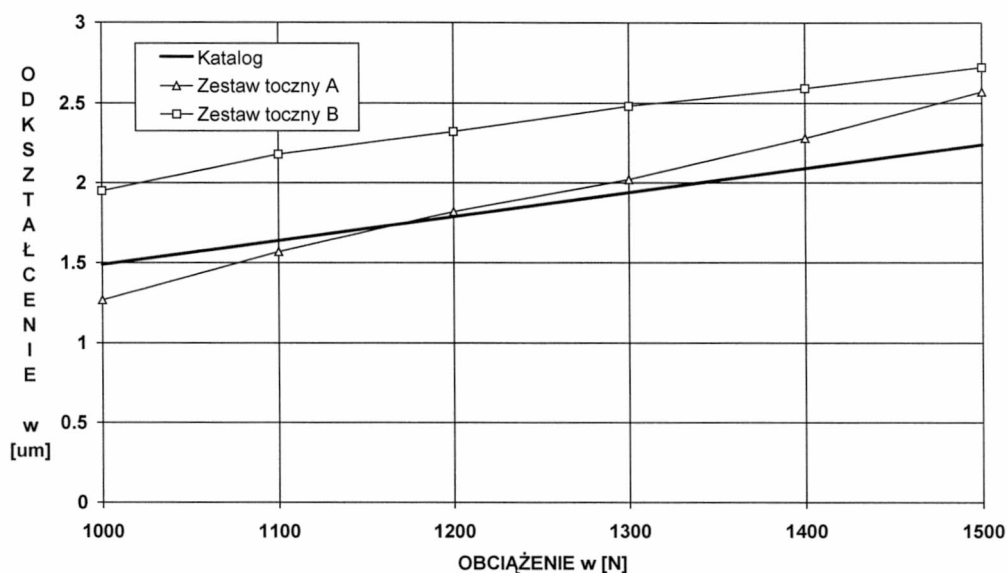
Rys. 7.11. Schemat układu pomiarowego przy badaniu pojedynczego zestawu tocznego siłą boczną



Rys. 7.12. Stanowisko badawcze podczas badania pojedynczego zestawu tocznego obciążonego siłą boczną

Tabela 7.1. Przemieszczenia zestawów tocznych przy obciążeniu siłą boczną [μm]

Siła [N]	Katalog	Zestaw toczny A	Zestaw toczny B
1000	1.49	1.27	1.95
1100	1.64	1.57	2.18
1200	1.79	1.82	2.32
1300	1.94	2.02	2.48
1400	2.09	2.28	2.59
1500	2.24	2.57	2.72



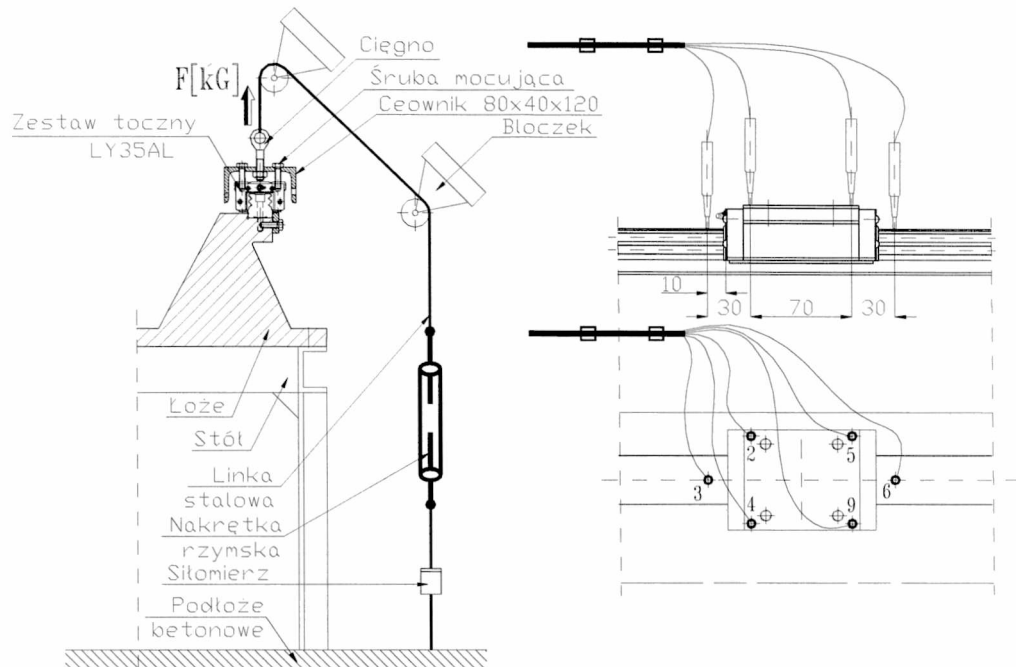
Rys. 7.13. Charakterystyki sztywnościowe uzyskane w wyniku badań eksperymentalnych dwóch zestawów tocznych przy obciążeniu siłą boczną

Na rysunku 7.13 przedstawiono otrzymane charakterystyki sztywnościowe badanych zestawów tocznych dla obciążenia bocznego. Średnia różnica wyników badań i danych katalogowych mieszczą się w granicach 20 %. Z wykresu wynika, że jak przypuszczano, podane w katalogach wartości są przybliżone i określane statystycznie dla różnych typów wielkości zestawów tocznych. Dla przeprowadzenia dokładnej analizy należy posłużyć się wynikami eksperymentalnymi lub modelami MES.

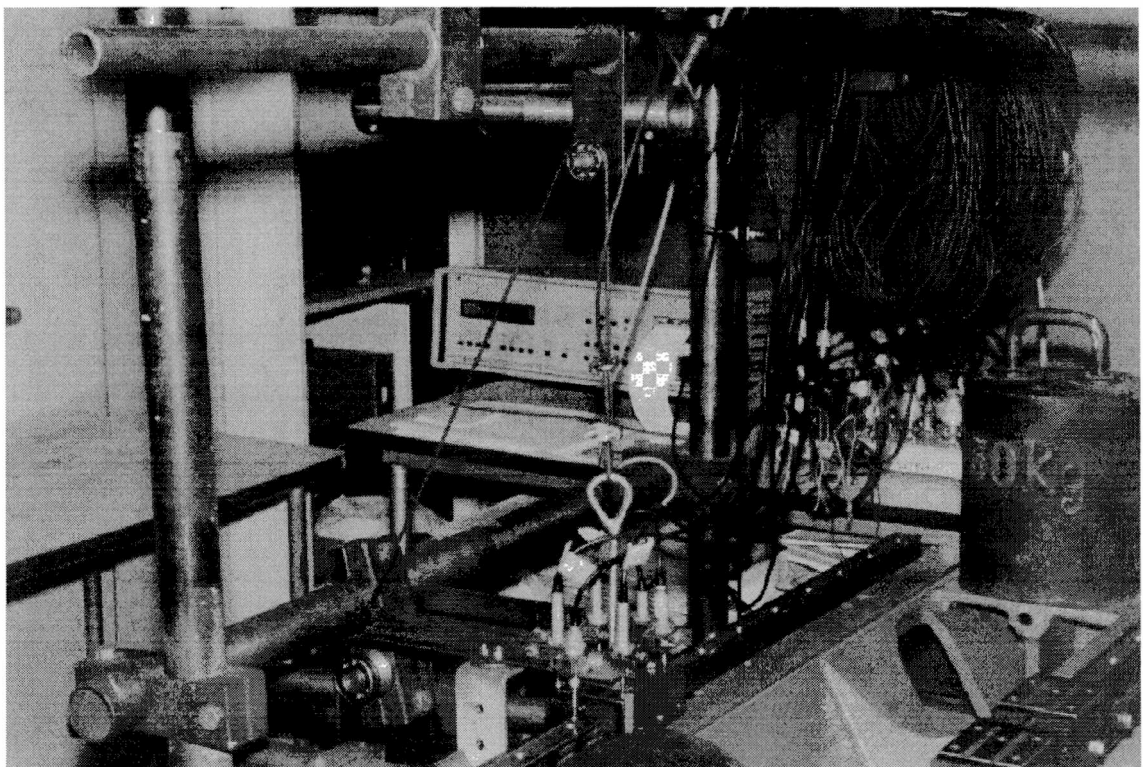
7.3.2. Wyniki badań eksperymentalnych zestawu tocznego LY35AL obciążonego siłą pionową, skierowaną do góry

Zmiana kierunku działania siły z bocznej na pionową skierowaną do góry, wymagała przebudowy stanowiska badawczego. Należało bowiem zbudować dodatkowy układ z zamontowanym dodatkowym bloczkiem. Należało również tak przebudować układ pomiarowy, aby umożliwiał pomiary odkształceń zestawów tocznych w kierunku działania siły. Do pomiaru użyto sześciu czujników, rozłożonych na powierzchni górnej badanego zestawu tocznego (4 czujniki) i na listwie (2 czujniki). Schemat układu

pomiarowego przy obciążeniu pojedynczego zestawu tocznego siłą pionową skierowaną do góry pokazano na rysunku 7.14. Na rysunku 7.15 pokazano, w formie zdjęcia, wygląd stanowiska badawczego.



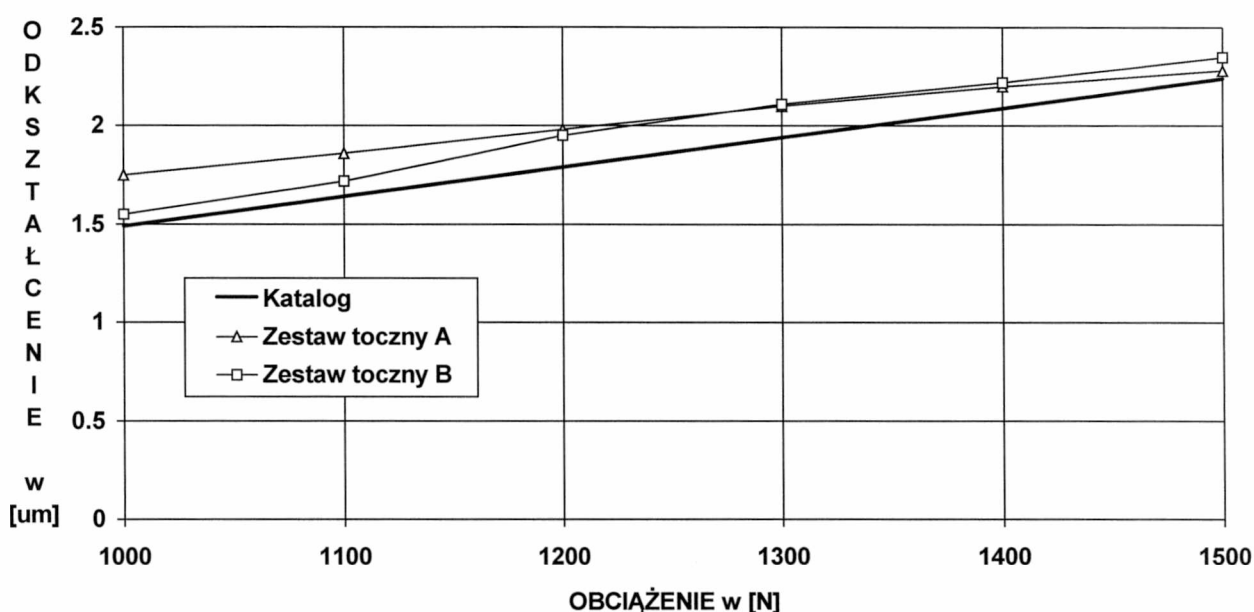
Rys. 7.14. Schematyczny układ pomiarowy przy obciążeniu pojedynczego zestawu tocznego siłą pionową, skierowaną do góry



Rys. 7.15. Stanowisko badawcze podczas badania pojedynczego zestawu tocznego obciążonego siłą pionową skierowaną do góry

Tabela 7.2. Przemieszczenia zestawów tocznych przy obciążeniu siłą pionową, skierowaną do góry [μm]

Siła	Katalog	Zestaw toczny A	Zestaw toczny B
1000	1.49	1.75	1.55
1100	1.64	1.86	1.72
1200	1.79	1.98	1.95
1300	1.94	2.10	2.11
1400	2.09	2.20	2.22
1500	2.24	2.28	2.35

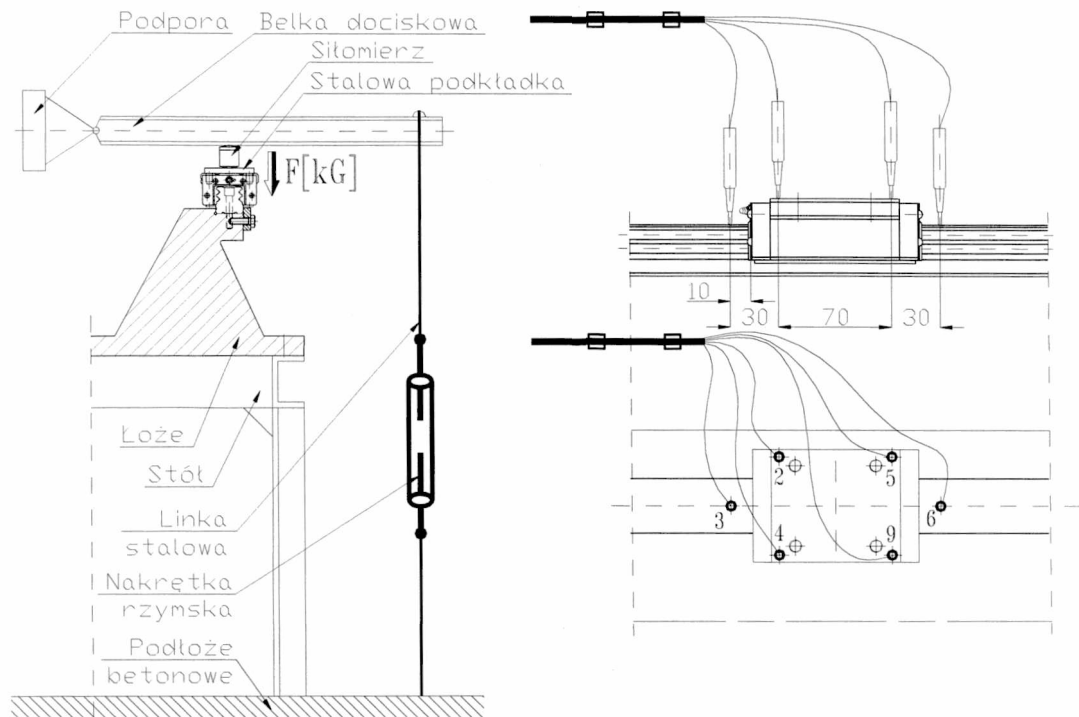


Rys. 7.16. Charakterystyki sztywnościowe uzyskane w wyniku badań eksperymentalnych czterech zestawów tocznych przy obciążeniu siłą pionową, skierowaną do góry

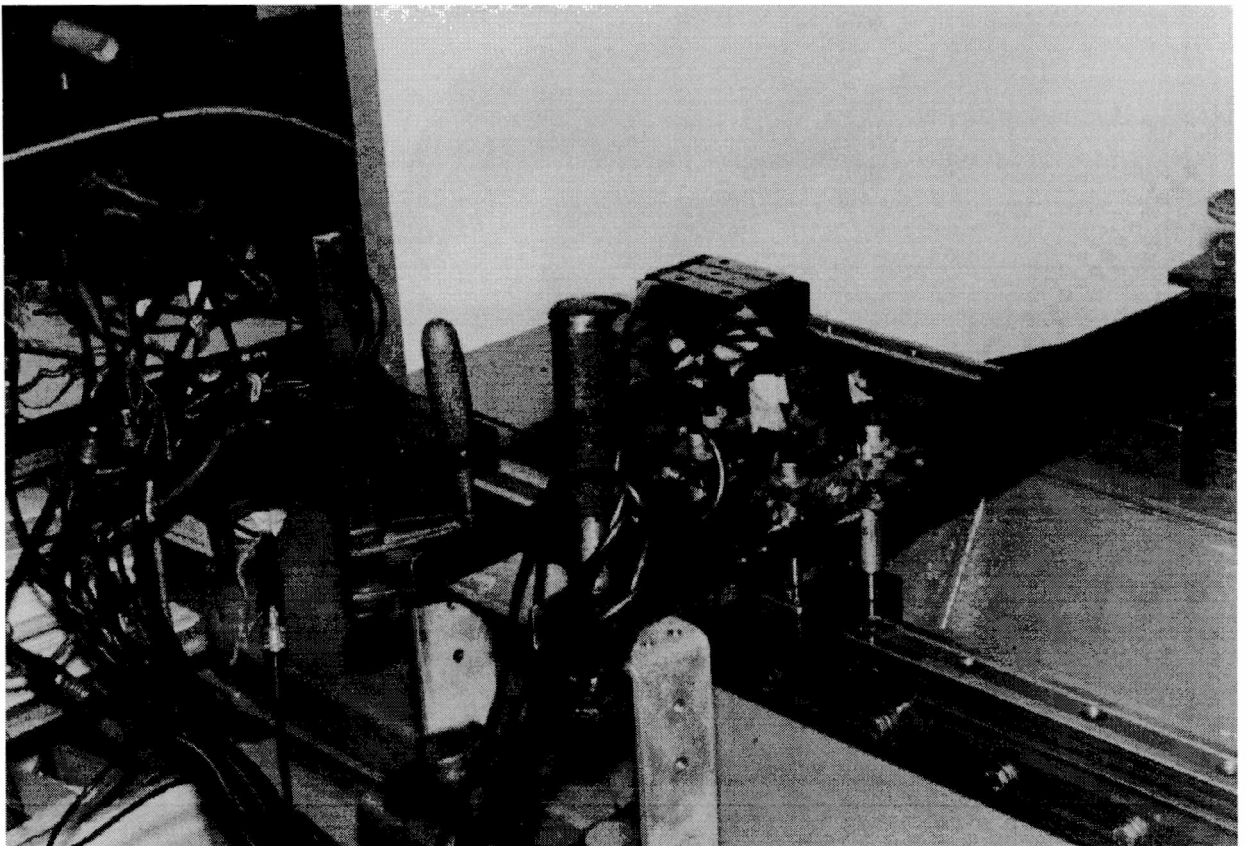
W tabeli 7.2 zebrano wyniki pomiarów badanych zestawów tocznych a na rysunku 7.16 ich charakterystyki sztywnościowe oraz krzywą podaną w katalogu firmowym, przy obciążeniu siłą pionową skierowaną do góry. Średnia różnica między wynikami badań a charakterystyką katalogową mieszczą się w granicach 5%.

7.3.3. Wyniki badań eksperymentalnych zestawu tocznego LY35AL obciążonego siłą pionową, skierowaną do dołu

Zadawanie siły pionowej skierowanej do dołu wymagało też nowego rozwiązania układu obciążenia i układu czujników pomiarowych. Znacznie prostszy, z punktu widzenia mechaniki, układ zadawania siły w rzeczywistości okazał się dość skomplikowany, jeżeli chodzi o mocowanie belki dociskowej, która jednocześnie utrudniała dostęp do odpowiednich punktów pomiarowych (rys. 7.17). Na rysunku 7.18 pokazano fragment stanowiska badawczego podczas badania pojedynczego zestawu tocznego obciążonego siłą pionową, skierowaną do dołu.



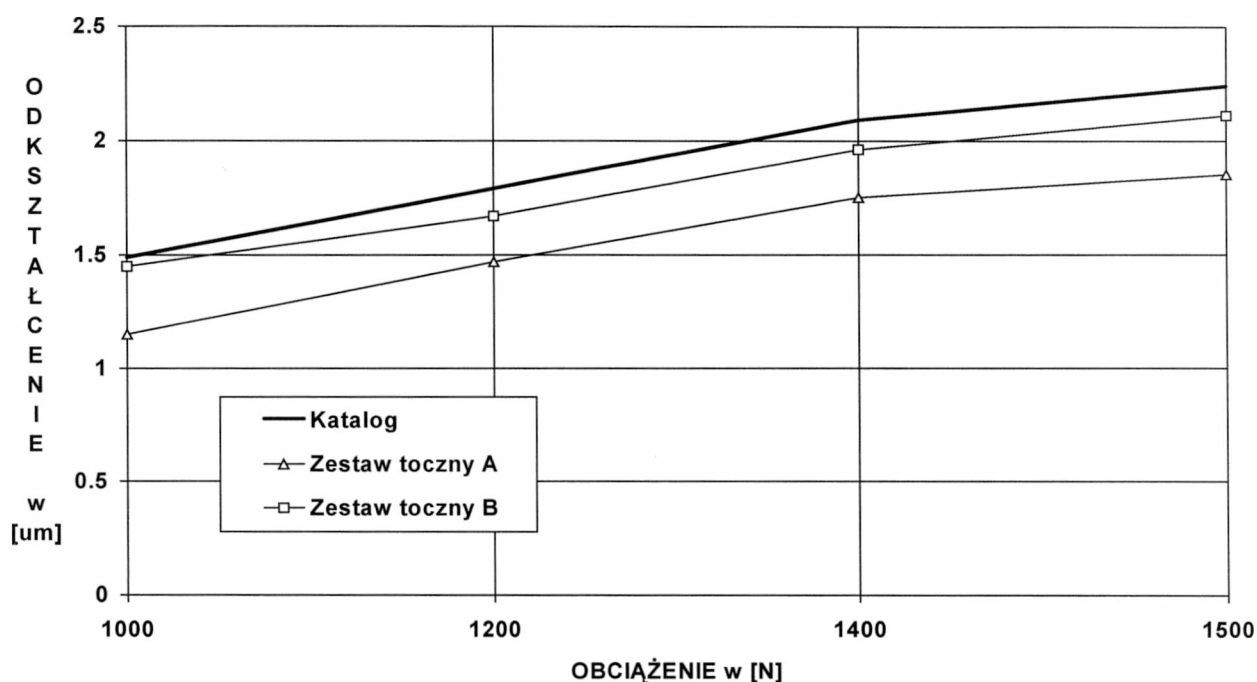
Rys. 7.17. Schematyczny układ pomiarowy podczas obciążania pojedynczego zestawu toczonego siłą pionową, skierowaną do dołu



Rys. 7.18. Stanowisko badawcze podczas badania pojedynczego zestawu toczonego obciążanego siłą pionową, skierowaną do dołu

Tabela 7.3. Przemieszczenia zestawów tocznych przy obciążeniu siłą pionową, skierowaną do dołu [μm]

Siła	Katalog	Zestaw toczny A	Zestaw toczny B
1000	1.49	1.15	1.45
1200	1.79	1.47	1.67
1400	2.09	1.75	1.96
1500	2.24	1.85	2.11



Rys. 7.19. Charakterystyki sztywnościowe uzyskane w wyniku badań eksperymentalnych czterech zestawów tocznych przy obciążeniu siłą pionową, skierowaną do dołu

Uzyskane wyniki zamieszczono w tabeli 7.3. Sporządzone na ich podstawie wykresy charakterystyk sztywnościowych przy obciążeniu siłą pionową skierowaną do dołu nie różniły się już tak znacznie jak w przypadku obciążenia siłą boczną. Rysunek 7.19 pokazuje, że wszystkie krzywe leżą w pobliżu krzywej z katalogu firmowego. Średnie różnice między wynikami badań a danymi katalogowym mieszczą się w granicach 7%.

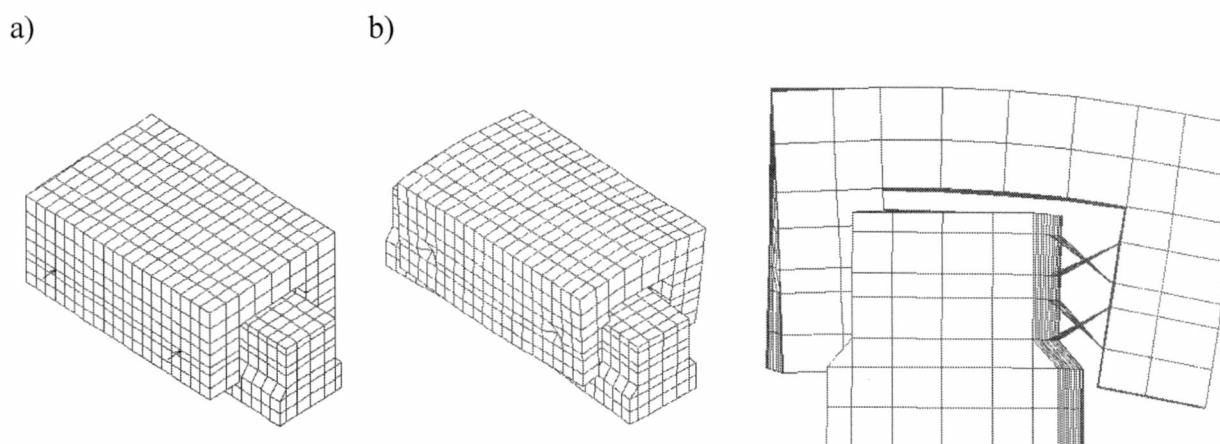
Producent tego typu zestawów tocznych podaje, że odkształcenia powstałe w wyniku działania trzech najbardziej reprezentatywnych sił zewnętrznych są takie same i mają charakter liniowy, równy $670 \text{ N}/\mu\text{m}$ w całym dopuszczalnym zakresie obciążeń. Uzyskane wyniki badań były logiczne i zbliżone do danych katalogowych, zatem mogły posłużyć do weryfikacji obliczeń MES zestawu tocznego LY35AL. Do dalszej analizy wzięto charakterystyki średnie badanego zestawu tocznego.

7.4. Porównanie wyników badań eksperymentalnych z wynikami obliczeń MES pojedynczego zestawu tocznego LY35AL

Poniżej przedstawiono porównanie wyników badań eksperymentalnych z wynikami obliczeń MES pojedynczego zestawu tocznego. Do analizy porównawczej wzięto wartości średnie z charakterystyk statycznych zestawu tocznego LY35AL, uzyskanych eksperymentalnie na stanowisku badawczym oraz charakterystyki statyczne obliczone na podstawie modeli MES zestawu tocznego.

7.4.1. Obciążenie siłą boczną

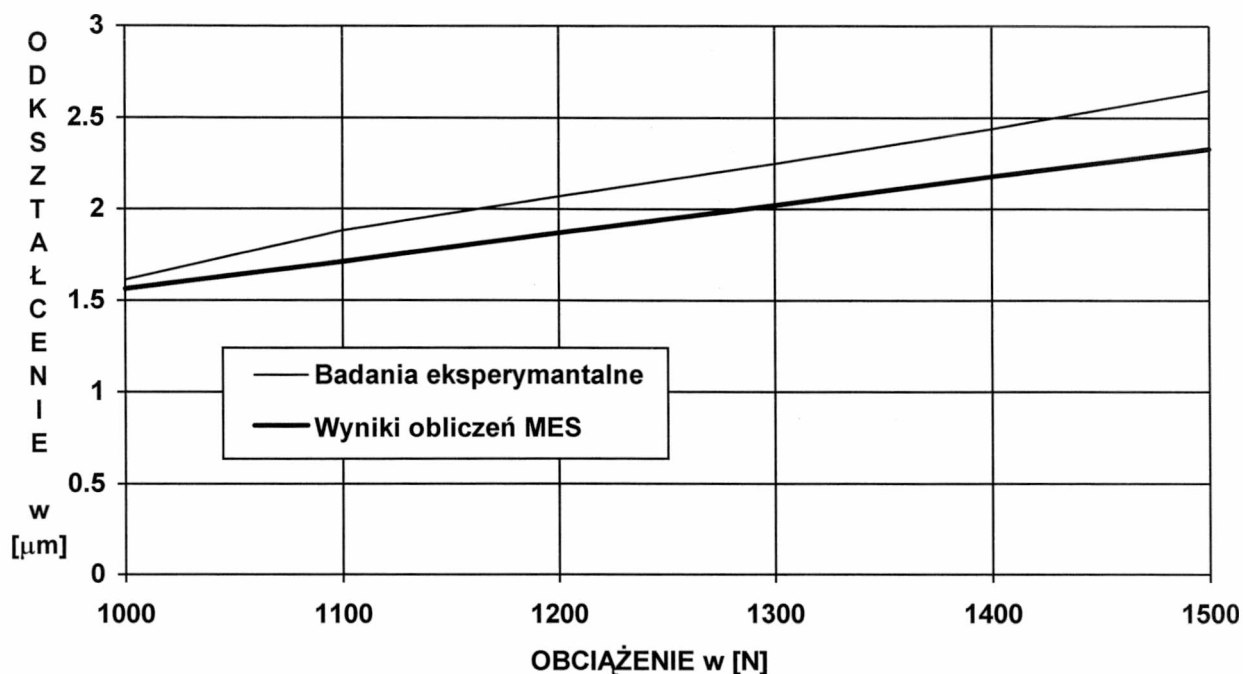
Poniżej przedstawiono tabelę 7.4 zawierającą wyniki z badań i obliczeń oraz wykres (rys. 7.21) charakterystyk statycznych z badań eksperymentalnych, obliczeń MES modelu z rysunku 7.20. Na tym rysunku 7.20 pokazano również model odkształcony pod wpływem działania siły bocznej.



Rys. 7.20. Zestaw tocny obciążony siłą boczną: a) model zestawu tocznego, b) model po odkształceniu

Tabela 7.4 Porównanie wyników badań i obliczeń MES

Siła [N]	Badania eksperymentalne [μm]	Wyniki obliczeń MES [μm]
1000	1.61	1.56
1100	1.88	1.71
1200	2.07	1.87
1300	2.25	2.02
1400	2.44	2.18
1500	2.65	2.33

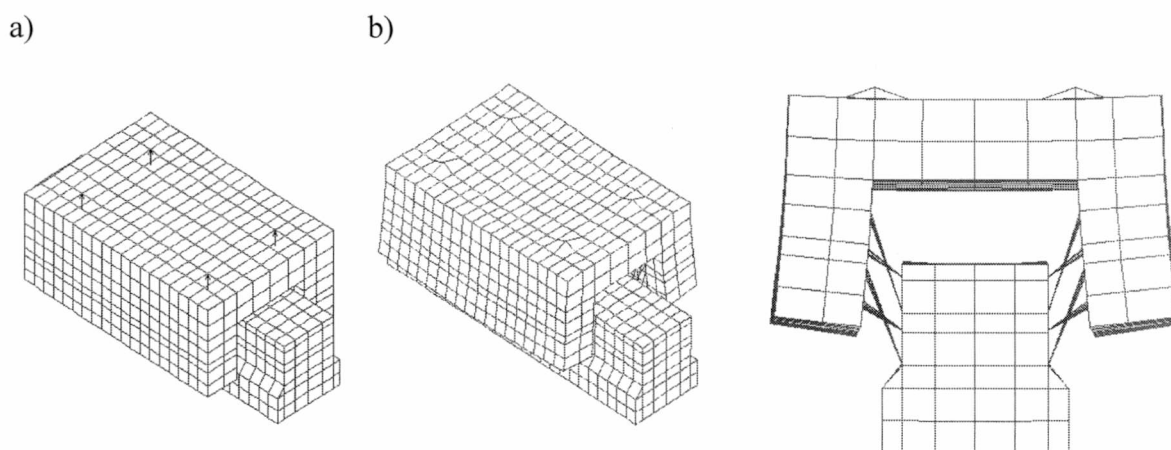


Rys. 7.21. Charakterystyki sztywnościowe zestawu toczonego LY35AL uzyskane w wyniku badań eksperymentalnych i obliczeń MES przy obciążeniu siłą boczną

Jak wynika z rysunku, większość odkształcenia całkowitego zestawu toczonego pochodzi od odkształceń elementów toczych. Średnie różnice procentowe między wynikami badań eksperymentalnych a obliczeniami MES mieszczą się w granicach 9 %.

7.4.2. Obciążenie siłą pionową, skierowaną do góry

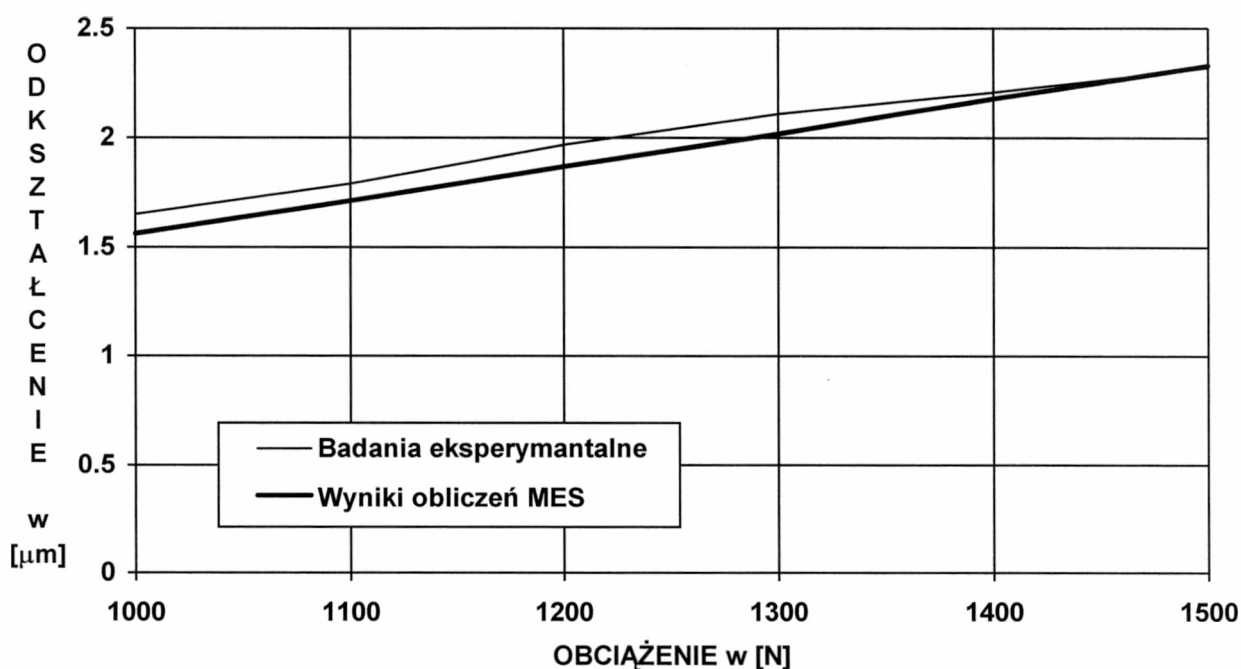
Poniżej przedstawiono zestawienie wyników w tabeli 7.5 oraz wykres (rys. 7.23) charakterystyk sztywnościowych uzyskanych z badań eksperymentalnych i obliczeń MES modelu z rysunku 7.22. Na rysunku 7.22b przedstawiono model zestawu toczonego po odkształceniu.



Rys. 7.22. Zestaw toczy obciążony siłą pionową skierowaną do góry: a) model zestawu toczonego, b) model po odkształceniu

Tabela 7.5 Porównanie wyników badań i obliczeń MES

Siła [N]	Badania eksperymentalne [μm]	Wyniki obliczeń MES [μm]
1000	1.65	1.56
1100	1.79	1.71
1200	1.97	1.87
1300	2.11	2.02
1400	2.21	2.18
1500	2.32	2.33

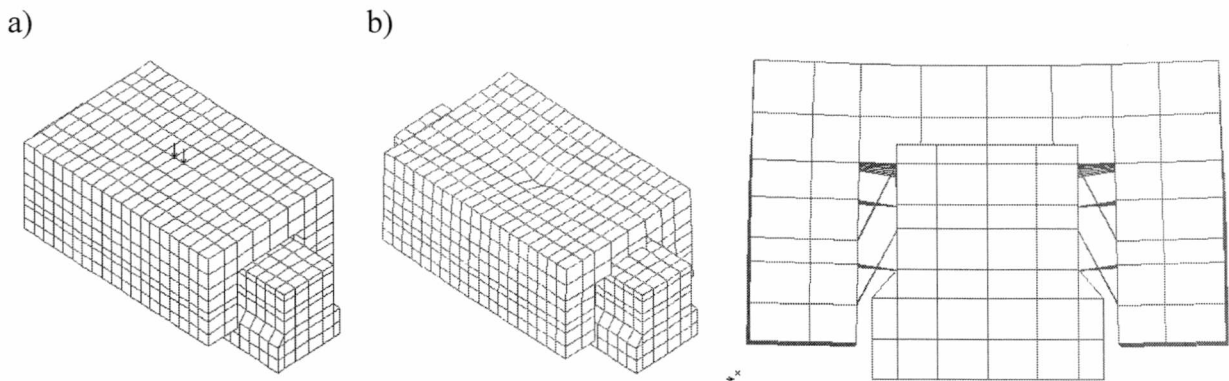


Rys. 7.23. Charakterystyki sztywnościowe zestawu tocznego LY35AL uzyskane w wyniku badań eksperymentalnych i obliczeń MES przy obciążeniu siłą pionową skierowaną do góry

W celu lepszej wizualizacji przemieszczeń poszczególnych węzłów, obraz odkształconego zestawu tocznego pokazano w skali (rys. 7.22). Jak w przypadku siły bocznej udział odkształceń poszczególnych elementów tocznych w odkształceniu całego modelu zestawu jest największy. Średnie różnice procentowe między wynikami badań a obliczeniami MES mieszczą się w granicach 4 %.

7.4.3. Obciążenie siłą pionową, skierowaną do dołu

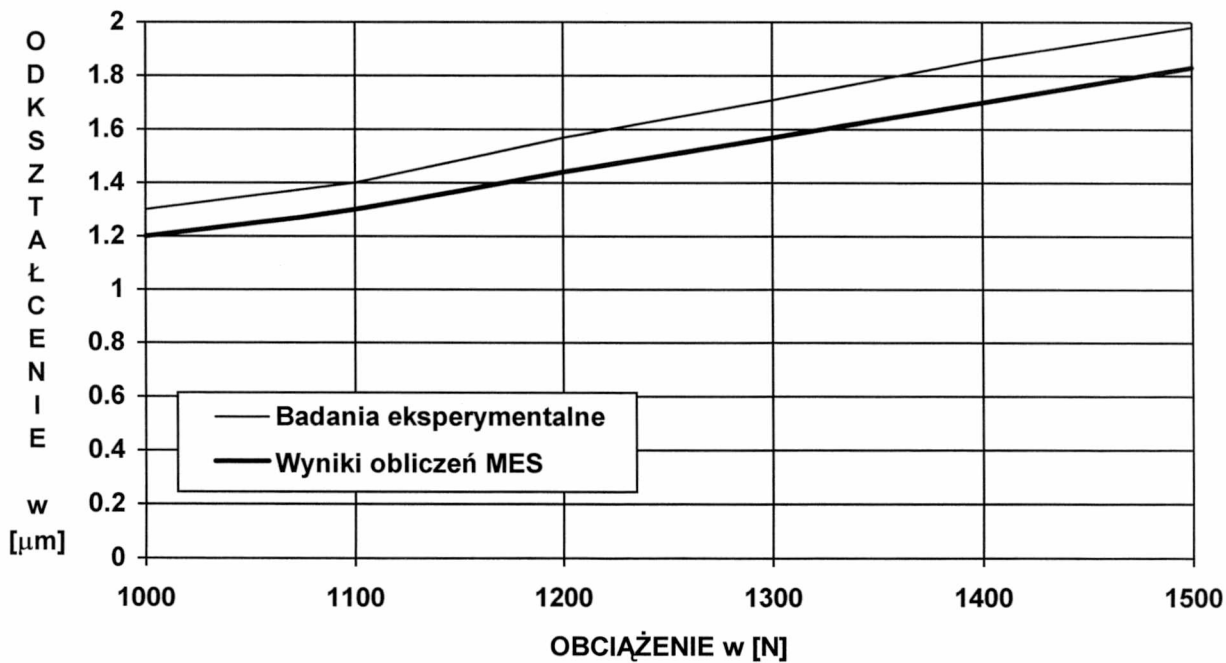
W tabeli 7.6 przedstawiono zestawienie wyników oraz sporządzony na nich podstawie wykres (rys. 7.25) charakterystyk sztywnościowych uzyskanych z badań eksperymentalnych i obliczeń MES modelu z rysunku 7.24.



Rys. 7.24. Zestaw toczny obciążony siłą pionową, skierowaną do dołu: a) model zestawu tocznego, b) model po odkształceniu

Tabela 7.6 Porównanie wyników badań, obliczeń MES

Siła [N]	Badania eksperymentalne [μm]	Wyniki obliczeń MES [μm]
1000	1.30	1.20
1200	1.57	1.44
1400	1.86	1.70
1500	1.98	1.83

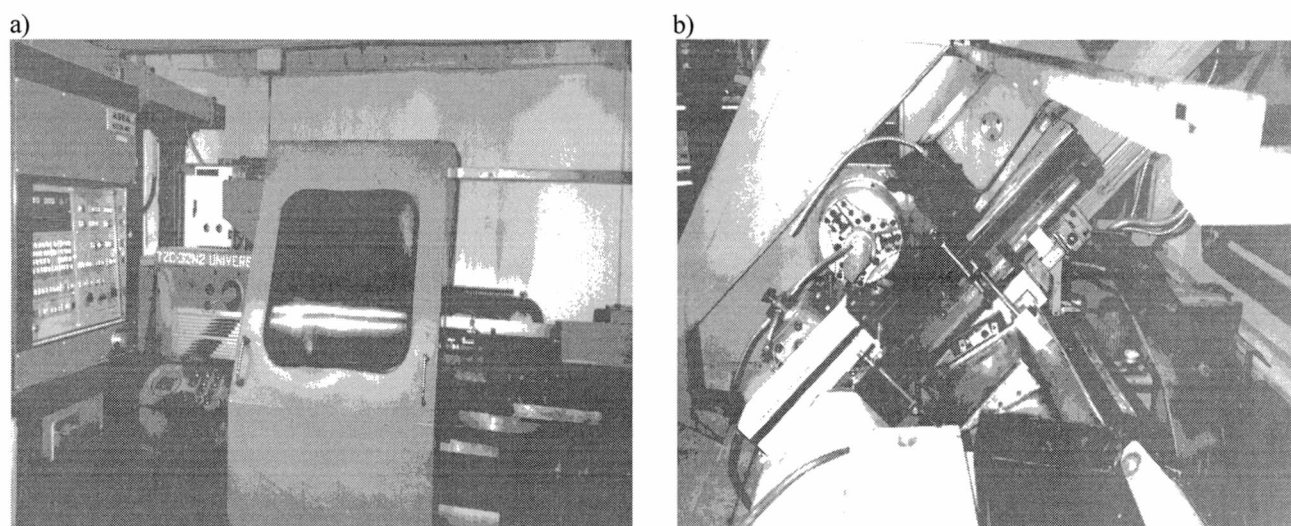


Rys. 7.20. Charakterystyki sztywnościowe zestawu tocznego LY35AL uzyskane w wyniku badań eksperymentalnych i obliczeń MES przy obciążeniu siłą pionową, skierowaną do dołu

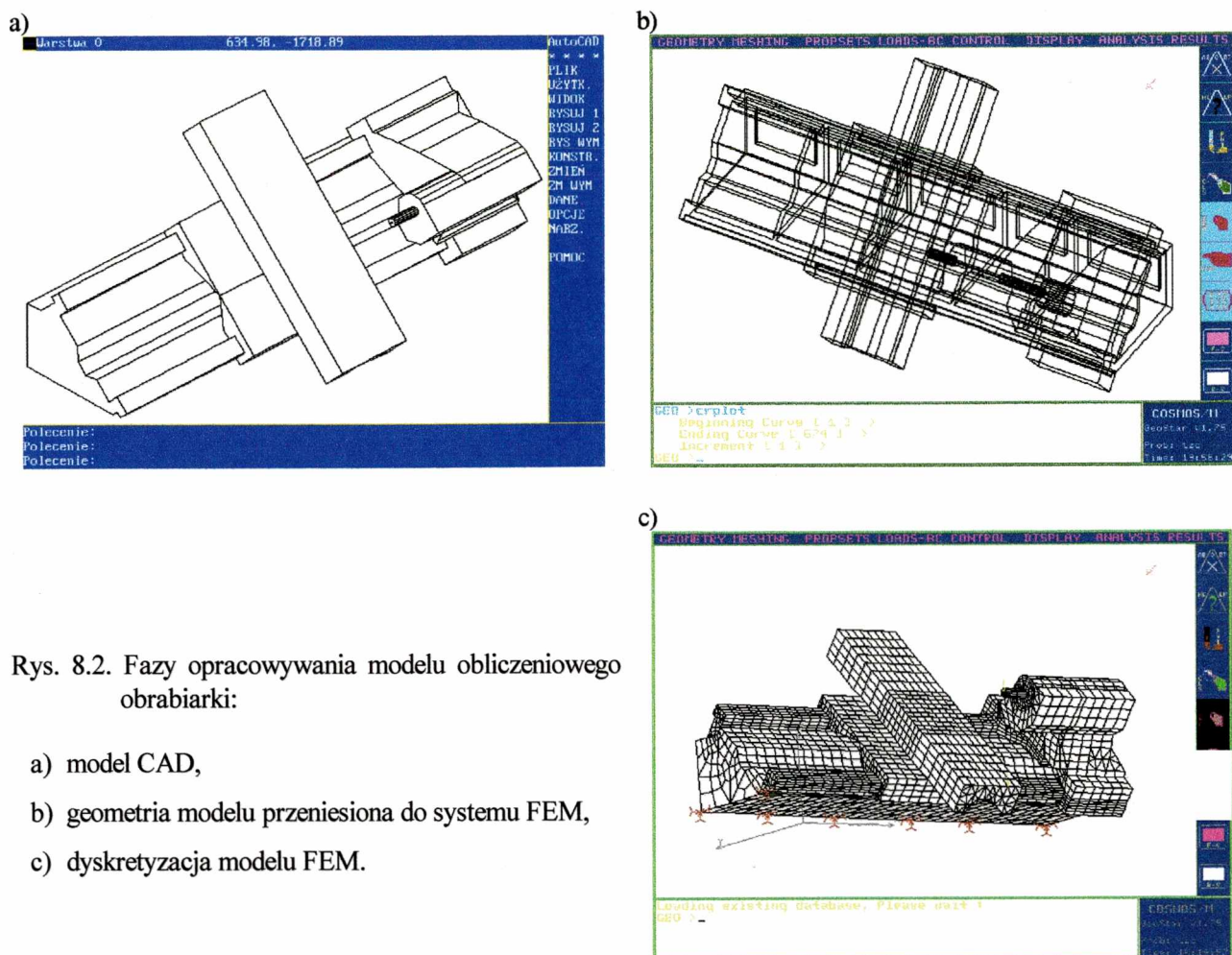
Siły obciążenia zewnętrznego w każdym modelu były przykładane w dwóch węzłach aby zachować symetrię obciążenia. Średnie różnice procentowe wyników badań eksperymentalnych i obliczeń MES mieszczą się w granicach **10 %**.

8. Analiza obliczeniowa tokarki TZC-32 z uwzględnieniem prowadnic ślizgowych i tocnych

W celu sprawdzenia poprawności opracowanej metodyki modelowania prowadnic tocnych z pomocą MES, w zastosowaniu do analizy złożonych układów konstrukcyjnych, przeprowadzono obliczenia porównawcze łoża i suportu tokarki TZC-32. Z uwagi na brak możliwości przeprowadzenia badań doświadczalnych na obiekcie rzeczywistym, wyposażonym w prowadnice tocne, w analizie poznawczej ograniczono się tylko do porównania wyników obliczeń układu konstrukcyjnego tokarki z systemem posadowionym na prowadnicach tocnych i prowadnicach ślizgowych. Dla tego drugiego przypadku autor wziął dostępne wyniki badań eksperymentalnych i obliczeń zamieszczone w pracy [27]. W celu porównania własności obrabiarki zawierających prowadnice ślizgowe z własnościami obrabiarki z prowadnicami tocnymi przeprowadzono modyfikację modelu tokarki TZC-32 (rys. 8.1), która była przedmiotem badań opisanych we wspomnianej już pracy [27]. Do zapisu modelu geometrycznego zastosowano AutoCAD i COSMOS/M jako system do analizy MES. Opracowana metodyka umożliwia integrację tych dwóch systemów, a więc można modele geometryczne opracowane w systemie CAD przenosić do systemu MES i na ich podstawie tworzyć modele obliczeniowe do analizy MES (rys. 8.2). Utworzony z pomocą tego systemu model tokarki zmodyfikowano wprowadzając w miejsce prowadnic ślizgowych zestawy tocne, dobrane przy pomocy metodyki opisanej w niniejszej pracy oraz przy wspomaganiu modułami programowymi **PROT** i **GENER** (rys. 8.3). Zastosowane moduły programowe wygenerowały zestawy tocne - LY55AL firmy NSK, jako te które spełniają kryteria funkcjonalne obrabiarki.

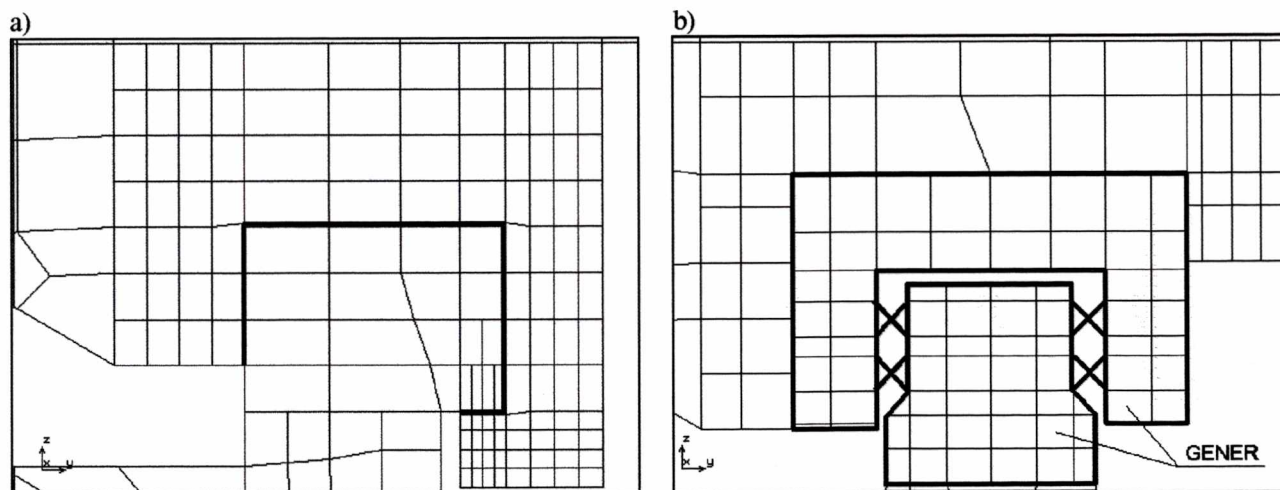


Rys. 8.1. Obrabiarka TZC-32: a) widok z przodu, b) widok z boku



Rys. 8.2. Fazy opracowywania modelu obliczeniowego obrabiarki:

- a) model CAD,
- b) geometria modelu przeniesiona do systemu FEM,
- c) dyskretyzacja modelu FEM.



Rys. 8.3. Fragment modelu prowadnicy tokarki TZC-32:
 a) z prowadnicami ślizgowymi, b) z prowadnicami tocznymi

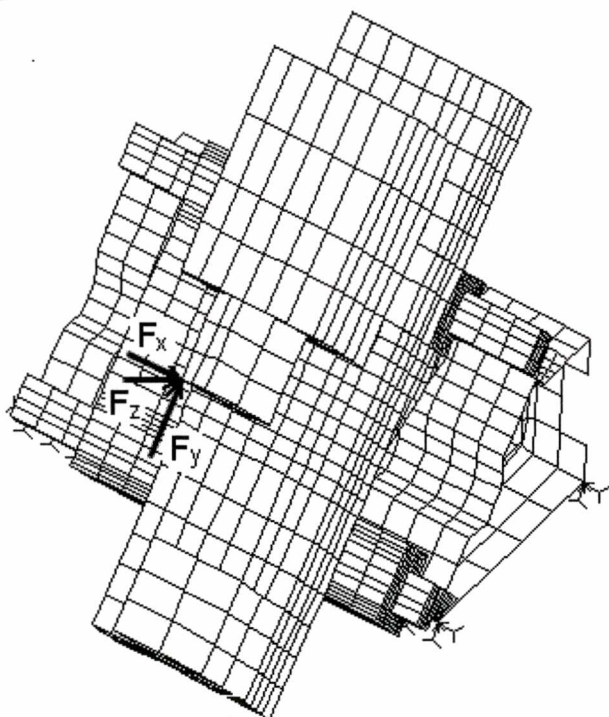
Rysunki 8.4 i 8.5 przedstawiają modele MES tokarki TZC-32 z prowadnicami ślizgowymi (model oryginalny) i tocznymi (model zmodyfikowany). Układ i wartości obciążeń zewnętrznych w obu modelach były jednakowe. W obu przypadkach zamodelowano siłę skrawania przyłożoną w punkci styku narzędzia i przedmiotu: $F = 5916 \text{ N}$, ze składowymi na poszczególnych kierunkach: $F_x = 1000 \text{ N}$

$F_Y = 3000$ N oraz $F_Z = -5000$ N (w układzie współrzędnych jak na rysunkach). Utwierdzenia modelu węzłach łoża, w obu przypadkach również były takie same. W tabeli 8.1 zamieszczono informacje złożoności modeli obliczeniowych. Model tokarki z prowadnicami tocznymi, z uwagi na gęstszy podział w miejscach występowania zestawów tocznych posiadał większą liczbę węzłów i elementów. Jedną liczbą prętów zastępczych w przypadku prowadnic ślizgowych, modelujących warstwę stykową, była większa i dlatego liczba iteracji była większa.

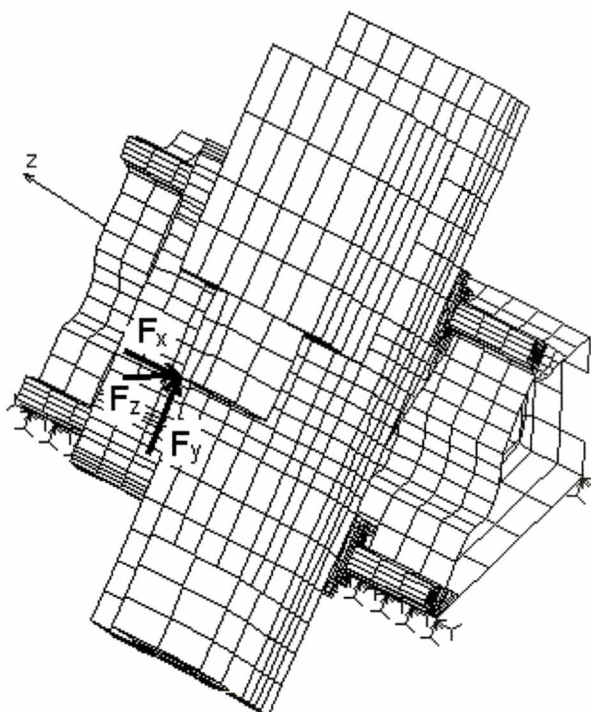
Tabela 8.1 Informacje dotyczące złożoności modeli obliczeniowych

	ślizgowe	toczne
Liczba węzłów	6777	12385
Liczba elementów	5485	9406
Liczba prętów zastępczych	1564	512
Liczba równań	22125	38949
Czas 1 iteracji [w minutach]	45	217
liczba iteracji	20	11

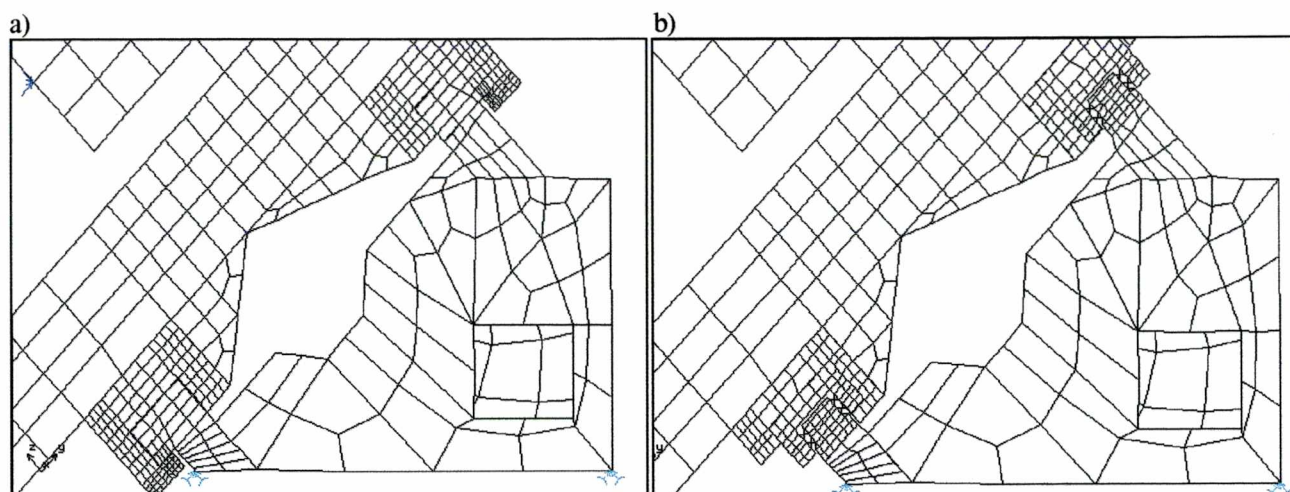
a)



b)



Rys. 8.4. Modele MES tokarki TZC-32: z prowadnicami ślizgowymi (a) lub tocznymi (b) - widok ukośny

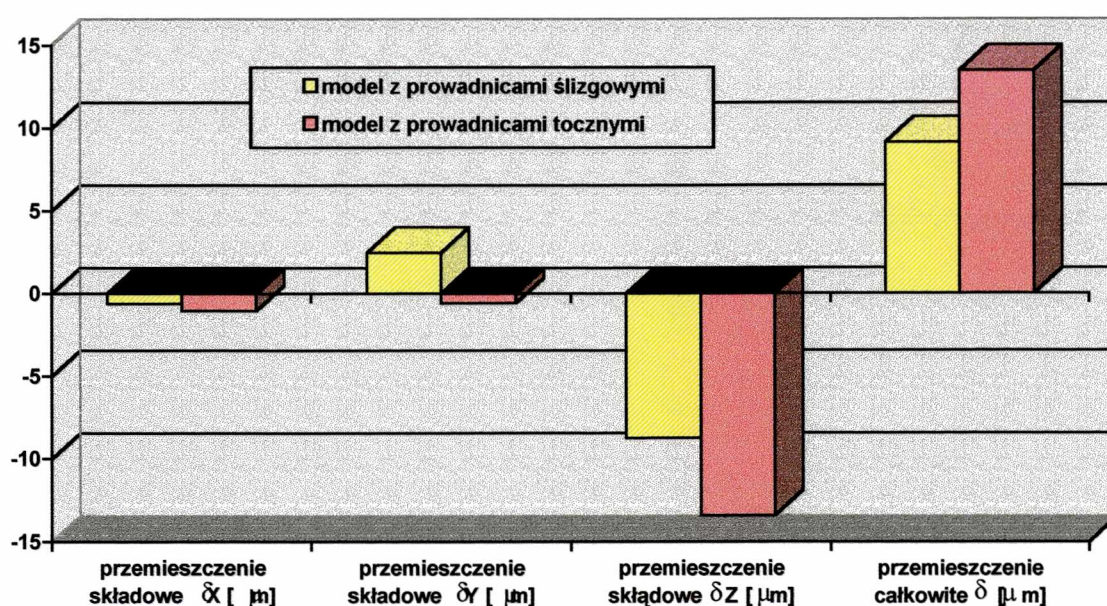


Rys. 8.5. Modele MES tokarki TZC-32: z przewodnicami ślizgowymi (a) i tocznymi (b)
widok modelu w pobliżułoża i suportu przewodnic

Decydujące o dokładności obrabiarki przemieszczenie między przedmiotem a narzędziem dla obu modeli obrabiarki przedstawia tabela 8.2.

Tabela 8.2 Obliczone przemieszczenia punktu „p-n”

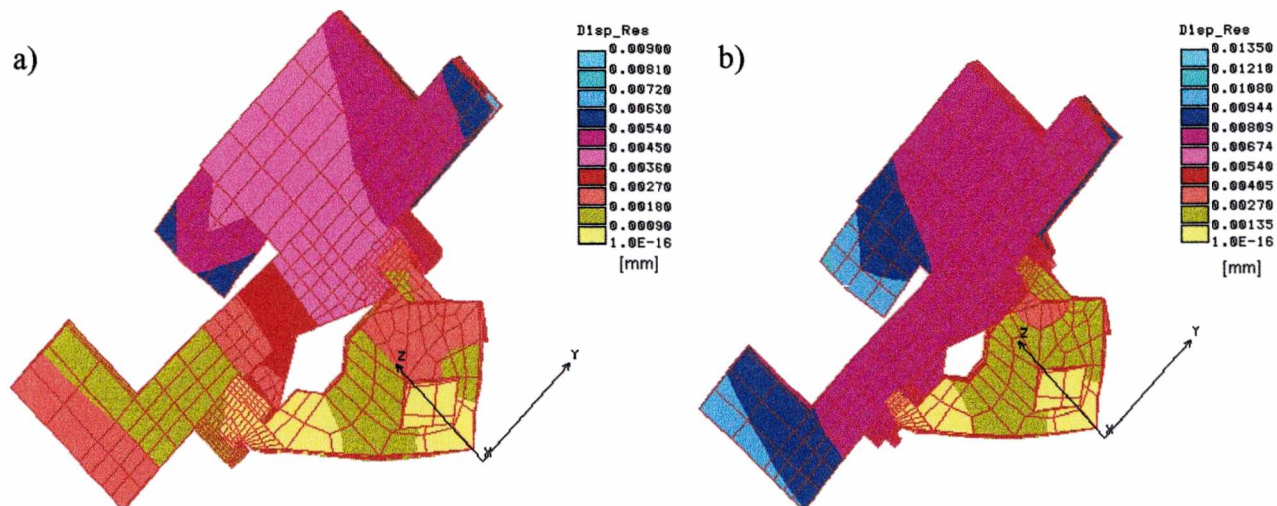
	model z przewodnicami ślizgowymi	model z przewodnicami tocznymi
przemieszczenie składowe δ_x [μm]	-0.602	-1.061
przemieszczenie składowe δ_y [μm]	2.484	-0.574
przemieszczenie składowe δ_z [μm]	-8.754	-13.435
przemieszczenie całkowite δ [μm]	9.119	13.489



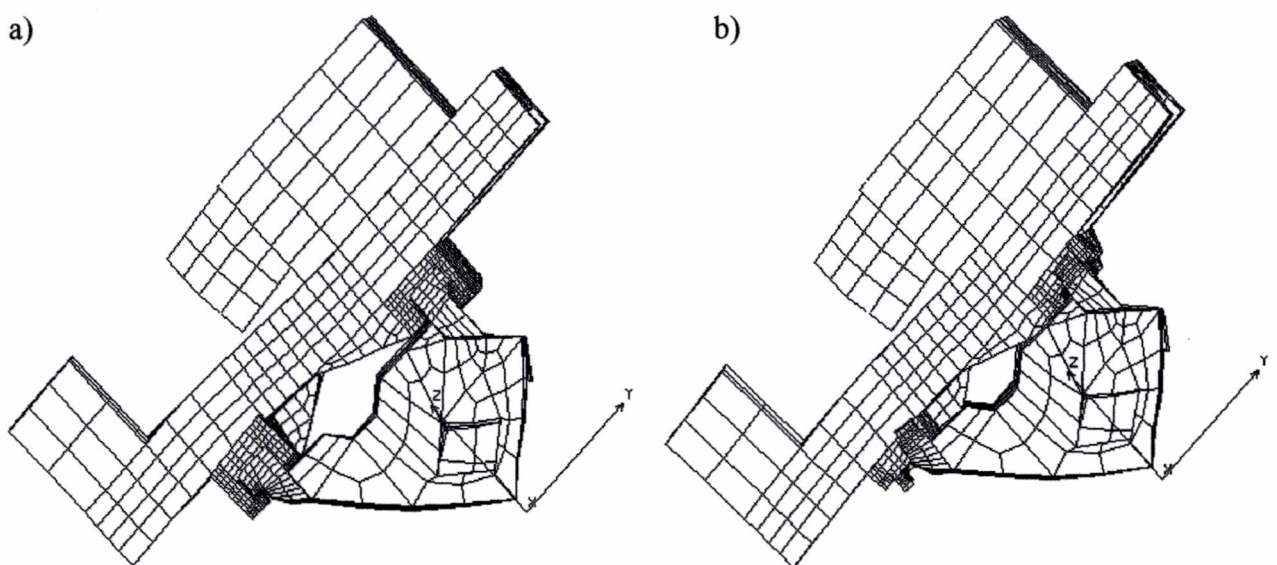
Rys. 8.6. Obliczone przemieszczenia punktu „p-n” modeli z przewodnicami ślizgowymi i tocznymi

Obliczone wartości przemieszczeń dla obu analizowanych modeli są sobie bliski (z wyjątkiem kierunku osi Y, gdzie różnią się nawet znakiem), ale to porównanie nie może służyć jako weryfikacji metody modelowania, gdyż z założenia mamy do czynienia z dwoma różnymi rozwiązaniami par kinematycznych w UKO. Zmiana znaku przy małej wartości przemieszczenia w kierunku osi Y może być spowodowana tylko złożonymi odkształceniami postaciowymi listwy prowadnicy i suportu w bezpośrednim otoczeniu zestawów tocznych.

Na rysunku 8.7 przedstawiono warstvice odkształceń obliczone dla obu modeli tokarki, a na rysunku 8.8 te same modele ze znacznie zwiększoną skalą odkształceń, w celu lepszej ich wizualizacji. Rezultaty obliczeń modelu z prowadnicami ślizgowymi zaczerpnięto z pracy [27], zaś wyniki obliczeń modeli tokarki z prowadnicami tocznymi otrzymano przy pomocy opisywanego w niniejszej pracy oprogramowania (System COSMOS/M oraz moduły **PROT** i **GENER**).

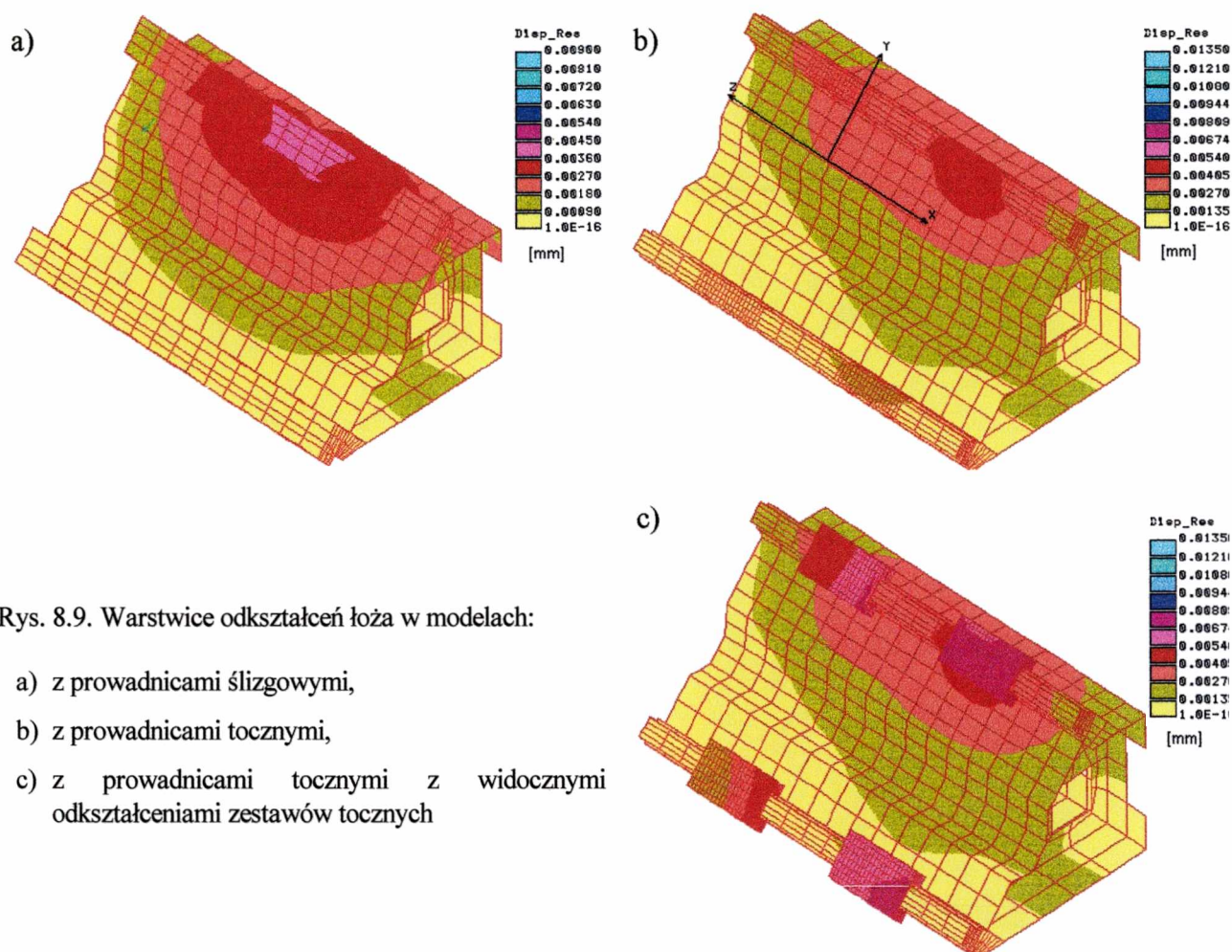


Rys. 8.7. Warstvice odkształceń w modelu tokarki TZC-32 z prowadnicami ślizgowymi (a) i tocznymi (b)



Rys. 8.8. Odształcony model tokarki TZC-32 z prowadnicami ślizgowymi (a) lub tocznymi (b)

Jak widać (tabela 8.2), przemieszczenia punktu „p-n” są w obu przypadkach zbliżone, a ich główne składowe mają takie same kierunki. Można zatem stwierdzić, że w przypadku wykorzystania prowadnic toczych w tej obrabiarce, jej dokładność zbliżona będzie do dokładności tokarki z prowadnicami ślizgowymi. Dość interesująco rozkładają się, pokazane na rysunku 8.9, warstwy odkształceń w elementach tworzących łożo tokarki. W przypadku tokarki z prowadnicami ślizgowymi większy udział w odkształceniu „p-n” ma łożo tokarki, z uwagi na przenoszenie obciążeń w kierunku Y przez jedną powierzchnię prowadzącą, zaś w przypadku tokarki z prowadnicami toczymi decydujące są odkształcenia suportu i zestawów toczych.

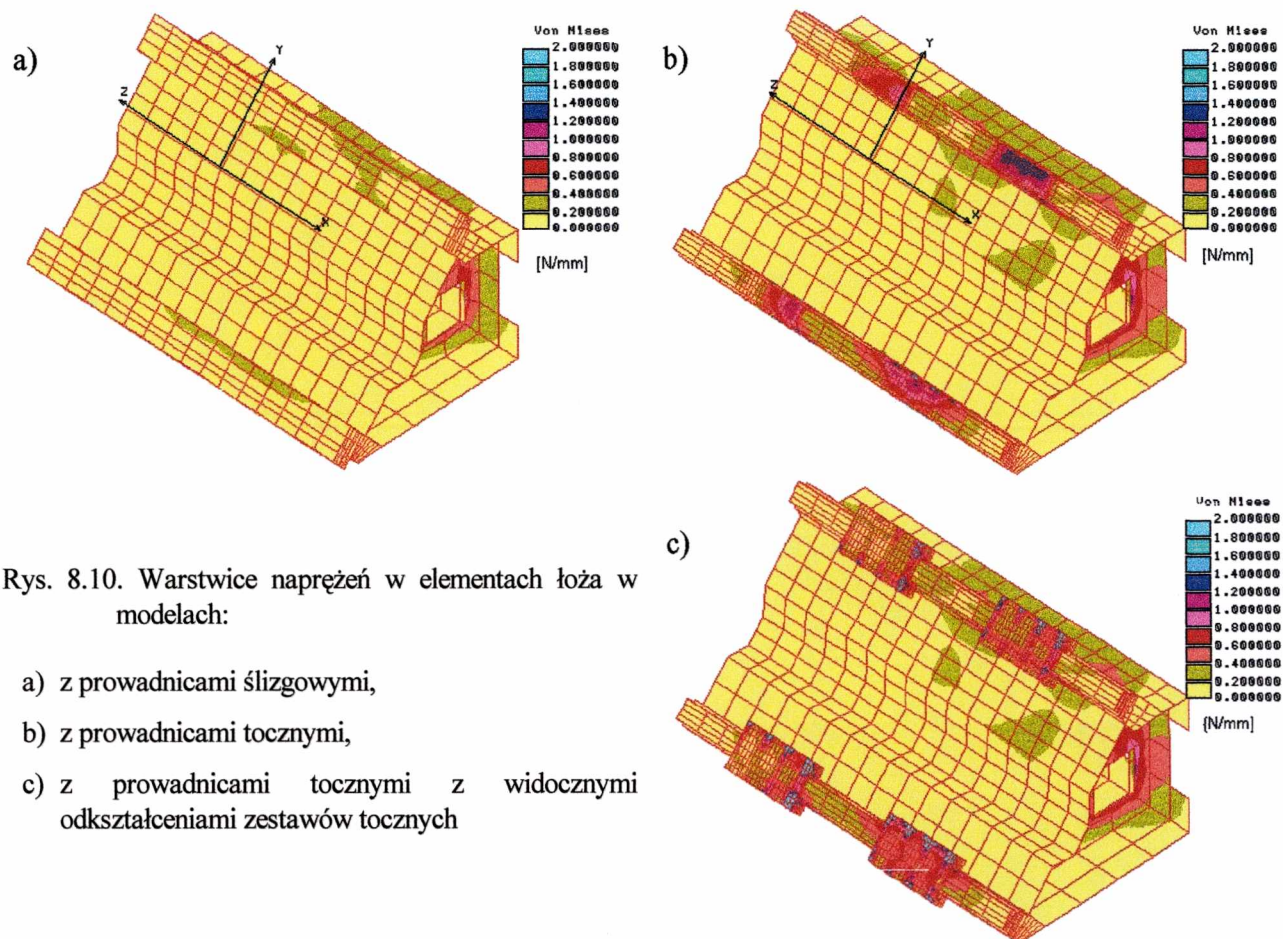


Rys. 8.9. Warstwy odkształceń łoża w modelach:

- z prowadnicami ślizgowymi,
- z prowadnicami toczymi,
- z prowadnicami toczymi z widocznymi odkształceniami zestawów toczych

Zgodnie z przewidywaniami sztywność tokarki z suportem posadowionym na prowadnicach toczych jest trochę mniejsza i wynosi $438 \text{ N}/\mu\text{m}$. Wyznaczona sztywność dla układu z prowadnicami ślizgowymi wynosi $648 \text{ N}/\mu\text{m}$. Mniejsza sztywność układu z prowadnicami toczymi jest spowodowana nie tylko większą podatnością w strefie kontaktowej pary kinematycznej, ale również większymi odkształceniami postaciowymi suportu i listwy prowadnicy, w ich bezpośrednim otoczeniu (rys. 8.7 i 8.8).

Na rysunku 8.10 pokazano warstwy naprężeń zredukowanych w elementach modelu MES tworzących łożo tokarki. Widać tutaj wyraźnie spiętrzenie naprężeń na fragmentach listew tocznych, bezpośrednio pod zestawami tocznymi. W przypadku układu z prowadnicami ślizgowymi wartości te są zdecydowanie mniejsze i rozłożone na większej powierzchni kontaktowej.



Rys. 8.10. Warstwy naprężeń w elementach łoża w modelach:

- a) z prowadnicami ślizgowymi,
- b) z prowadnicami tocznymi,
- c) z prowadnicami tocznymi z widocznymi odkształceniami zestawów tocznych

Przeprowadzone obliczenia i analiza ich wyników wykazały, że sztywność układu konstrukcyjnego tokarki TZC-32 z prowadnicami tocznymi jest zbliżona do sztywności układu z prowadnicami ślizgowymi. W przypadku suportu posadowionego na prowadnicy ślizgowej większą część odkształceń układu przejmuje łożo, natomiast w modelu z prowadnicami tocznymi - suport i zestawy toczne (rys. 8.9). Wartości naprężeń w miejscach występowania zestawów tocznych (rys. 8.10) są większe w przypadku prowadnic tocznych, można zatem sądzić, że one też szybciej się zużyją podczas eksploatacji maszyny. Zaletą tych prowadnic jest jednak prostsza i tańsza ich wymiana. Można zatem stwierdzić, że przy zastosowaniu tego typu zestawów tocznych w remontowanych maszynach zachowa się jej dokładność (sztywność układu w obu przypadkach jest zbliżona), ale również ułatwi się dokonywanie kolejnych jej remontów. Zastosowanie tych zestawów nie wymaga również tak dokładnej obróbki powierzchni poc listwy jak regeneracja powierzchni nośnych w prowadnicach ślizgowych. Należy tutaj też zwrócić uwagę na pozostałe, opisane wcześniej, zalety zestawów tocznych w porównaniu z prowadnicami ślizgowymi (rozdział 2).

9. Podsumowanie

Głównym celem pracy było opracowanie modeli, algorytmów, programów i baz danych składających się na spójną metodykę projektowania przesuwnych zespołów maszyn wytwórczych, zbudowanych w oparciu o prowadnicowe zestawy toczne, ze szczególnym uwzględnieniem opracowania metod modelowania i obliczania ich własności. W oparciu o postawioną tezę pracy, opracowano metodykę projektowania prowadnic tocznych maszyn wytwórczych wspomaganą przez spójny wielomodułowy i wielofunkcyjny system programów CAD/MES. Opracowana metodyka, zintegrowana w tym systemie, umożliwia i wspomaga zintegrowane przetwarzanie danych oraz porządkuje pracę konstruktora w poszczególnych fazach projektowania układu konstrukcyjnego obrabiarki UKO dając możliwość obliczeniowej analizy i oceny własności elementów korpusowych i nieliniowych par kinematycznych w prowadnicach zbudowanych na bazie zestawów tocznych.

Zakres i zrealizowane w niniejszej pracy zadania badawcze można umiejscowić w kilku obszarach zagadnień skupiających się na kolejnych fazach procesu projektowania zespołów ruchowych UKO. W szczególności można tutaj wymienić:

1. Dokonanie przeglądu dostępnych wyników badań i analizy literatury w zakresie tematyki sformułowanej w tytule pracy i tezie pracy.
2. W obszarze tworzenia koncepcji rozwiązania opracowano metodykę doboru zestawów tocznych w prowadnicach, uwzględniającej podstawowe wymagania producentów i użytkowników dotyczące ich trwałości i sztywności (rozdział 4).
3. Opracowanie przez autora pracy koncepcji wstępnego kształtowania rozwiązania konstrukcyjnego w postaci modułów programowych osadzonych w środowisku systemu CAD (AutoCAD), których zadaniem jest wspomaganie projektowania na etapie wstępnego doboru zestawów tocznych pod kątem zapewnienia funkcjonalnych cech projektowanej maszyny wytwórczej. W szczególności, spośród opracowanych modułów, należy wymienić:
 - Bazę danych zestawów tocznych: pakiet programów i plików zawierających dane geometryczne oraz wielkości i parametry techniczno-eksploatacyjne zestawów tocznych trzech producentów: THK, NSK i Schneeberger. Baza ta zawiera również pełną reprezentację graficzną wszystkich typowielkości zestawów tocznych w postaci rysunków 2D i 3D, niezbędnych do tworzenia dokumentacji konstrukcyjnej, oraz slajdów do ich szybkiego podglądu. Łącznie baza zawiera około 200 zestawów tocznych (rozdział 5.1).
 - Moduł programowy **PROT**, składający się z zestawu programów do automatycznego wstępnego doboru zestawów tocznych dla założonej geometryczno-ruchowej struktury UKO. Moduł ten na podstawie danych geometrycznych przestrzeni roboczej obrabiarki, geometrii korpusów, obciążeń

zewnątrznych i wymaganej trwałości zespołów prowadnicowych UKO wylicza i generuje z bazy danych zestawy tocne spełniające kryterium trwałości pary kinematycznej (rozdział 5.2).

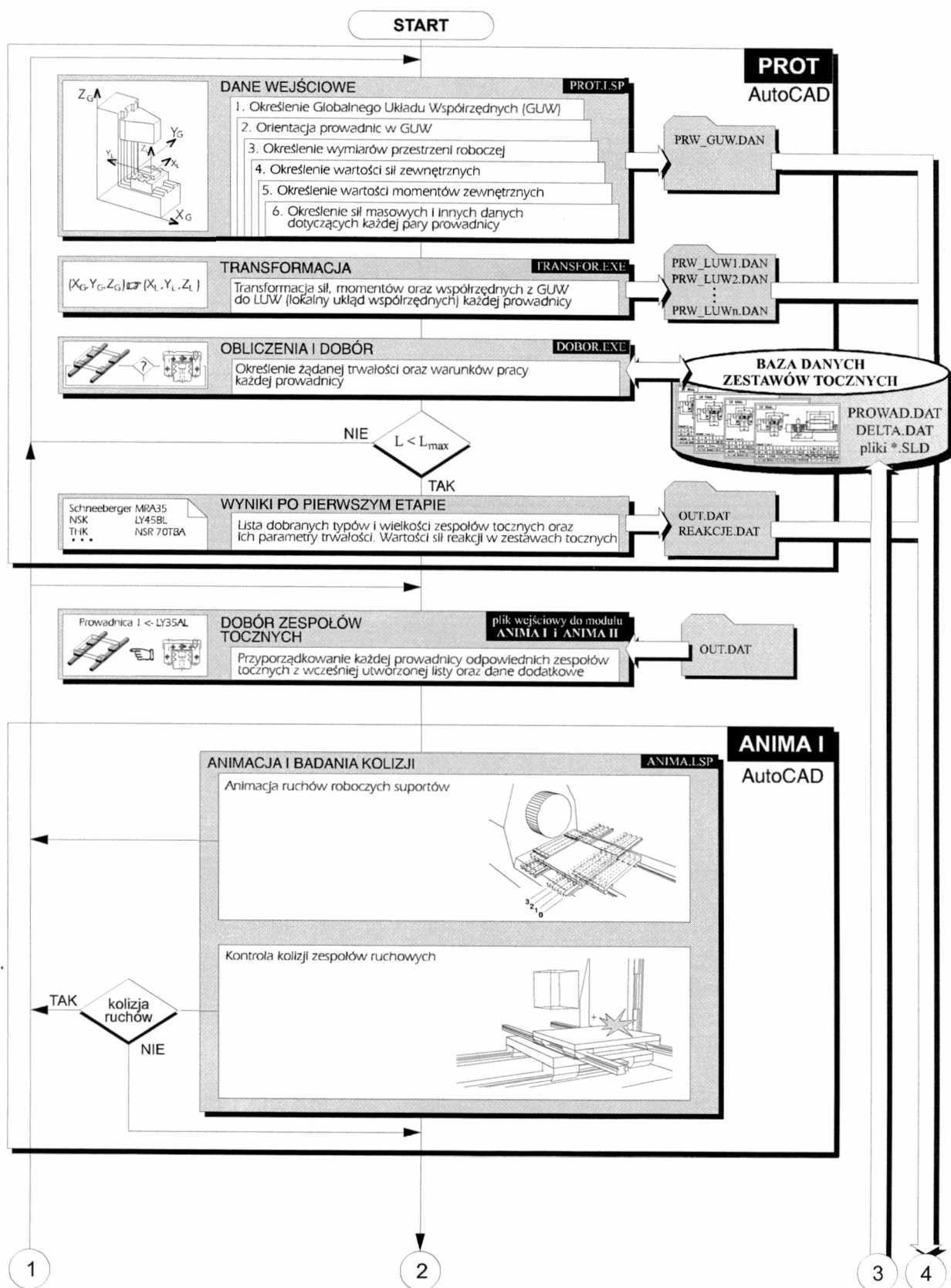
- Moduł programowy **ANIMA I**, powiązany z modułem **PROT**, na który składa się zestaw programów i plików służących do analizy ruchowej dobranej wstępnie struktury kinematyczno-ruchowej projektowanej maszyny wytwórczej. Moduł ten umożliwia graficzną prezentację zaprojektowanej struktury UKO i animację ruchów zespołów roboczych przy jednoczesnym badaniu możliwości wystąpienia kolizji. (rozdział 5.3).
4. W fazie opracowywania wariantu wynikowego oraz analizy i oceny rozwiązania konstrukcyjnego stworzono szereg programów, osadzonych w środowisku systemu CAD (AutoCAD) i systemu MES (COSMOS/M). Moduły te służą do analizy sztywności projektowanych struktur UKO, z uwzględnieniem nieliniowych własności zestawów tocnych. W skład tych modułów wchodzi:
- Moduł programowy **ANIMA II**, umożliwiający analizę sztywności projektowanej struktury UKO, w oparciu o charakterystyki statyczne zestawów tocnych zawarte w bazach danych. Charakterystyki te mogą być podane przez producenta, wyznaczane doświadczalnie lub obliczone za pomocą MES. Moduł ten umożliwia wizualizację względnych przemieszczeń punktu „p-n” powstałych w wyniku odkształceń zestawów tocnych w prowadnicy. Odkształcenia zestawów tocnych wyliczane są na podstawie charakterystyk statycznych zamieszczonych w bazie danych. Tak wyliczone odkształcenia transformuje się do dowolnego punktu przestrzeni roboczej „p-n”, którego wartość ma decydujący znaczenie z punktu widzenia sztywności UKO i jego cech użytkowych.
 - Moduł programowy **GENER**, składający się z pakietu programów do automatycznego generowania sieci MES zapisanych w bazach danych zestawów tocnych, z uwzględnieniem modelowania elementów tocnych w połączeniu „bieżnia - element tocny - bieżnia”. Moduł ten osadzony jest w programowym środowisku systemu AutoCAD, ale dostosowuje strukturę danych oraz parametry modelu obliczeniowego MES do wymagań systemu COSMOS/M. Obliczenia z jego pomocą są prowadzone iteracyjnie, dzięki automatycznej modyfikacji modelu obliczeniowego i jego odpowiednich parametrów. Modyfikacja modelu i iteracyjny sposób prowadzenia obliczeń jest konieczny w celu uwzględnienia nieliniowych własności połączenia „bieżnia - element tocny - bieżnia” (rozdział 6). Moduł ten służy też do tworzenia statycznych charakterystyk zestawów tocnych, które mogą być następnie wykorzystane w module programowym **ANIMA II** do wyznaczania względnych przemieszczeń punktu „p-n”. Wygenerowane modele MES zestawów tocnych są automatycznie dostosowywane do złożonych modeli MES tworzonych dla obliczeniowej analizy własności pełnych struktur UKO. Stworzenie tego modułu programowego wymagało:

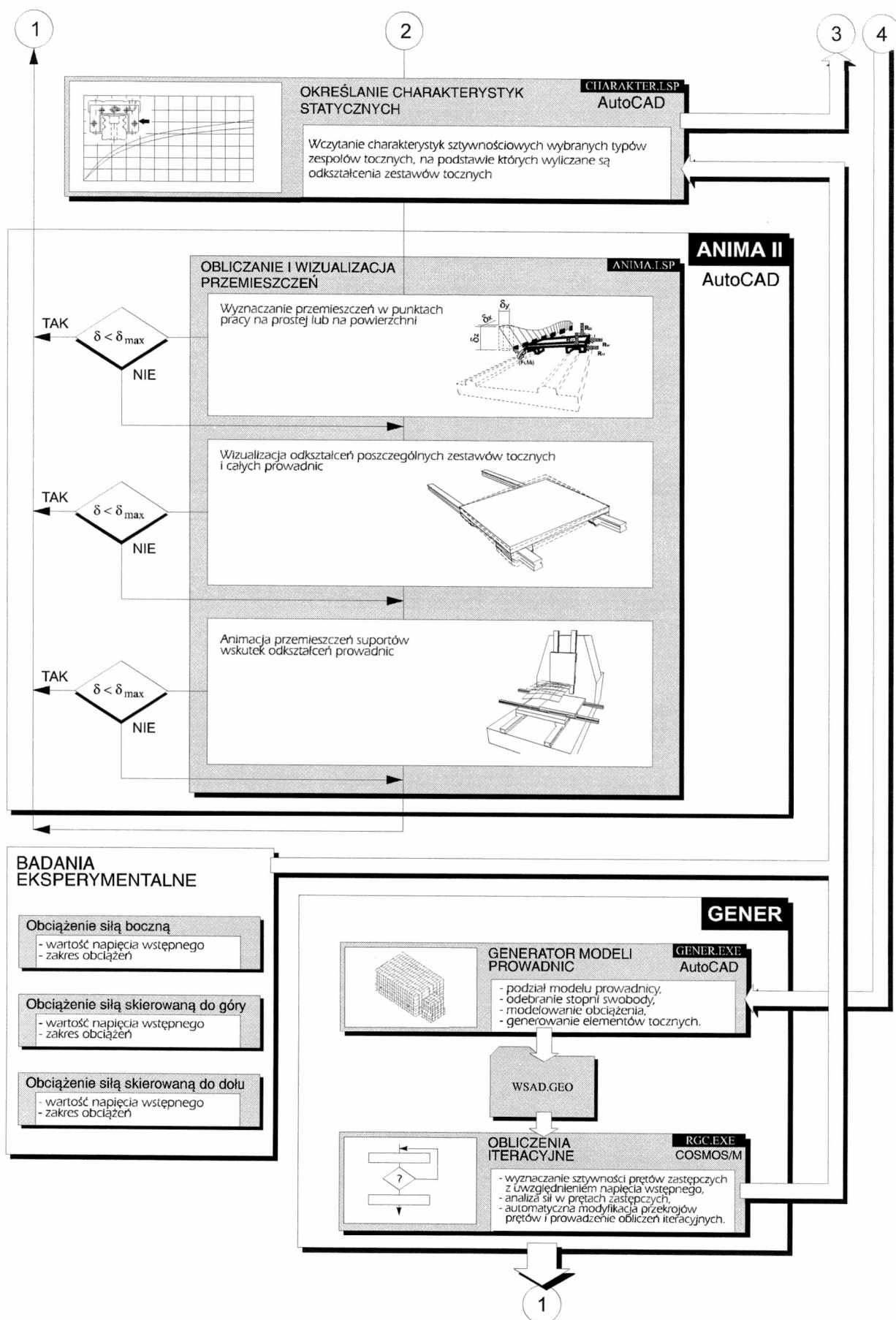
- opracowania modeli matematycznych odwzorowujących nieliniowe własności połączenia „bieżnia - element toczny - bieżnia” w zestawach tocznych (rozdział 6.2 i 6.3);
- opracowania algorytmów i programów do generowania kontinuum materialnego zestawów tocznych zawartych w bazie danych, wraz z elementami zastępczymi modelującymi własności pojedynczego elementu tocznego w zestawie (rozdział 6.4.1);
- opracowania algorytmów i programów wspomagających modelowanie obciążeń zewnętrznych, określonych na etapie doboru wstępnego w module programowym **PROT** (rozdział 6.4.2);
- opracowania programów i plików sterujących procesem obliczeń iteracyjnych, wymaganych w przypadku wyznaczania własności układów nieliniowych metodą elementów skończonych (rozdział 6.4.3).

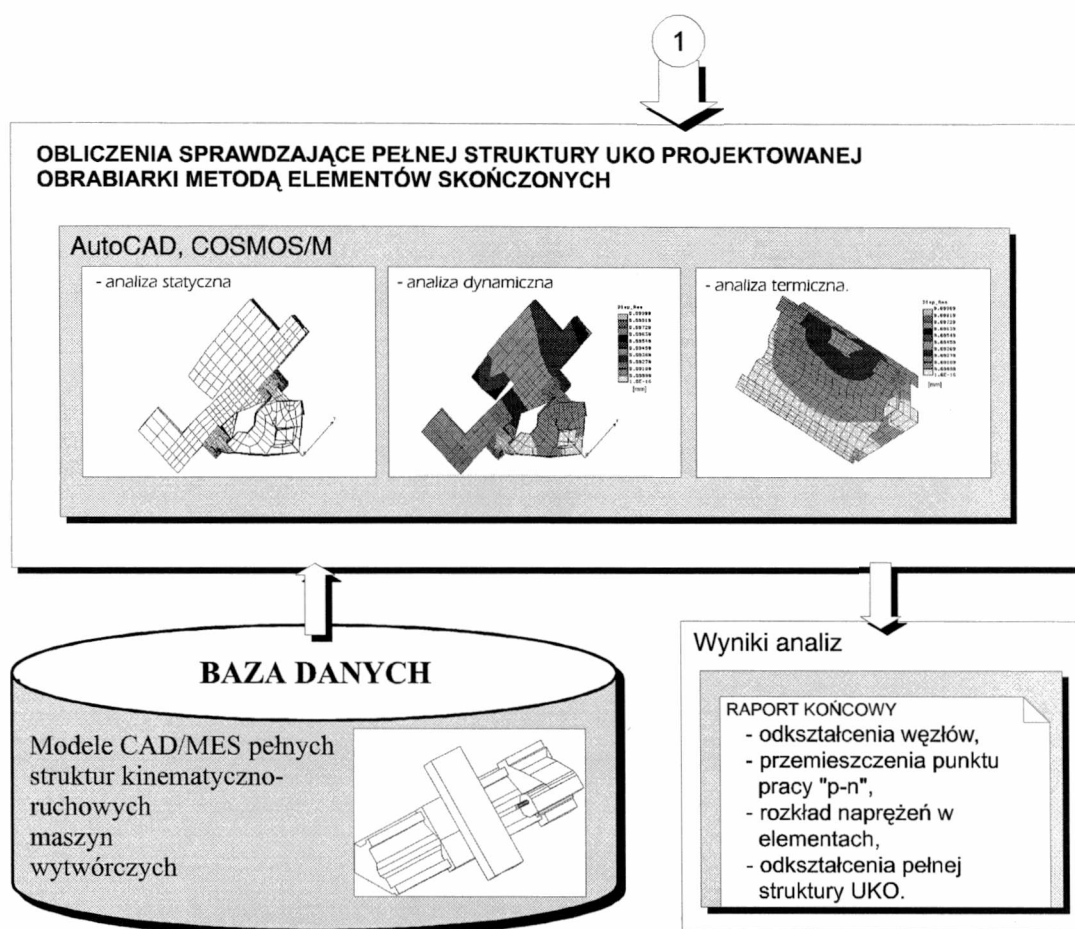
Zestaw metod i programów składających się na metodykę projektowania UKO z uwzględnieniem prowadnicowych zestawów tocznych, wspomagana przez zintegrowany system CAD/MES, przeznaczoną do projektowania maszyn wytwórczych przedstawiono na rysunku 9.1. Poszczególne omówione wcześniej moduły programowe, zaznaczono na schemacie i oznaczono ich nazwami własnymi. Na schemacie zaznaczone są również nazwy plików sterujących poszczególnymi modułami. Postawione zagadnienia rozwiązano zgodnie z tezą pracy, że model obliczeniowy UKO będzie uwzględniał nieliniowe własności zestawów tocznych otrzymanych eksperymentalnie, bądź też wyznaczone na drodze iteracyjnych obliczeń MES. W trakcie tych obliczeń moduły oprogramowania modyfikują automatycznie topologię i parametry modelu obliczeniowego.

Opracowany system umożliwia wielowariantowe projektowanie geometryczno-ruchowej struktury maszyn wytwórczych z uwzględnieniem własności zestawów tocznych. Pełne zdefiniowanie tych własności, już na etapie konstruowania, pozwoli na wyeliminowanie kosztownej budowy i badania prototypów, a w przypadku produkcji jednostkowej może to być też jedyne narzędzie w ocenie maszyny. System jest zbudowany na tyle elastycznie, że z jego pomocą można projektować nie tylko układy konstrukcyjne obrabiarek, ale również innych urządzeń, w których wykorzystuje się zestawy toczne (układy prowadzenia liniowego systemów montażowych, układy posuwowe w maszynach pomiarowych itp.).

Opracowany w ramach tej pracy system, dzięki otwartemu i dostępnemu środowisku programowemu w którym funkcjonuje (AutoCAD i COSMOS/M), jest łatwy do adaptacji i wdrożenia w warunkach przemysłowych. Omówiona metodyka ma też duże walory dydaktyczne, i może być wykorzystywana w nauczaniu. Do systemu można dołączyć inne problemowo-zorientowane moduły służące do projektowania innych zespołów maszyn wytwórczych (wrzeciona, korpusy, śruby pociągowe, połączenia itd.), co umożliwi projektowanie pełnych złożonych struktur UKO o określonych własnościach.







Rys. 9.1. Schemat metodyki projektowania UKO z uwzględnieniem prowadnicowych zestawów tocznych

Opracowane metody, algorytmy i programy zostały sprawdzone na przykładach i zweryfikowane eksperymentalnie. Działania te obejmowały:

- ◆ Testowanie modułów programowych **PROT** i **ANIMA** do wstępnego doboru i analizy odkształceń w zestawach tocznych prowadnic obrabiarek pokazały, że już we wstępnym etapie wariantowego projektowania UKO można z dużym przybliżeniem wyznaczyć względne przemieszczenia punktu „p-n”, które są decydującym kryterium oceny rozwiązania konstrukcyjnego podczas projektowania maszyn wytwórczych (rozdział 5.4).
- ◆ Eksperymentalną weryfikację metody modelowania zestawów tocznych MES na przykładzie zestawu tocznego LY35AL firmy NSK. Rozbieżności między wynikami z pomiarów i obliczeń MES nie przekraczały zazwyczaj kilka procent - największa różnica wynosiła 10 %, co należy uznać za zadawalającą dokładność obliczeń dla tak złożonego modelu (rozdział 7). Opracowane narzędzia dają możliwość modelowania i prowadzenia obliczeń UKO zawierających zestawy toczne na stanowisku pracy inżyniera, nawet jeśli nie jest on zbyt biegły w modelowaniu MES.

- ♦ Przeprowadzenie obliczeń z pomocą metody elementów skończonych złożonego układu konstrukcyjnego tokarki TZC-32, z uwzględnieniem własności prowadnic tocznych. Przyjęty sposób modelowania zarówno geometrycznego jak i MES wykazały, że opracowana metodyka, a więc modele, programy i bazy danych, są w pełni przydatne do obliczeń sprawdzających złożonych układów konstrukcyjnych zawierających zestawy toczne (rozdział 8).

Pełne wykorzystanie opracowanego systemu, a więc analiza i ocena sztywności układu konstrukcyjnego zawierającego toczne połączenia prowadnicowe i ich wpływ na przemieszczenia między przedmiotem i narzędziem, może zastąpić pracochłonne i kosztowne badania prototypów maszyn. W szczególnych przypadkach (np. produkcja jednostkowa) może być jedynym narzędziem wspomagającym decyzje projektanta i umożliwiającym wybór najlepszego rozwiązania konstrukcyjnego. Opracowana metodyka, wraz z programami i bazami danych umożliwia sprawną i efektywną analizę wariantową rozwiązań konstrukcyjnych, nawet przy uwzględnieniu bardzo szerokiego spektrum czynników konstrukcyjnych. Taka wariantowa analiza, poprzez integrację modeli geometrycznych, może być efektywnie prowadzona w różnych fazach procesu projektowania.

Można uznać, że opracowana metodyka i otrzymane wyniki w pełni potwierdzają zarówno zasadność postawionej tezy w rozdziale 3, jak też dowodzą jej złożoności.

Na obecnym etapie opracowana metodyka i system ograniczają się do analiz statycznych własności układów konstrukcyjnych maszyn. Logiczną kontynuacją prac wydaje się być rozszerzenie systemu o możliwość analizy dynamicznych własności UKO, oraz powiązanie opracowanych modułów z innymi opracowanymi w Instytucie problemowo-zorientowanymi systemami do analizy i oceny zestawów wrzecionowych i połączeń śrubowych.

Literatura

- [1]. **Ackermann J.:** Kugelgewindetriebe und Linearführungen. Die Bibliothek der Technik Band 64, NSK Kugellager GmbH, 1991
- [2]. **Albert E.:** Konstruktion der Führung und des Antriebs eines Schlittens zum Drehfräsen. Werkstatt und Betrieb (127), 1994, Nr 4
- [3]. **Augul K.:** Analiza własności strefy styku z uwagi na możliwości modelowania dysypacji energii drgań w stałych połączeniach śrubowych, Praca doktorska, Politechnika Wrocławska, Wrocław 1996.
- [4]. **Autodesk, Inc.:** AutoCAD wydanie 13. Podręcznik użytkownika, 1994
- [5]. **Autodesk, Inc.:** AutoLISP wyd. 12. Przewodnik programisty, 1993
- [6]. **Autodesk, Inc.:** AutoLISP i API w AME wyd. 2.1. Podręcznik użytkownika, 1993
- [7]. **Baumgartner P., Bergmann K.:** Innovative Lineartechnik. Der Konstrukteur 12/93. 14 - 15
- [8]. **Berczyński S., Szwengier G., Biedunkiewicz W.:** Komputerowe wspomaganie projektowania połączeń prowadnicowych - pakiet programów "PROWA". V Konferencja „Metody i środki projektowania automatycznego”. Warszawa, 1985
- [9]. **Berczyński S., Żaboklicki S.:** Komputerowe wspomaganie projektowania obrabiarek. Przegląd Mechaniczny 1987, nr 23
- [10]. **Berczyński S., Żaboklicki S.:** Komputerowo wspomagana analiza geometryczno-ruchowych struktur obrabiarek. Praca doktorska, Politechnika Szczecińska, 1988
- [11]. **Biedunkiewicz W.:** Projektowanie układu konstrukcyjnego obrabiarki. Prace Naukowe Instytutu Technologii Mechanicznej Nr 14, Politechniki Szczecińskiej Nr 517, Szczecin 1994
- [12]. **Blaurock G.:** Linear - Kugelführungen und Führungssysteme. Der Konstrukteur ASB/92, 86 - 90
- [13]. **Blaurock G.:** Linear-Kugelführungen und Linear-Baueinheiten. Deutsche Star GmbH, Schweinfurt, marzec 1991
- [14]. **Bossak M., Zgorzelski M.:** Metoda elementów skończonych. Przegląd Mechaniczny 1978, nr 19
- [15]. **Bretscher H.:** Mehr als Verbesserungen im Detail, Der Konstrukteur 1995, nr 5, 58 - 59
- [16]. **Burzynski A.:** Modulare Längsführungen (Aufmacherbild). KEM 1994, November S4, 53 - 54
- [17]. **Chlebus E., Tanner A.:** Zur Konstruktion spanender Werkzeugmaschinen mit Konstruktionskatalogen. Entwicklung - Konstruktion - Genauigkeit flexibler Werkzeugmaschinen und Automatisierungseinrichtungen, 10 Werkzeugmaschinenkolloquium, Technische Universität Dresden, 1989
- [18]. **Chlebus E.:** Podstawy kształtowania funkcjonalnych cech i własności układów konstrukcyjnych obrabiarek. Prace Naukowe Instytutu Technologii Maszyn i Automatykacji Politechniki Wrocławskiej nr 50, Seria: Monografie nr 14, Wrocław, 1993
- [19]. **Chlebus E., Boratyński T.:** Projektowanie prowadnic tocznych w obrabiarkach wspomagane systemami CAD. Część I. Przegląd Mechaniczny, 1997, nr 7
- [20]. **Chlebus E., Boratyński T.:** Projektowanie prowadnic tocznych w obrabiarkach wspomagane systemami CAD. Część II. Przegląd Mechaniczny, 1997, nr 8
- [21]. **Chlebus E., Dybala B., Boratyński T.:** CAD System for Designing Guiding Units of Machine Tools. International Conference on CIM, Politechnika Śląska, Zakopane, 1994

- [22]. **Chlebus E., Koch J., Iżykowski St., Koch T., Dybała B., Boratyński T.:** Opracowanie metodologii zintegrowanej techniką CAD konstruowania mechanicznego układu obrabiarek. Raporty Instytutu Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Wrocławskiej, Seria: Sprawozdania nr 17, Wrocław, 1995
- [23]. **Christov S., Tanner A.:** Fertigungs- und Montageaufwand für Profilschienen- Führungen senken. Werkstatt und Betrieb (128), 1995, 292 - 295
- [24]. **Cundill T.:** Hochgenaue Keramik - kugeln für Wälzlager. Kugellager - Zeitschrift 241, 1993, 26 - 32
- [25]. **DIN 636** Dynamische und statische Tragzahlen, Teil1,2,3
- [26]. **Dreßler H.:** Genauigkeitsteigende Lösungen im Werkzeugmaschinenbau, Wissenschaft - Theorie und Praxis, 10 Werkzeugmaschinen - Kolloquium, TU Dresden 1985
- [27]. **Dybała B.:** Modelowanie i obliczanie przesuwnych zespołów obrabiarek, Praca doktorska, Politechnika Wrocławska, Wrocław 1996
- [28]. **Franz L., Hofmann M.:** CAD/CAM Systeme. Grundlagen und Anwendungen, Heidelberg 1989
- [29]. **Genius CAD-Software GmbH:** Genius 12.1 - System wspomagania projektowania mechanicznego w środowisku pakietu AutoCAD. Podręcznik użytkownika, 1993
- [30]. **Glöckner H.:** Austauschbare Längsführungs - Module - ein neues SKF Konzept. Kugellager - Zeitschrift 239, 1992, 28 - 32
- [31]. **Glöckner H.:** Führungsqualitäten. Der Zuliefermarkt, czerwiec 1996, 23 - 28
- [32]. **Glöckner H.:** Linearführungssysteme: Linearkugellager, Profilschienen-Führungen und Präzisions-Schienenführungen. KEM 1993, maj, 18 - 19
- [33]. **Göß G.:** Tragzahlnormung von Linearführungen. Konstruktion 1994, Nr 46, 129-135
- [34]. **Grunau A.:** Leistungsfähig und wirtschaftlich. Der Konstrukteur ASB, 1994
- [35]. **Grunau A.:** Neueste Erkenntnisse zum RUDS, Kurzfassung des Vortrages auf dem Werkzeugmaschinen Seminar, INA 1990
- [36]. **Grunau A., Giese P.:** Schwingungsverhalten von Linearwälzführungen für Werkzeugmaschinen. Konstruktion, 1991, Nr 43, 111-116
- [37]. **Ispaylar H.:** Rollenschienenführung mit „Durchblick“. KEM 1994, Listopad, 49 - 51
- [38]. **Iżykowski St.:** Analiza statycznych własności śrubowych połączeń korpusowych w obrabiarkach. Praca doktorska, Politechnika Wrocławska, Wrocław, 1976
- [39]. **Iżykowski St.:** Komputerowo wspomagana analiza połączeń stałych w układach nośnych obrabiarek. Sekcja Podstaw Technologii Komitetu Budowy Maszyn Polskiej Akademii Nauk, Posiedzenie Sekcji we Wrocławiu, listopad 1991, Zeszyt nr 46, 1991
- [40]. **Iżykowski St.:** Badania nieliniowej podatności styków w połączeniach korpusów obrabiarek. Konferencja Naukowa „Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn, Politechnika Wrocławska, Wrocław - Szklarska Poręba, 1993
- [41]. **Iżykowski St., Jachimowicz J., Koch J.:** Zastosowanie metody elementów skończonych w analizie i projektowaniu korpusów maszyn. Przegląd Mechaniczny, 1994 nr 23/24
- [42]. **Iżykowski St., Jachimowicz J., Koch J.:** System S&B-FEM-K i jego zastosowanie w komputerowo wspomaganiu projektowaniu struktur nośnych maszyn wytwórczych. Postępy Technologii Maszyn i Urządzeń (19), 1995, nr 2
- [43]. **Jędrzejewski J., Wojciechowski J., Wojciechowski T., Wasiak Z.:** Badania sztywności ruchowych i okresowo ruchowych połączeń frezarki FYH-32. Raporty Instytutu Technologii Budowy Maszyn Politechniki Wrocławskiej nr 317 i 350, Wrocław, 1976
- [44]. Katalog firmy NSK-Nippon Seiko
- [45]. Katalog firmy SCHNEEBERGER Linear Technology
- [46]. Katalog firmy THK
- [47]. **Knecht M.:** Rollenumlaufseinheit RUE. KEM 1994, November, 56 - 57

- [48]. **Koch J., Chlebus E., Iżykowski S., Boratyński T., Kubicki P.:** Opracowanie systemu projektowania maszyn i urządzeń wytwórczych metodą syntezy strukturalnej. Raporty Instytutu Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Wrocławskiej, Seria: Sprawozdania nr 29, Wrocław 1995
- [49]. **Koch J., Krzyżanowski J., Iżykowski St., Konfisz J.:** Wpływ połączeń na własności statyczne i dynamiczne elementów korpusowych. Raport nr 283, Instytutu Technologii Budowy Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 1975
- [50]. **Koch J. i inni:** Analiza i modelowanie połączeń stałych i ruchomych w obrabiarkach. Etap: Analiza wybranego połączenia śrubowego i jego weryfikacja doświadczalna oraz opracowanie zaleceń dla konstruktorów. Sprawozdanie z pracy naukowo-badawczej wykonanej przez Politechnikę Wrocławską i OBR TEKOMA Warszawa dla CPBR 7.5, Wrocław - Warszawa, 1985
- [51]. **Koch J., Heisel U., Bach P., Chlebus E., Dybała B., Fried M., Iżykowski St., Repetzki S., Rudolf B., Sykora P., Talacko J., Weck M.:** CAD & FEM Application in Slide Ways Units Design. Wt - Production and Management 86, Springer Verlag, 1996
- [52]. **Konowalski K.:** Badania wpływu nieliniowej podatności normalnej i podatności stycznej styków na stan obciążenia i sztywność połączeń prowadnicowych obrabiarek. Praca doktorska, Politechnika Szczecińska, 1983
- [53]. **Kraiser I.R.:** Präzise Führungen nach Maß. Der Konstrukteur, 1994, Nr 9, 40-44
- [54]. **Krazer M.:** Linearführungen im Werkzeugmaschinenbau. DIMA 1990, Nr 3, 26 - 28
- [55]. **Krzemiński - Freda H.:** Łożyska toczne. Podstawy Konstrukcji Maszyn, Warszawa, PWN 1985
- [56]. **Lenssen S., Sarfert J.:** Berechnung Wälzgelagerter Linearführungen. Konstruktion, 1994, Nr 46, 209-214
- [57]. **Левина Е. М., Решетов Д. Н.:** Расчет ползунов металлорежущих станков. Станки и инструмент, 1956, nr 12
- [58]. **Левина Е. М., Решетов Д. Н.:** О касательной податливости затянутых стыков деталей машин. Станки и инструмент, 1958, nr 5
- [59]. **Левина Е. М., Островский В. И.:** Влияние деформаций планок на распределение давления и на жесткость направляющих. Станки и инструмент, 1963, nr 9
- [60]. **Левина Е. М., Решетов Д. Н.:** Основы расчета машин на контактную жесткость. Вестник машиностроения, 1965, nr 12
- [61]. **Левина Е. М.:** Расчет контактных деформаций направляющих. Станки и инструмент, 1965, nr 1
- [62]. **Левина Е. М.:** Research on the Static Stiffness of Joints in Machine Tools. Proceedings of 8th International Machine Tool Design and Research Conference, Pergamon Press, 1967
- [63]. **Левина Е. М.:** Определение наибольших давлений в направляющих с учетом зазоров. Станки и инструмент, 1968, nr 1
- [64]. **Левина Е. М., Решетов Д. Н.:** Контактная жесткость машин, Машиностроение, Москва, 1971
- [65]. **Linearachsen aus Standardelementen.** Der Konstrukteur 1995, Nr 7-8, 44 - 45
- [66]. **Makodoński Z.:** Matematyczny model styku i odkształceń dwóch rzeczywistych powierzchni płaskich. Praca doktorska, Politechnika Wrocławska, Wrocław, 1980
- [67]. **Müller K.:** Parallelitätsausgleich inklusive. KEM 1993, maj, 15 - 16
- [68]. **Pahl G., Beitz W.:** Nauka konstruowania, Warszawa, WNT, 1984
- [69]. **Powerslide - Prinzip: Kolbenstangenlose Zylinder plus Wälzlagerführung.** Der Konstrukteur, 1992, Nr 6, 14 - 16
- [70]. **Rapp H.:** Bewertung von CAD-Systemen, TV Gänter Grossmann, Stuttgart-Vaihingen, 1986
- [71]. **Reininger G.:** Linearführungen nach Maß. AGT - Dokumentation 1996, Nr 2, 28 - 37

- [72]. **Решетов Д. Н., Левина Е. М.:** Расчеты станков на контактную жесткость. Станки и инструмент, 1951, nr 1
- [73]. **Решетов Д. Н., Кирсанова В. Н.:** Касательная контактная податливость деталей. Машиноведение, 1970, nr 2
- [74]. **Решетов Д. Н. (redakcja):** Детали и механизмы металлорежущих станков, Москва, Машиностроение, 1972
- [75]. **Решетов Д. Н.:** Определение упругих перемещений плоских шереховатых стыков, имеющих погрестность формы. Машиноведение, 1975, nr 3
- [76]. **Решетов Д. Н., Кирсанова В. Н.:** Касательная контактная податливость деталей. Машиноведение, 1979, nr 2
- [77]. **Reusner H.:** Das logarithmische Profil - Qualitätsmerkmal moderner Zylinderrollenlager und Kegelrollenlager. Kugellager - Zeitschrift 230, 1987, 2 - 10
- [78]. **Roggwil - SCHNEEBERGER:** Lineartechnik mit rundem Angebot. KEM 1992, czerwiec, 78
- [79]. **Rusiński E.:** Metoda elementów skończonych. System Cosmos/M, Warszawa, WKiŁ, 1994
- [80]. **Ruß A.G.:** Linearlager und Linearführungssysteme, Expert-Verlag, Band 337, Technische Akademie Esslingen 1992
- [81]. **Schneider M.:** Statisches und dynamisches Verhalten beim Einsatz linearer Schienenführungen auf Wälzlagerbasis im Werkzeugmaschinenbau. Praca doktorska, TH Darmstadt 1991
- [82]. **Schneider M.:** Steifigkeit und Dämpfung linearer Schienenführungs - Systeme. Industrie - Anzeiger 1990, Nr 96, 38 - 39
- [83]. **Schumacher U.:** Konstruktive Auslegung hochbelastbarer Linearführungen. Werkstatt und Betrieb, 1992, Nr 125
- [84]. **Schwinghammer R.:** Schwingungen dämpfen aber richtig!. INA Sonderdruck, KEM Nr 11, Listopad 1989
- [85]. **Schönefeld S., Vogel M.:** CAD - Einführung und Anwendung, Berlin 1987
- [86]. **Sheveleva G.I.:** Elastic Contact Between Roller and Plate in Rolling Guideways. VDI-Z (130), 1988
- [87]. **Sinz M.:** Kompaktführungseinheiten in der glasverarbeitenden Produktion. Der Konstrukteur 1993, Nr 12, 30 - 34
- [88]. **Stehle T., Fried M.:** Computer Integrated Design and Analysis of Machine Tool Components (CIDAM). Copernicus project no 7832. Final project report, praca niepublikowana, 1995
- [89]. **Structural Research and Analysis Corporation:** Cosmos/M. Finite Element Analysis System. User Manual, 1994
- [90]. **Szwengier G.:** Metodyka statycznych badań połączeń przewodnicowych zespołu typu stół-sanie-wspornik frezarki. Praca doktorska, Politechnika Szczecińska, 1976
- [91]. **Szwengier G.:** Ocena jakości konstrukcji połączeń przewodnicowych na podstawie analitycznych badań modelowych. Prace Naukowe Instytutu Technologii Budowy Maszyn Politechniki Wrocławskiej nr 21, Seria: Konferencje nr 3, Wrocław, 1978
- [92]. **Szwengier G., Berczyński S., Goduński T.:** ESTES - pakiet programów do identyfikacji parametrów fizycznych połączeń przewodnicowych. VI Konferencja „Metody i środki projektowania automatycznego”, Politechnika Warszawska, Instytut Podstaw Budowy Maszyn, Warszawa, 1987
- [93]. **Szwengier G., Berczyński S., Biedunkiewicz W.:** Автоматизированные расчёты направляющих металлорежущих станков. Станки и инструмент, 1988, nr 4
- [94]. **Szwengier G.:** Modelowanie i obliczenia projektowe układów przewodnicowych obrabiarek. Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej nr 512, Szczecin, 1994

- [95]. Tischsysteme mit Linearmotor. Der Konstrukteur 1996, Nr 3, 32 - 33
- [96]. **Tönshoff H. K.:** Konstruieren von komplexen Werkzeugen mit Rechnerunterstützung. Annals of the CIRP (24), 1975, Nr 1
- [97]. **Tönshoff H.K.:** Werkzeugmaschinen - Grundlagen, Heidelberg 1995
- [98]. **Von Rinker U.:** Werkzeugmaschinen - Führungen, Ziele künftiger Entwicklungen. VDI-Z 130, 1988
- [99]. **Weck M.:** Werkzeugmaschinen, Band 2. Konstruktion und Berechnung, Düsseldorf, VDI Verlag, 1979
- [100]. **Weck M.:** Ermittlung und Beurteilung des statischen und dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen, praca niepublikowana, Stuttgart 1995
- [101]. **Weck M., Rinker U.:** Einsatz von Geradeführungen an Werkzeugmaschinen. Industrie Anzeiger, 1981, Nr 79
- [102]. **Weck M. Eckstein R.:** An Examination Technique to Determine Static Weakpoints of Machine Tools. Annals of the CIRP, (36), 1987, Nr 1
- [103]. **Weck M., Wiesner H., Ispaylar H., Bartels K.:** Untersuchung von Wälzführungen hinsichtlich der Lebensdauer unter Praxisnahen bedingungen. Forschungsberichte, VDW Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen Aachen 153/1, marzec 1995
- [104]. **Weck M., Stave H., Ispaylar H.:** Untersuchung von Wälzführungen zur Verbesserung des Statischen und Dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen. Forschungsberichte, VDW Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen Aachen 01 53, październik 1992
- [105]. **Winkler H.:** Schmierung von Linearführungen. Der Konstrukteur 1996, Nr 4, 30 - 31
- [106]. **Wojciechowski J.:** Obliczenia giętych odkształceń prowadnic prostokątnych. Przegląd Mechaniczny, 1986, nr 2
- [107]. **Wojciechowski J.:** Metoda numeryczna obliczeń połączeń prowadnicowych ślizgowych. VI Konferencja „Metody i środki projektowania wspomaganego komputerowo”, Warszawa, 1987
- [108]. **Wojciechowski J.:** Algorytm obliczeń ślizgowego układu prowadnicowego. Prace Naukowe Instytutu Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Wrocławskiej nr 36, Seria: Konferencje nr 13, Wrocław, 1988
- [109]. **Wojciechowski J.:** Odkształcalność prowadnicowych układów maszyn wytwórczych. Prace Naukowe Instytutu Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Wrocławskiej nr 55, Seria: Monografie nr 16, Wrocław, 1994
- [110]. **Wojciechowski J., Wojciechowski T.:** Połączenia prowadnicowe toczne - odkształcenia elementów tocznych i bieżni. Przegląd Mechaniczny, 1993, nr 9
- [111]. **Wrotny L. T.:** Podstawy konstrukcji obrabiarek, Warszawa, WNT, 1973
- [112]. **Wróbel J.:** Technika komputerowa dla mechaników, Warszawa, PWN, 1994
- [113]. **Wróbel J., Osiński Z.:** Teoria konstrukcji. Podstawy konstrukcji maszyn, Warszawa, PWN, 1995
- [114]. **Zienkiewicz O. C.:** Metoda elementów skończonych, Warszawa, Arkady, 1972
- [115]. **Żmijewski W., Grudziński K., Szwengier G.:** Wyznaczanie sił działających na prowadnice uproszczonego modelu zespołu stół-sanie-konsola frezarki wspornikowej. Zeszyty Naukowe Politechniki Szczecińskiej nr 129, Mechanika nr 12, Szczecin, 1971
- [116]. **Żmijewski W.:** Metodyka wyznaczania reakcji prowadnic frezarek wspornikowych. Praca doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa, 1972
- [117]. **Żmijewski W.:** Metodyka wyznaczania reakcji prowadnic ślizgowych frezarek. Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej nr 2, Szczecin, 1973
- [118]. **Żmijewski W.:** Metodyka dynamicznych obliczeń układów korpusowych elementów obrabiarek. Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej nr 180, Szczecin, 1981

