

ANTONI GRONOWICZ, STEFAN MILLER

MECHANIZMY

**METODY TWORZENIA ZBIORÓW
ROZWIĄZAŃ ALTERNATYWNYCH
KATALOG SCHEMATÓW
STRUKTURALNYCH I KINEMATYCZNYCH**

Spis treści

1. WPROWADZENIE	5
2. ELEMENTY STRUKTURY UKŁADÓW KINEMATYCZNYCH	7
2.1. Człony	7
2.2. Pary kinematyczne (węzły kinematyczne)	10
2.3. Łańcuchy kinematyczne	14
2.3.1. Podziały	14
2.3.2. Formy zapisu łańcuchów kinematycznych	15
2.3.3. Geometria układów kinematycznych	16
2.4. Ruchliwość W	18
2.4.1. Ruchliwość lokalna	19
2.4.2. Ruchliwość warunkowa – więzy bierno	21
2.5. Mechanizmy	25
3. METODY TWORZENIA ZBIORÓW MOŻLIWYCH ROZWIĄZAŃ UKŁADÓW KINEMATYCZNYCH	27
3.1. Metoda elementarna	27
3.2. Metoda inwersji	31
3.3. Metoda łańcucha pośredniczącego U	39
3.3.1. Podstawa o	39
3.3.2. Człon bierny b	39
3.3.3. Człon czynny c	41
3.3.4. Łańcuch członów pośredniczących U	42
3.3.5. Schematy strukturalne	45
3.3.6. Schematy kinematyczne	46
3.4. Przykłady wykorzystania metody U	47
3.4.1. Układy kinematyczne płaskie	47
3.4.2. Układy kinematyczne przestrzenne	56
4. ZBIORY ALTERNATYWNYCH ROZWIĄZAŃ UKŁADÓW KINEMATYCZNYCH	65
4.1. Założenia	66
4.2. Katalog	69
4.2.1. Układy kinematyczne typu $R - R$	71
4.2.2. Układy kinematyczne typu $R - T$	83
4.2.3. Układy kinematyczne typu $R - O$	107
4.2.4. Układy kinematyczne typu $T - R$	132
4.2.5. Układy kinematyczne typu $T - T$	146
4.2.6. Układy kinematyczne typu $T - O$	160

4.2.7. Układy kinematyczne typu $D - R$	176
4.2.8. Układy kinematyczne typu $D - T$	183
4.2.9. Układy kinematyczne typu $D - O$	190
5. PROBLEMY OCENY I SELEKCJI ROZWIĄZAŃ ALTERNATYWNYCH.	199
5.1. Kryteria oceny	199
5.1.1. Kryterium ekonomiczne.....	200
5.1.2. Kryterium niezawodności.	202
5.1.3. Kryterium mocy krążącej.....	202
5.2. Wnioski	204
6. UWAGI KOŃCOWE	206
LITERATURA	207

1. WPROWADZENIE

Wspólną cechą właściwie wszystkich urządzeń technicznych, takich jak maszyny, aparaty, przyrządy, a nawet narzędzia, jest to, że w ich budowie można wyróżnić zespoły elementów połączonych ze sobą ruchowo. Zespoły tego typu, do których w literaturze naukowej odnosi się pojęcie łańcuchów kinematycznych, nazywa się inaczej układami kinematycznymi. Gdy układy takie służą do transformacji ruchu i sił, nazywa się je powszechnie mechanizmami. Mechanizm można wyróżnić już w podręcznych (regulowanych) kleszczach i w podnośniku samochodowym, w czujniku zegarowym, w aparacie fotograficznym i kamerze video. Zwykle kilka mechanizmów można wyodrębnić w każdej maszynie roboczej (ładowarka, tokarka itd.) i transportowej (motocykl, ciągnik itd.), w maszynie energetycznej (silnik, generator itd.), a nawet w tzw. maszynach informatycznych (komputer, drukarka itd.). Nie trzeba dodawać, że mechanizmy są podstawą budowy i działania takich współczesnych systemów, jak automaty, roboty, gniazda obróbcze i linie transportowe. Mechanizmy spotyka się powszechnie w układach napędowych, sterowania, regulacji – praktycznie we wszystkich otaczających nas obiektach technicznych.

W złożonym procesie projektowania wszystkich obiektów i systemów występuje nieodzownie (i to zwykle już w pierwszym etapie) problem projektowania tych właśnie układów kinematycznych – mechanizmów [5], [6]. Jeden z pierwszych etapów projektowania mechanizmów dotyczy ustalenia ogólnej koncepcji jego rozwiązania, przyjęcia jego idei działania, czyli inaczej wytypowania tzw. schematu kinematycznego. W drugim etapie (po ustaleniu schematu budowy) określa się wymiary podstawowe mechanizmu i inne wymiary geometryczne oraz pozostałe parametry opisujące jego budowę. I tu należy wskazać na zjawisko bardzo osobliwe!

Konstruktor podczas ustalania podstawowych i szczegółowych wymiarów geometrycznych, ich tolerancji, materiałów i elementów technologii wykorzystuje cały arsenał nauk matematycznych, fizycznych, technicznych i innych. Ma do dyspozycji wzory, wykresy i tabele, monogramy i wyniki badań, stosuje najnowsze metody, procedury i środki. Wiele elementów tego etapu jest już w pełni sformalizowanych, a nawet oprogramowanych i znormalizowanych. Konstruktor dysponuje też wieloma standardowymi elementami i podzespołami układów kinematycznych. Jednocześnie (i to jest paradoks) dobór struktury mechanizmu, jego schematu, który jak wiadomo, w sposób istotny decyduje o walorach projektowanego układu odbywa się zwykle intuicyjnie, na zasadzie

wykorzystania i adaptacji rozwiązań znanych lub (w najlepszym przypadku) po przeanalizowaniu kilku przypadkowych pomysłów. Czy tak być musi? Czy dobór schematu rozwiązania może się odbywać tylko na zasadzie pomysłu, inwencji i fantazji? W ten sposób rozwiązuje się, często z bardzo dobrym skutkiem, wiele problemów budowy maszyn [4], [5], [8], ale praktyka taka nie może prowadzić do rozwiązań optymalnych. Schemat rozwiązania optymalnego można dobrać tylko wtedy, gdy istnieje możliwość wyboru, gdy są do dyspozycji zestawy wszystkich, spełniających stosowne założenia, teoretycznie możliwych rozwiązań.

Sporządzanie takich zbiorów jest już dziś realne z zastosowaniem istniejących metod syntezy strukturalnej (metody elementarnej, inwersji czy najbardziej ogólnej metody łańcucha pośredniczącego) [14], [17], [22], [25]. Uwzględnwszy fakt, że metody te wymagają od ich użytkownika pewnego przygotowania z zakresu struktury układów kinematycznych, w niniejszej pracy oferuje się pomoc w postaci krótkiego ich przypomnienia, oraz gotowy katalog najprostszych rozwiązań. Jest to więc materiał, który powinien być pomocny tym konstruktorom i projektantom, których ambicją jest tworzenie i oferowanie użytkownikom układów kinematycznych oryginalnych i optymalnych.

2. ELEMENTY STRUKTURY UKŁADÓW KINEMATYCZNYCH

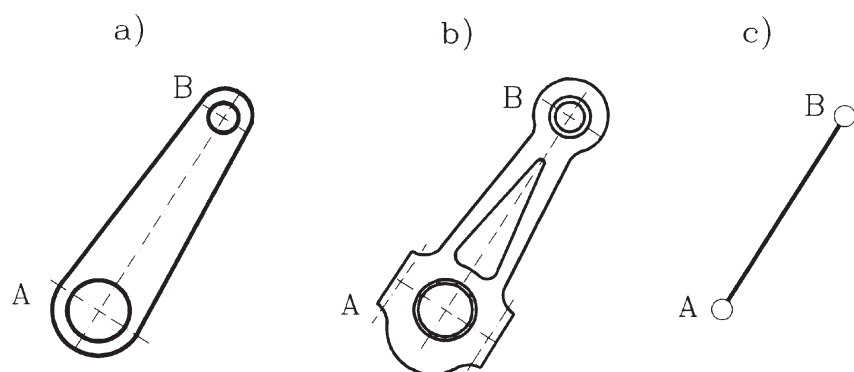
2.1. Człony

W układach kinematycznych można wyróżnić elementy składowe, które wchodzą ze sobą w połączenia ruchowe. Takie elementy nazywane będą dalej *członami* lub *ogniwami*.

Człony mogą występować w postaci jednoczęściowej (gdy stanowi go jeden detal) (rys. 1a) lub, jak to bywa częściej, mogą być zbudowane z wielu detali (rys. 1b). O jednym członie należy mówić wtedy, gdy wszystkie jego elementy składowe są połączone ze sobą sztywno (rozłącznie lub nierozłącznie). Dalej człony będą oznaczane schematycznie z zaakcentowaniem jedynie miejsc ruchowych połączeń z innymi członami (rys. 1c).

Ze względu na liczbę tworzonych z innymi członami połączeń ruchowych mówi się o członach:

**jednowęzłowych,
dwuwęzłowych,
trójwęzłowych
n-węzłowych.**



Rys. 1. Człony; a) i b) przykłady członów rzeczywistych, c) oznaczenie schematyczne

Przykłady takich członów i sposób ich prezentowania przedstawiono na rys. 2.

W układach kinematycznych maszyn występują najczęściej człony, w których zjawisko odkształcania, występujące pod wpływem obciążenia, nie ma istotnego wpływu na realizowany ruch. Człony takie nazywane będą dalej *szttywnymi*.

Funkcję przenoszenia ruchu w układach spełniają również elementy *podatne*, jak cięgna (pasy, liny, łańcuchy), sprężyny, a także media cieczowe i gazowe.

Tak więc ogólnie rozróżnia się (rys. 4):

człony stałe (sztywne i podatne)

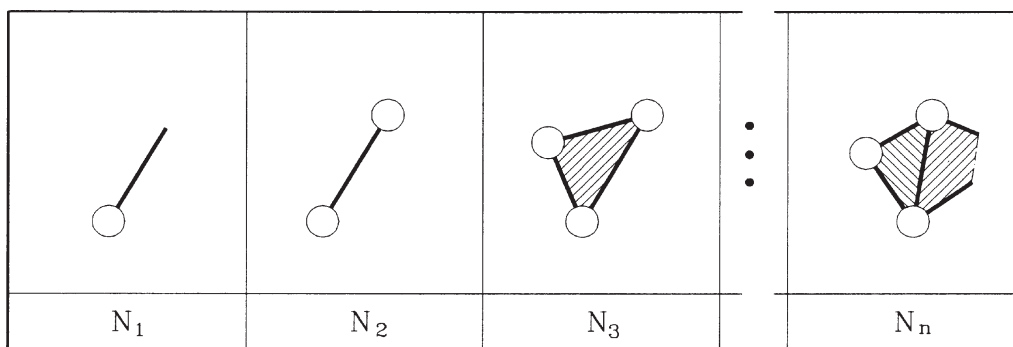
człony płynne (cieczowe i gazowe).

Na rysunku 3 przykładowo przytoczonym członom przypisano pewien wskaźnik r . Jest to liczba dodatkowych stopni swobody, jaką wnoszą same człony do układu kinematycznego. Wskaźnik ten umożliwi określenie rzeczywistej ruchliwości układu (liczby stopni swobody) [18].


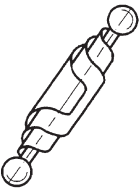
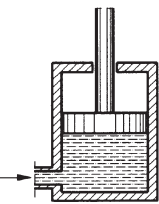
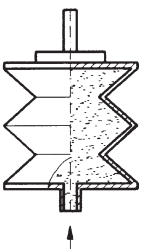
W układach kinematycznych tworzącym je członom przypisuje się bliższe określenia nawiązujące do pełnionych funkcji. W każdym praktycznie układzie wyróżnia się *podstawę* (człon, względem którego rozpatruje się ruchy pozostałych członów). Zwykle występuje w układzie człon napędzający zwany dalej *czynnym* oraz napędzany, czyli *bierny*. W przekazywaniu ruchu członu czynnego na człon bierny może uczestniczyć jeden lub kilka członów pośredniczących.

Ogólnie w układach kinematycznych rozróżnia się więc człony:

podstawę,
czynne,
bierny
pośredniczące.

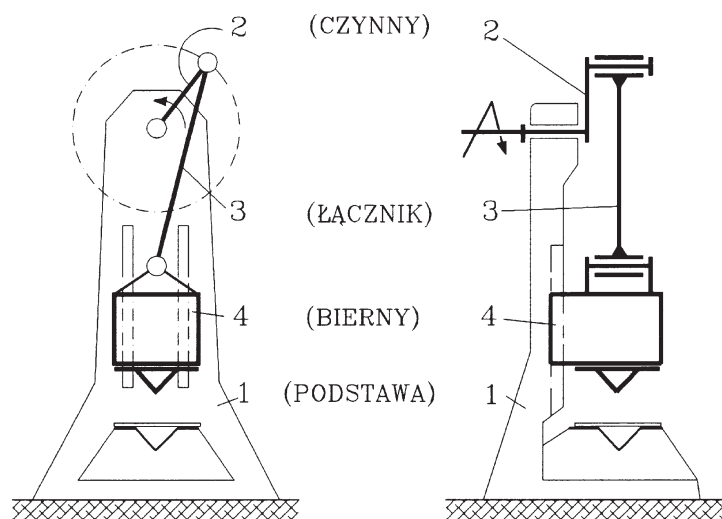


Rys. 2. Symboliczne oznaczenia członów jedno- (N_1), dwu- (N_2) i wielowzłowych

S T A Ł E		P Ł Y N N E	
Sztywne	Podatne	Cieczowe	Gazowe
1 	2 	3 	4 
$r = 0$	$r = 1$	$r = 0$	$r = 1$

Rys. 3. Przykłady członów: sztywnych, podatnych, cieczowych i gazowych

W przykładowo rozpatrywanej prasie mechanicznej, której układ kinematyczny został przedstawiony schematycznie na rys. 4 należy zauważyć, że występują tu tylko człony sztywne i dwuwęzłowe. Korpus (1) maszyny stanowi podstawę układu, korba (2) jest członem czynnym, tłocznik (4) członem biernym, łącznik (3) zaś pełni funkcję członu pośredniczącego w przekazywaniu ruchu z członu czynnego do biernego.



Rys. 4. Układ kinematyczny prasy z wyróżnionymi członami (1÷4)

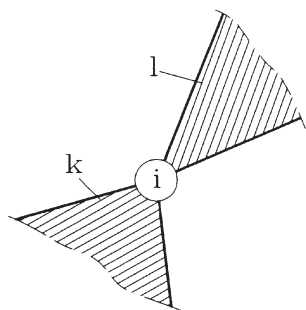
2.2. Pary kinematyczne (węzły kinematyczne)

Istotną cechą każdego układu kinematycznego są z założenia ruchowe połączenia jego członów. Takie połączenia umożliwiające ruch względny dwóch członów nazywa się powszechnie *parami kinematycznymi*. Parę kinematyczną, jaką tworzą człony k i l przedstawia się często jak na rys. 5. Duża różnorodność występujących w praktyce par kinematycznych sugeruje potrzebę wprowadzenia pewnego podziału i systematyki.

Powszechnie stosowanym kryterium podziału par jest rodzaj miejsca styku członów tworzących parę kinematyczną. Para *niższa* to taka para, w której człony stykają się powierzchniowo, jak np. w parze kulistej (rys. 6a), parami *wyższymi* zaś te, w których

miejszem styku jest linia lub punkt (rys. 6b, c). W wielu wykonaniach w jednej parze można wyróżnić elementy styku powierzchniowego oraz liniowego lub punktowego. Mówi się wtedy o parach *mieszanych*. Tak więc rozróżnia się pary kinematyczne:

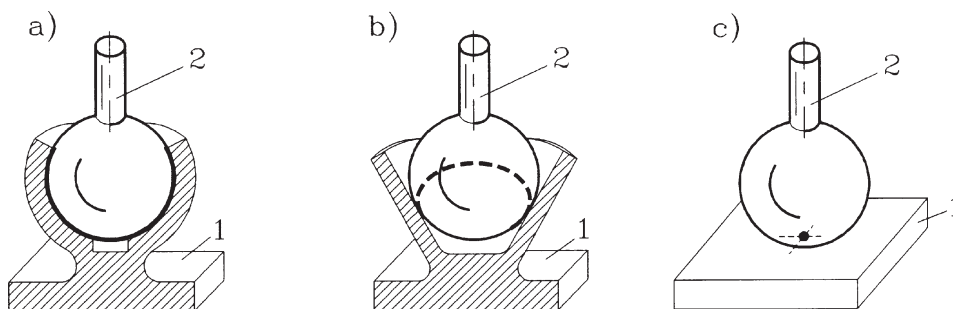
niższe,
wyższe,
mieszane



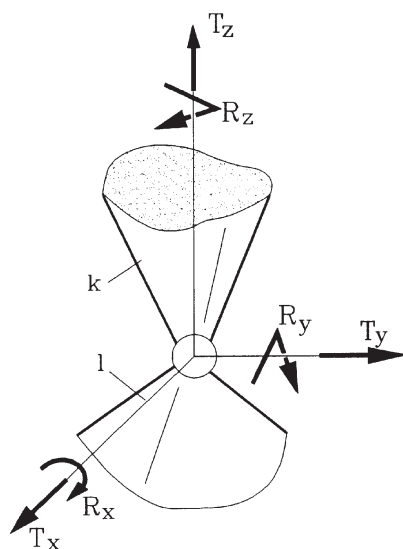
Rys. 5. Graficzny symbol pary kinematycznej i -tej klasy

W rozważaniach strukturalnych stosuje się podział par na klasy według liczby stopni swobody jednego członu względem

drugiego członu pary. Aby przybliżyć ideę tego podziału, należy zauważyć, że człon swobodny dysponuje w przestrzeni sześcioma stopniami swobody. Najbardziej obrazowo i dogodnie z punktu widzenia technicznego – można je przedstawić jako trzy niezależne od siebie ruchy postępowe T_x, T_y, T_z (translacje) wzdłuż trzech prostopadłych osi



Rys. 6. Przykłady par kinematycznych różniących się miejscami styku: a) styk powierzchniowy (para niższa), b) styk liniowy, c) styk punktowy (pary wyższe)



Rys. 7. Oznaczenia możliwych stopni swobody członu k względem członu l w parze kinematycznej

układu xyz oraz trzy ruchy obrotowe R_x , R_y , R_z (rotacje) wokół tych osi (rys. 7). Kierując się liczbą dysponowanych stopni swobody¹ (więzów) jednego członu względem drugiego w połączeniach ruchomych, przyjmuje się dalej podział par kinematycznych na pięć klas oznaczonych dalej cyframi rzymskimi: I, II, III, IV i V.

Wybrane przykłady par poszczególnych klas przedstawiono na rys. 8.

W zdecydowanej większości układów kinematycznych ruchy względne członów odbywają się w płaszczyznach wzajemnie równoległych. Mówimy wtedy o układach płaskich i parach płaskich.

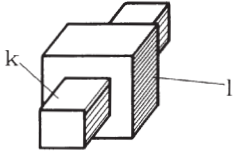

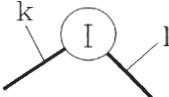
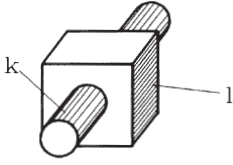
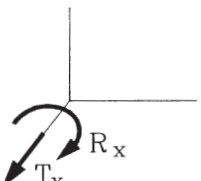

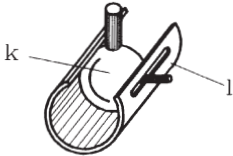
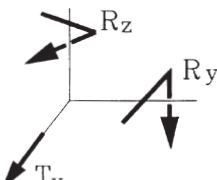
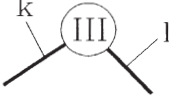
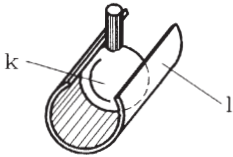
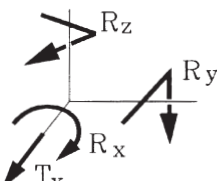
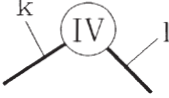
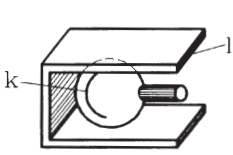
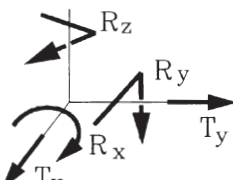
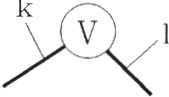
Ruch płaski członu można opisać dwoma ruchami postępowymi wzdłuż osi do siebie prostopadłych, wyznaczających płaszczyznę ruchu, ruchem obrotowym wo-

kół osi prostopadłej do poprzednich lub ich kombinacją. W tej sytuacji pary płaskie mogą zapewnić względny ruch tworzących je członów w zakresie jednego lub dwóch stopni swobody. Oznacza to, że pary płaskie mogą występować tylko jako pary I i II klasy. Przykłady najprostszych i najczęściej spotykanych odmian tych par zestawiono na rys. 9.

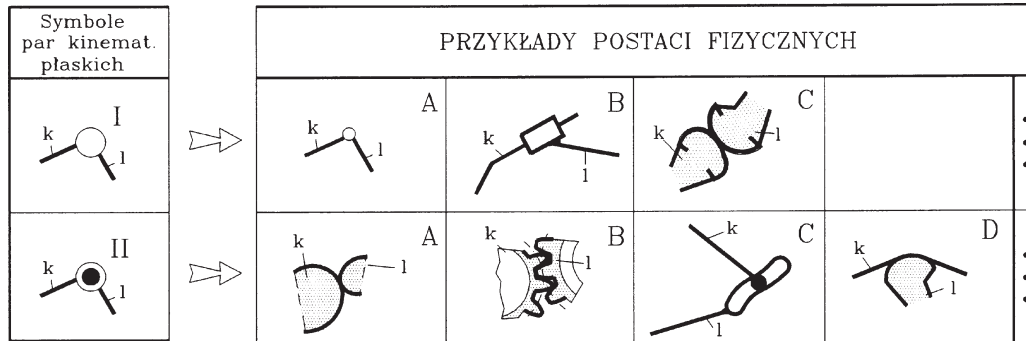
Funkcję pary kinematycznej może też spełniać określony fragment łańcucha, zwanego dalej *parą łańcuchową*. Przykłady takich par łańcuchowych wraz z równorzędnymi im parami kinematycznymi zestawiono na rys. 10. Jak widać z tych przykładów są to jak gdyby pary wielokrotne. Stosowanie ich jest często uzasadnione w celu uniknięcia pary wyższej (rys. 10a) lub pewnych problemów technologicznych (rys. 10b).

W dalszych rozważaniach nad strukturą układów kinematycznych dogodnie będzie przypisywać tego typu parom łańcuchowym analogiczne pojęcie klasy oraz oznaczać analogicznym symbolem graficznym. Wszędzie tam, gdzie rozróżnianie pary utworzonej przez dwa człony i pary łańcuchowej nie będzie konieczne, pary będą nazywane wspólnie *węzłem kinematycznym*. W pewnych rozważaniach więc, zarówno łożysko ślizgowe, jak i łożysko toczne będzie rozpatrywane jako węzeł kinematyczny obrotowy I klasy, sprzęgło Cardana – jako węzeł kinematyczny II klasy itd.

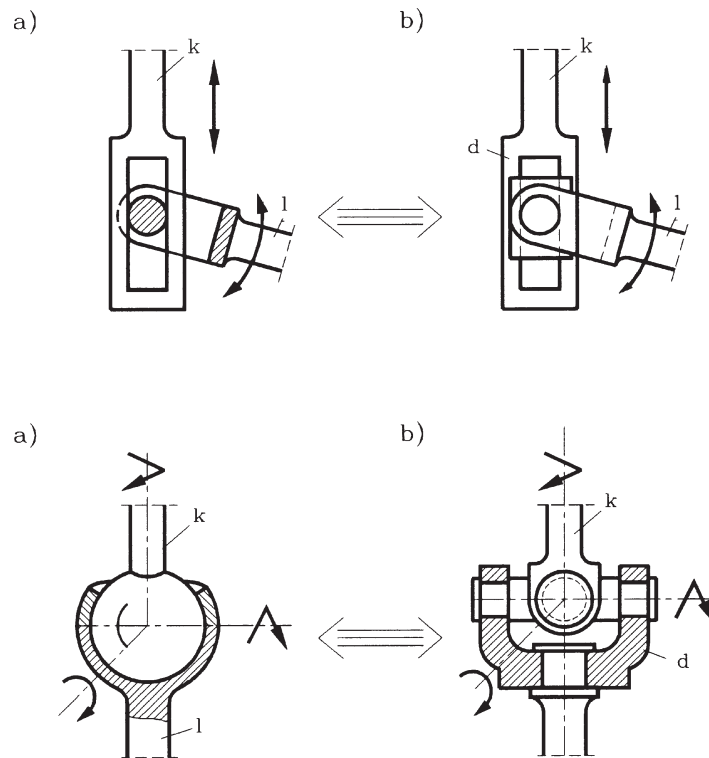
¹W literaturze przedmiotu spotyka się również zasadę podziału par według liczby ograniczeń (więzów) nakładanych jednemu członowi przez drugi człon pary.

Kl.	Przykłady par kinematycznych	Względne stopnie swobody członów	Symbol pary
I			
II			
III			
IV			
V			

Rys. 8. Przykłady par kinematycznych I÷V klasy



Rys. 9. Symbole i częściej spotykane odmiany par kinematycznych płaskich



Rys. 10. Przykłady par kinematycznych (a) i odpowiadających im par kinematycznych łańcuchowych (b)

2.3. Łańcuchy kinematyczne

2.3.1. Podziały

O łańcuchu kinematycznym lub układzie kinematycznym mówimy wtedy, gdy szereg członów jest połączonych ruchowo (tworzy ze sobą pary kinematyczne). Kilka przykładów łańcuchów kinematycznych przedstawiono na rys. 11.

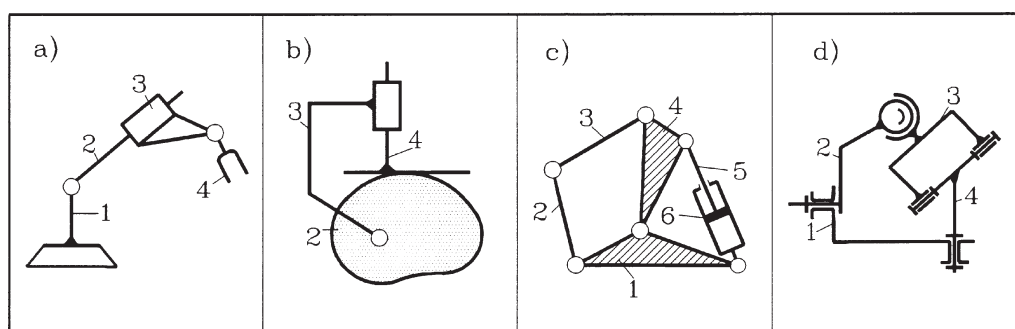
W zależności od ich budowy wyróżnia się łańcuchy:

- **otwarte** (rys. 11a) i **zamknięte** (rys. 11b, c, d),
- **płaskie** (rys. 11a, b, c) i **przestrzenne** (rys. 11d),
- **jednokonturowe** (rys. 11b, d) i **wielokonturowe** (rys. 11c).

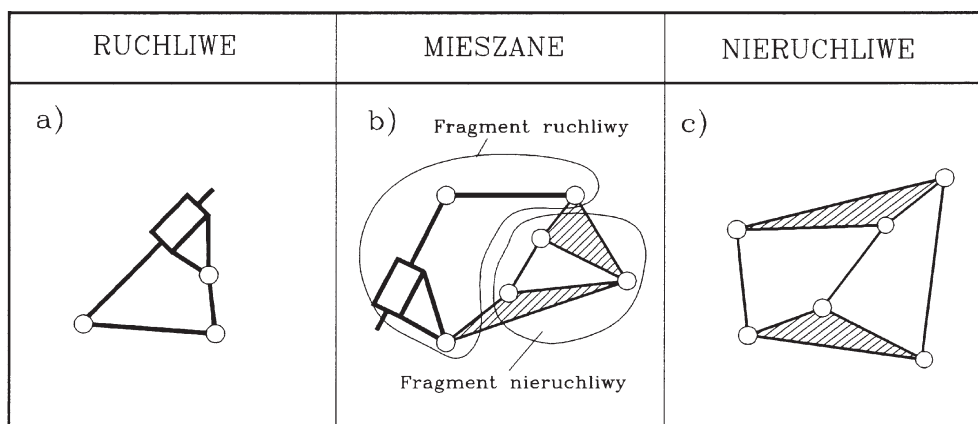
Można też uwzględnić ich właściwości ruchowe. Stosownie do tego można dzielić łańcuchy na trzy grupy (rys. 12): ruchliwe, mieszane, nieruchliwe.

W praktyce wykorzystuje się najczęściej układy kinematyczne ruchliwe. Dzieli się je zwykle na: jednobieżne i niejednobieżne.

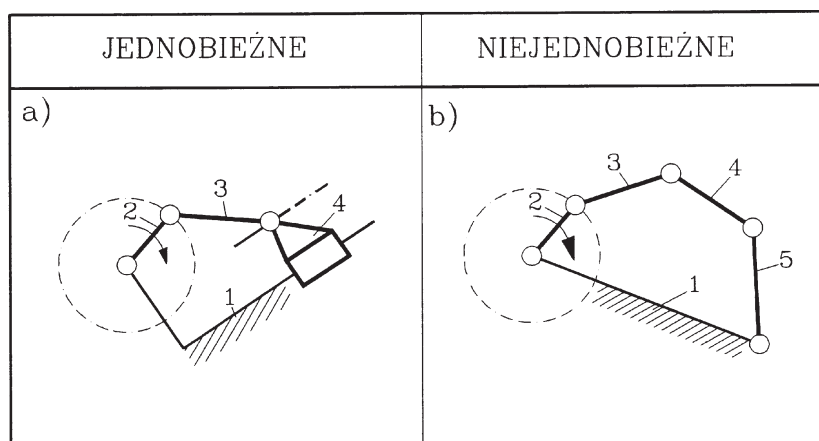
Układy kinematyczne jednobieżne charakteryzują się tym, że wszystkie człony układu realizują jednoznacznie określone ruchy względem pozostałych członów. Przykładem takiego układu jednobieżnego jest układ korbowo-wodzikowy (rys. 13a). Przy zadanym ruchu obrotowym korby 2 pozostałe człony 3 i 4 realizują ruchy jednoznacznie określone. Przykładem układu niejednobieżnego jest układ pięcioprzegubowy (rys. 13b) z jednym napędem przyłożonym do członu 2. Tu ruch jednego członu czynnego (2) nie wymusza jednoznacznych ruchów pozostałych członów (3, 4 i 5). Efekt taki uzyska się przez wymuszenie dodatkowo np. ruchu członu 5. Pojęcia te zostaną jeszcze wykorzystane w kolejnych rozdziałach. Na ogół jednobieżność układu można uzyskać przez dobranie każdorazowo odpowiedniej liczby napędów. W budowie maszyn dominującą grupę stanowią układy jednobieżne.



Rys. 11. Przykłady łańcuchów kinematycznych: a) otwarty, b), c), d) zamknięte, a), b), c) płaskie, d) przestrzenne



Rys. 12. Przykłady łańcuchów kinematycznych

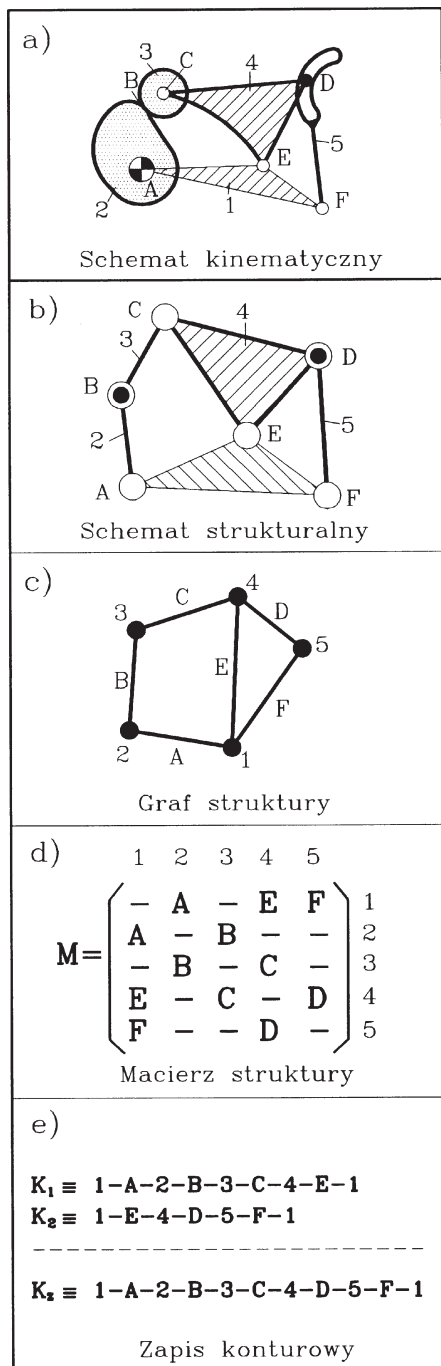


Rys. 13. Przykłady łańcuchów kinematycznych

2.3.2. Formy zapisu łańcuchów kinematycznych

W zależności od potrzeb łańcuchy (układy) kinematyczne można przedstawiać na różne sposoby [2].

W pewnych sytuacjach, np. w opisach patentowych, stosuje się słowny opis takiego obiektu. W praktyce projektowej na dokumentację układu kinematycznego składają się powszechnie rysunki techniczne (widoki, rzuty, przekroje). Stosowane są jednak i inne formy zapisu, co zilustrowano na przykładzie łańcucha *ABCDEF* na rys. 14. W fazie syntezy i analizy (kinematycznej, dynamicznej) stosuje się zwykle praktyczny zapis w postaci schematu kinematycznego (rys. 14a). Wykorzystuje się tu sugestywnie czytelne i unormowane symbole par i członów. Na etapie syntezy i analizy strukturalnej doko-



Rys. 14. Przykładowe formy zapisu układów kinematycznych

dnie jest sięgać po zapis w postaci schematu strukturalnego (rys. 14b). Stosuje się tu bardziej oszczędne środki zapisu członów i par kinematycznych. W szczególnych sytuacjach celowe jest korzystanie z jeszcze bardziej uproszczonych form zapisu, np. grafu struktury (rys. 14c), zapisu macierzowego (rys. 14d), czy zapisu konturowego (rys. 14e).

W dalszych rozważaniach stosuje się przede wszystkim formy zapisu w postaci schematów kinematycznych i strukturalnych. Te ostatnie nazywane są też schematami *podstawowymi*.

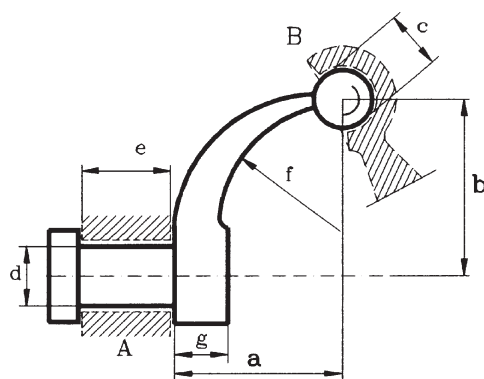
2.3.3. Geometria układów kinematycznych

Wszystkie wymiary, opisujące dowolny człon układu kinematycznego, niezbędne do jego jednoznacznego ukształtowania można podzielić na trzy grupy:

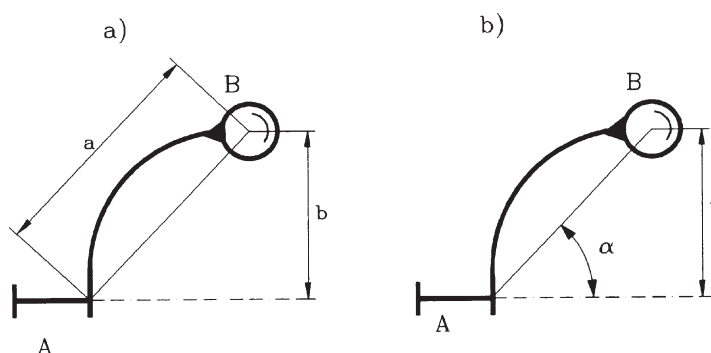
1. *Wymiary podstawowe*, które określają w członie wzajemne położenie półpar. Dla przykładowego członu przedstawionego na rys. 15 wymiarami opisującymi jednoznacznie wzajemne położenie środka czopa kulistego B względem osi i jednej powierzchni oporowej czopa cylindrycznego półpary A są wymiary a i b .
2. *Wymiary główne* półpar – decydujące o możliwości montażu i współpracy członów w parze. Na rysunku 15 takimi wymiarami są średnica c czopa kulistego, średnica d i długość robocza e czopa cylindrycznego.
3. *Wymiary postaciowe* – opisujące postać, przekroje i inne elementy. Przykładami wymiarów tej grupy są wymiary g i f (rys. 15).

Na szczególną uwagę zasługują wymiary grupy pierwszej, gdyż one przede wszystkim decydują o możliwości montażu i istocie działania układu kinematycznego. W układzie kinematycznym nieruchliwym (sztywnym) określają one wzajemne położenie członów, a w układzie kinematycznym ruchliwym zakresy i prawa ruchu poszczególnych członów oraz obciążenia w członach i parach. Dobór wymiarów podstawowych jest jednym z pierwszych i najważniejszych etapów projektowania mechanizmów, tzw. syntezy geometrycznej.

Liczba wymiarów podstawowych, określających wzajemne położenie pólpar, może być różna, zawsze jednak można wytypować najmniejszą niezbędną liczbę u tych wymiarów. Dla członu z rys. 15 $u = 2$, przy czym zestawy tych wymiarów mogą być odmienne. Kolejne przykłady zestawów wymiarów podstawowych dla członu z rys. 15 przedstawiono na rys. 16. Bez trudu można określić liczbę u wymiarów podstawowych dla każdego członu. Zależy ona od rodzaju członu, a więc liczby i typu pólpar [15].



Rys. 15. Przykład członu układu kinematycznego z ilustracją wymiarów podstawowych (a, b), wymiarów głównych (c, d, e) oraz wymiarów postaci (g, f)

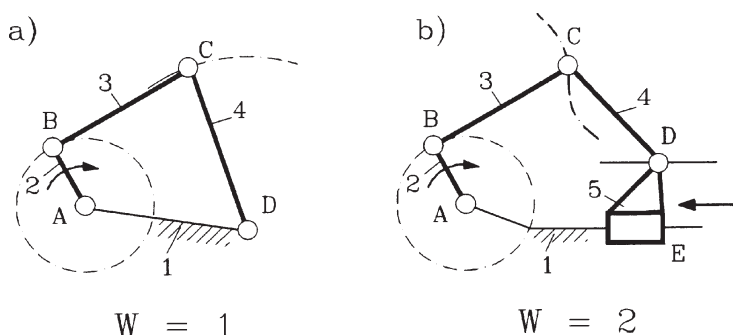


Rys. 16. Przykłady kolejnych możliwych zestawów wymiarów podstawowych dla członu z rys. 15

2.4. Ruchliwość W

Ruchliwość łańcucha (układu kinematycznego) lub stopień ruchliwości (W) w sensie fizycznym oznacza (przy pewnych zastrzeżeniach [11]) liczbę stopni swobody jakimi dysponują człony łańcucha względem jednego z nich, np. podstawy. Na podstawie prostego przykładu łatwo się zgodzić z tym, że w czworoboku $ABCD$ (rys. 17a) człony 2, 3 i 4 dysponują względem podstawy 1 tylko jednym stopniem swobody. W tym przypadku można wymusić na członie 2 ruch obrotowy, wtedy już jednak człony 3 i 4 pozostają w ruchu nadążnym – ściśle określonym. Takiemu układowi przypisać należy ruchliwość $W = 1$.

W kolejnym układzie (rys. 17b) można niezależnie od siebie wymuszać ruchy dwóch członów, np. ruch obrotowy członu 2 i postępowy ruch członu 5 względem podstawy. Temu układowi przypisać należy ruchliwość $W = 2$.



Rys. 17. Przykłady łańcuchów kinematycznych o różnych ruchliwościach

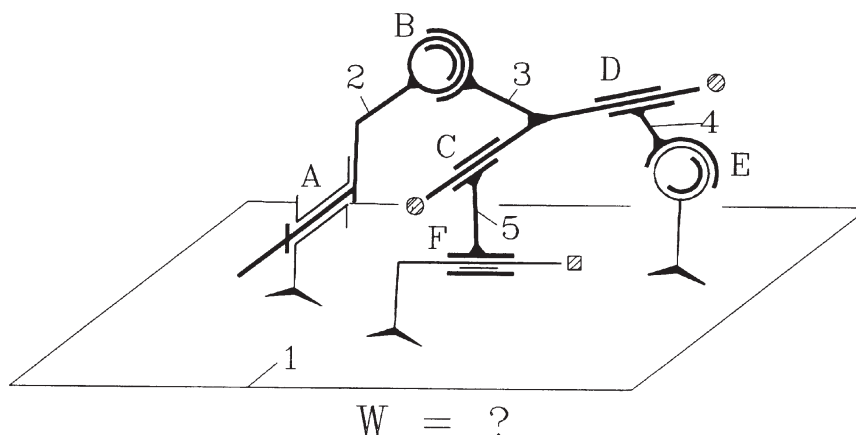
Korzystając z wprowadzonych pojęć ruchliwości można powiedzieć inaczej, że ruch członów układu jest jednoznacznie określony gdy liczba członów czynnych n_c odpowiada ruchliwości W ($n_c = W$). Oczywiście układy ruchliwe mają $W \geq 1$, układy sztywne zaś lub przesztynwione $W \leq 0$.

Ruchliwość W w przypadku łańcuchów prostych można bez trudu oceniać intuicyjnie. W wielu jednak układach bardziej złożonych, a zwłaszcza przestrzennych, intuicja zawodzi. Aby się o tym przekonać, wystarczy rozpatrzyć przykładowo prosty układ przestrzenny przedstawiony na rys. 18. Czy jest to układ ruchliwy czy nieruchliwy? Jaką przypisać temu układowi ruchliwość W ?

W takich sytuacjach należy korzystać ze znanych wzorów strukturalnych. Przypomnijmy:

$$W = 3(n - 1) - 2p_1 - p_2 \quad (\text{dla układów płaskich}) \quad (1)$$

$$W = 6(n - 1) - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 - 2p_4 - p_5 \quad (\text{dla układów przestrzennych}) \quad (2)$$



Rys. 18. Przykład przestrzennego układu kinematycznego

gdzie: n – liczba członów,
 p_i – liczba par i -tej klasy.

Korzystając ze wzoru (2) określono ruchliwość W analizowanego układu z rys. 18:

$$n = 5, p_1 = 2 \text{ (pary } A, F), p_2 = 2 \text{ (pary } C, D), p_3 = 2 \text{ (pary } B, E),$$

a więc:

$$W = 6(5 - 1) - 5 \times 2 - 4 \times 2 - 3 \times 2 = 0.$$

Oznacza to, że układ z rys. 18, mimo połączeń ruchliwych, jest sztywny.

Wprowadzone pojęcie ruchliwości jest bardzo użyteczne zarówno w analizie, jak i w syntezie mechanizmów. Jak się jednak można przekonać jest to pojęcie złożone, a wynik uzyskany ze wzoru (1) lub (2) wymaga każdorazowo odpowiedniej interpretacji.

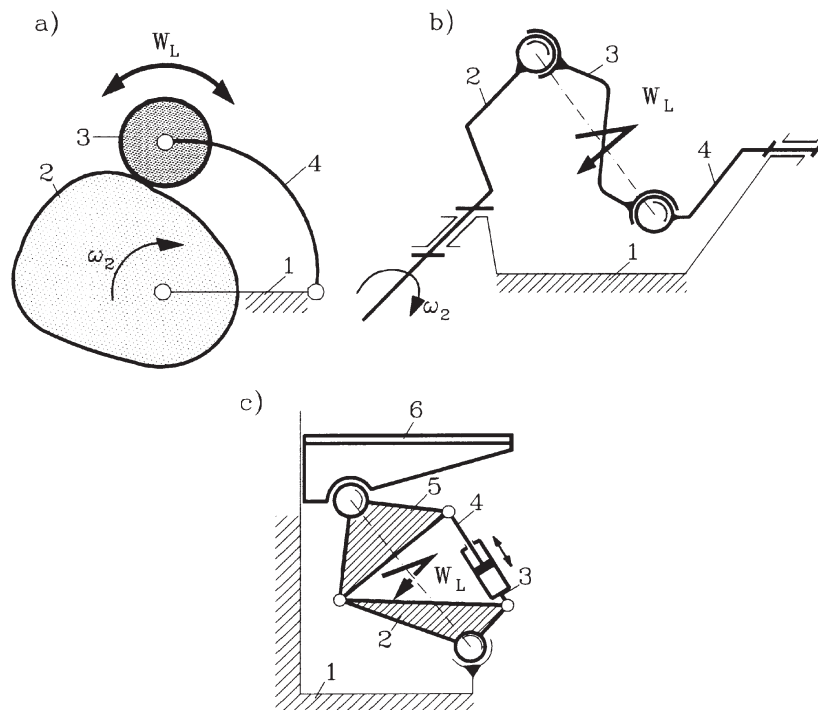
2.4.1. Ruchliwość lokalna

Niech będzie mechanizm przedstawiony na rys. 19a. Przy zadanej prędkości kątowej ω_2 krzywki 2 popychacz 4 realizuje ściśle określony, podyktowany kształtem krzywki, ruch względem podstawy. Po tym stwierdzeniu można by, pospiesznie, wyciągnąć wniosek, że układ jest jednobieźny, a więc (przy jednym członie czynnym) charakteryzuje się ruchliwością $W = 1$. Tak jednak nie jest.

Ze wzoru (1) wynika, że:

$$W = 3(4 - 1) - 3 \times 2 - 1 \times 1 = 2 (!)$$

Pozorną niezgodność wyników tłumaczy się tym, że wykonany rachunek, oprócz wspomnianej już ruchliwości ($W = 1$) popychacza 4, wykazał bezbłędnie również jeden stopień swobody krążka 3. Krążek ten może obracać się wokół własnej osi, nie zakłóca-



Rys. 19. Przykłady układów z ruchliwością lokalną

jąc ruchu członu biernego 4. Wynika to z kolistego kształtu krążka 3 i jego centralnego ułożyskowania. Tego typu lokalne stopnie swobody jednego członu (lub grupy członów), które nie mają wpływu na ruchy pozostałych członów łańcucha nazywa się ruchliwością *lokalną* i oznacza się przez W_L .

Istotę tego zjawiska można prześledzić również na przykładzie układu przestrzennego z rys. 19b. Łącznik 3 pośredniczący w przekazywaniu ruchu z członu czynnego 2 na człon bierny 4 może, jak widać z rysunku, obracać się wokół osi przechodzącej przez środki obu przegubów kulistych. Ruch ten jest nieistotny ze względu na realizowany ruch członu biernego, ale zostanie w rachunku odnotowany. Ruchliwość tego układu obliczona ze wzoru (1) wynosi bowiem:

$$W = 6(4 - 1) - 5 \times 2 - 3 \times 2 = 2$$

Należy to rozumieć tak, że $W = 2$ oznacza ruchliwość użyteczną członu 4 ($W = 1$) oraz ruchliwość lokalną członu 3 ($W_L = 1$).

Na przytoczonych przykładach (rys. 19a, b) zilustrowano ruchliwość lokalną członu pojedynczego. W pewnych przypadkach ruchliwość lokalna może dotyczyć również całych grup członów, np. grupy członów 2, 3, 4 i 5 w układzie napędowym platformy 6 przedstawionym na rys. 19c.

2.4.2. Ruchliwość warunkowa – więzy bierne

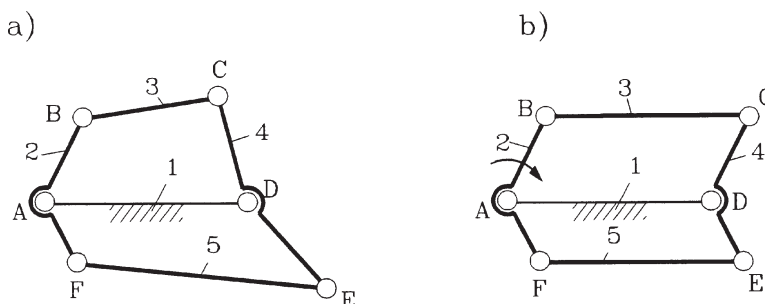
Układ $ABCDEF$ (rys. 20a) jest układem sztywnym – nieruchliwym. To stwierdzenie wynika zarówno z oceny jakościowej, jak i z rozważań strukturalnych ($W = 0$). Gdy jednak (przy tej samej strukturze układu) dobrać szczególne wartości jego wymiarów podstawowych, np. przyjąć, że $\Delta ABF \equiv \Delta DCE$ oraz $BC = EF = AD$ (rys. 20b), otrzymamy układ fizycznie ruchliwy. Można go wykorzystać realnie do przeniesienia ruchu obrotowego wału A na ruch wału D . Zgodnie z dotychczasową umową takiemu układowi należy przypisać $W_{rz} = 1$. Tego typu ruchliwość (nie przewidzianą teoretycznie, a stwierdzoną fizycznie) nazywać będziemy dalej ruchliwością *warunkową*. Zaistnienie ona bowiem tylko wtedy, gdy pewne wymiary podstawowe rozpatrywanego układu spełniają określone warunki. Wtedy niektóre ograniczenia, czyli inaczej więzy, są powtórzeniem już istniejących i fizycznie nie dają o sobie znać. Takie dodatkowe i zbędne kinematycznie ograniczenia nazywa się *więzami biernymi*. Ich liczbę R_b w łańcuchu kinematycznym można określić, jeżeli znana jest ruchliwość rzeczywista W_{rz} (ta fizycznie istniejąca) oraz ruchliwość teoretyczna W :

$$R_b = W_{rz} - W \quad (3)$$

W analizowanym układzie z rys. 20b jest więc $W_{rz} = 1$, $W = 0$, czyli $R_b = 1$. Do układów kinematycznych, w których $R_b > 0$ stosuje się określenie *układy nieracjonalne*. Określenie to wydaje się trafne, zwłaszcza gdy uzmysłowić sobie jak niełatwo spełnić takie narzucone geometryczne warunki ruchu.

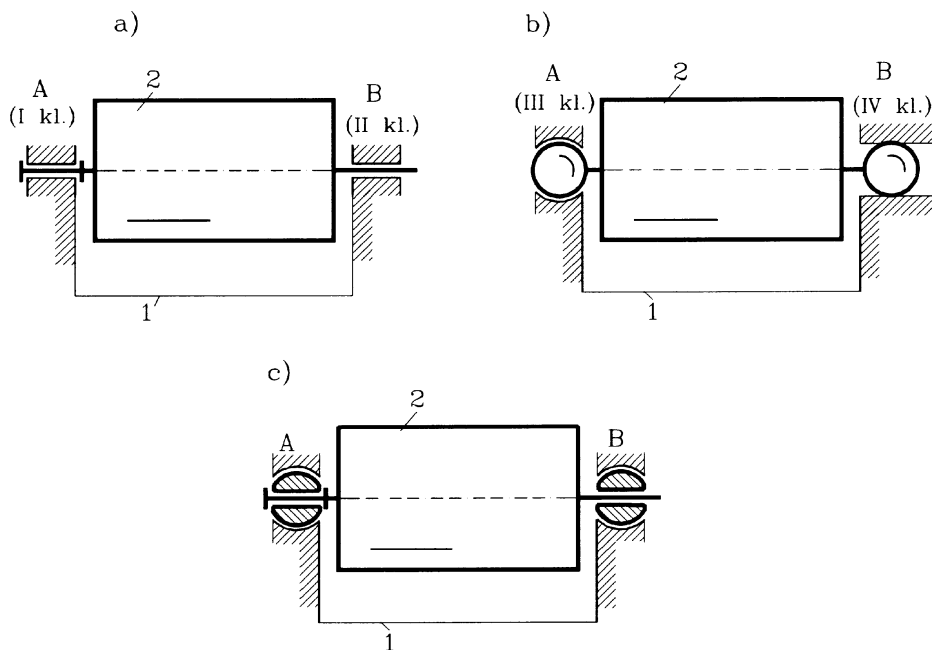
Pozostając jeszcze przy układach nieracjonalnych, należy zauważyć dalej, że narzucone tu geometryczne warunki ruchu można w praktyce spełniać tylko z pewnym przybliżeniem. W rezultacie układy te na ogół sprawiają wiele problemów wykonawczych i montażowych. Są przyczyną pojawiania się w układzie dodatkowych obciążeń, zwiększonego zużycia itd. [15], [23].

Ze względu na duże znaczenie omawianych problemów związanych z tymi więzami biernymi zostaną rozpatrzone dalsze przykłady.



Rys. 20. Ilustracja pojęcia więzów biernych

Najprostszym i bardzo popularnym układem kinematycznym jest układ złożony z podstawy i obrotowo osadzonego w niej wirnika (rys. 21a). Wirnik 2, który można odnieść np. do bębna młocarni, rolki prowadzącej w przenośniku taśmowym, wirnika silnika elektrycznego itd., jest zwykle osadzony w podstawie przy udziale dwóch łożysk A i B . Intuicyjnie można się zgodzić, że takie rozwiązanie zapewnia wirnikowi ruch obrotowy, co zresztą powszechnie potwierdza praktyka, a więc $W_{rz} = 1$. Ruchliwość W tego wirnika obliczona ze wzoru (2), wyprowadzonego dla mechanizmów przestrzennych, wynosi $W = -3$. Oznacza to istnienie w układzie więzów biernych. Ze wzoru (3) otrzymamy $R_b = 4$. Układ jest nieracjonalny, a więc teoretycznie przesztwywniony. Tu ruch wirnika będzie możliwy tylko wtedy, gdy zostaną spełnione pewne warunki dotyczące wymiarów podstawowych. W tym przypadku chodzi o zapewnienie współosiowości czopów wirnika i współosiowości tulei łożyskowych A i B osadzonych w podstawie. Spełnienie takich warunków w praktyce jest możliwe tylko z pewnym przybliżeniem. Oznacza to, że mogą zaistnieć kłopoty montażowe, a przy wymuszonym ruchu wirnika pojawi się wiele różnych niepożądanych zjawisk. Teoretycznie poprawne (bez więzów biernych) ułożyskowanie wirnika w podstawie przedstawiono na rys. 21b, natomiast praktyczne rozwiązanie na rys. 21c. Przy takim rozwiązaniu wirnik można wmontować nawet przy znacznych odchyłkach wykonawczych wymiarów podstawowych, a ruch



Rys. 21. Przykład prostego układu dwuczłonowego; a) rozwiązanie z więzami biernymi, b) c) rozwiązania racjonalne

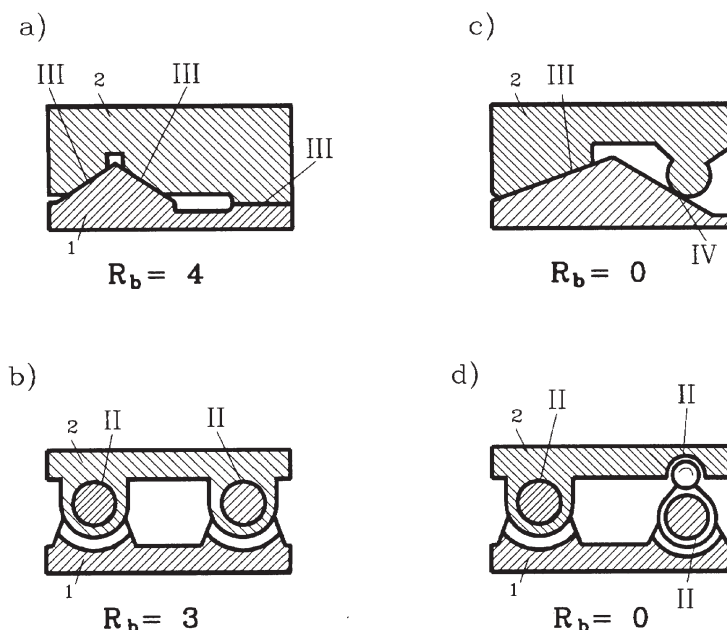
wirnika będzie odbywał się bez przeszkód nawet wtedy, gdy w czasie eksploatacji geometria wału wirnika czy jego podstawy ulegnie zmianie.

Należy zatrzymać się również przy bardzo prostym układzie, jaki tworzy z podstawą 1 człon 2 realizujący ruch postępowy, np. suport i łożo obrabiarki (rys. 22a). Układy takie w praktyce działają, można więc zapisać $W_{rz} = 1$. Po przeanalizowaniu struktury tego węzła łatwo zauważyć, że tworzą go trzy pary III kl. Korzystając ze wzoru strukturalnego (2) otrzymuje się ruchliwość $W = -3$, a więc jest to układ z więzami biernymi: $R_b = 1 - (-3) = 4$. Podobnie często stosowane rozwiązanie prowadzenia prostoliniowego, przedstawione na rys. 22b, jest również przesztynione, a więc nieracjonalne. Jak łatwo bowiem policzyć $R_b = 3$.

Również należy zauważyć, że oczekiwany ruch postępowy członu 2 względem 1 przy takich rozwiązaniach węzłów jest uwarunkowany spełnieniem wielu ściśle określonych warunków konstrukcyjnych i wykonawczych. Przykładowo, w przypadku pierwszym (rys. 22a) jest to bardzo kłopotliwy warunek jednoczesnego przylegania do siebie płaszczyzn tworzących wszystkie trzy pary III klasy.

Przykłady rozwiązań racjonalnych ($R_b = 0$) przedstawiono na rys. 22c, d. Ruch członu 2 względem 1 jest możliwy bez żadnych warunków dotyczących wymiarów podstawowych i ich dokładności wykonania.

Omówione przykłady dotyczyły przypadków nieracjonalnego rozwiązania mechanizmów najprostszych, a właściwie samych węzłów obrotowych i postępowych. Więcej



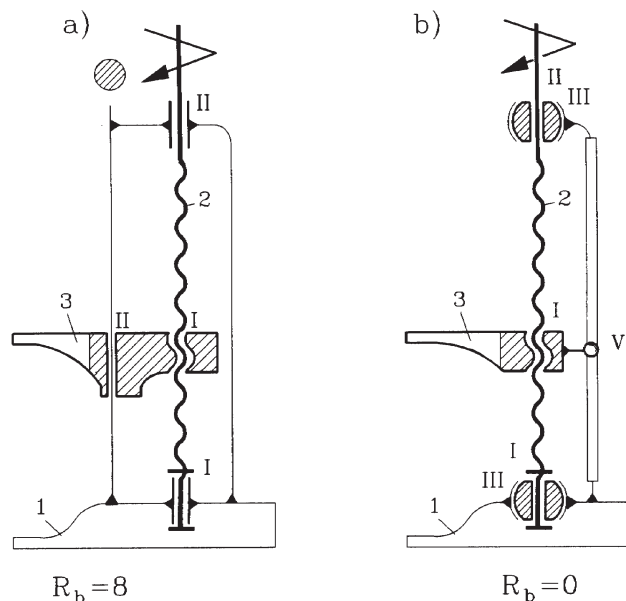
Rys. 22. Przykłady układu dwuczłonowego (suport); a), b) rozwiązanie z więzami biernymi, c), d) rozwiązania racjonalne

takich przypadków konstrukcji nieracjonalnych spotkać można w układach bardziej złożonych, zwłaszcza zaś w mechanizmach przestrzennych.

Na rysunku 23a przedstawiono schemat kinematyczny układu podnośnika [21]. Z założenia obrót śruby 2 powinien wymusić ruch postępowy zaczepu 3 względem obudowy 1. Układ taki (wzięty z praktyki) pracuje, można mu więc przypisać $W_{rz} = 1$. Ruchliwość teoretyczna jednak obliczona ze wzoru (2) wynosi $W = -7$. Układ jest strukturalnie przesztywniony lub, jak można powiedzieć inaczej, nieracjonalny ($R_b = 8$). Łatwo się można domyśleć, jakie tu warunki muszą być spełnione, aby można było taki układ zmontować i aby mógł działać poprawnie w całym zakresie, np. również wtedy, gdy obudowa podnośnika ulegnie w procesie eksploatacji pewnym odkształceniom. Nie ma takich problemów przy rozwiązaniu takiego podnośnika według schematu przedstawionego na rys. 23b.

Jak wynika już z tych kilku rozpatrzonych przykładów, zagadnienie racjonalności struktury układów kinematycznych ma bardzo istotny aspekt techniczny i ekonomiczny. Reasumując stwierdzamy, że:

- W układach nieracjonalnych (strukturalnie sztywnych lub przesztywnionych), wytypowanych do realizacji ruchu, możliwość ich zmontowania oraz poprawnej pracy zależy od spełnienia warunków nakładanych na pewną liczbę wymiarów podstawowych i ich dokładności wykonania. Niespełnienie takich warunków prowadzi do



Rys. 23. Przykład układu kinematycznego podnośnika śrubowego: a) rozwiązanie nieracjonalne, b) rozwiązanie bez więzów biernych

pojawiania się w układzie ruchomym dodatkowych i to cyklicznie zmiennych obciążeń wewnętrznych członów i par kinematycznych,

- Zdecydowanie należy unikać rozwiązań nieracjonalnych mechanizmów występujących w maszynach o silnie obciążonych i podatnych na odkształcenia ramach. Dotyczy to zwłaszcza maszyn przejezdnych, rolniczych, urządzeń dźwigowych itp.,
- Tylko w przypadkach szczególnych więzy bierne w układach kinematycznych mogą spełniać rolę pozytywną, a ich pozostawienie jest celowe i uzasadnione. Tak jest np., gdy prowadzą do korzystniejszego rozkładu nacisków, usztywnienia konstrukcji, umożliwiają przenoszenie większych sił i momentów. Dopuszczanie istnienia więzów biernych jest wskazane również wówczas, gdy ich kosztem uzyskuje się rozwiązania prostsze i gdy technologia zapewnia łatwe uzyskanie wymaganych dokładności.

Ogólnie wynika stąd wniosek, że pozostawienie czy wręcz wprowadzenie więzów biernych w rozwiązaniach układów kinematycznych można dopuścić tylko wtedy, gdy uzasadnia to wynik szczegółowej analizy i kalkulacji – musi być ono w pełni świadome i celowe.

Obserwowane w budowie maszyn bardzo liczne rozwiązania nieracjonalne świadczą o tym, że w praktyce nie zawsze się tak dzieje.

2.5. Mechanizmy

Omawiany dotychczas łańcuch kinematyczny (układ kinematyczny) obejmuje całą szeroką gamę urządzeń technicznych zbudowanych z członów tworzących ze sobą połączenia ruchowe – pary kinematyczne. Tę część układów kinematycznych, które są przeznaczone do przenoszenia (i transformacji) ruchu, nazywa się powszechnie mechanizmami.

Duże bogactwo i różnorodność tych obiektów [13] sugeruje potrzebę określonego ich uporządkowania i klasyfikacji. Niestety, mimo wielu podejmowanych w tym kierunku prób i wysiłków nie dopracowano się jak na razie jakiejś w pełni satysfakcjonującej wszystkich klasyfikacji, która byłaby jednocześnie naukowo uzasadnioną, metodologicznie racjonalną i użyteczną w praktyce inżynierskiej [3], [4].

Dla porządku należy odnotować, że historycznie najwcześniejsza jest klasyfikacja funkcjonalna [20]. Jej istotą jest podział mechanizmów na dźwigniowe, krzywkowe, zębate, łańcuchowe, zapadkowe, klinowe, ciernie itd. Jest to podział mało precyzyjny, bez jednolitych kryteriów i dalece niekompletny.

Nieco później pojawiła się klasyfikacja strukturalna [19], sugerująca możliwość podziału mechanizmów według cech strukturalnych. Dzieli się wszystkie mechanizmy na rodziny według liczby ogólnych więzów nałożonych na ruchy wszystkich członów mechanizmu, rodziny na klasy, grupy itd. Taki podział ma pewien określony sens ze względu na możliwość stosowania jednolitych metod analizy, często nie spełnia jednak wymogów stawianych przez praktyków – projektantów i konstruktorów.

W tej sytuacji spotkać można dalsze próby podziału mechanizmów np. na:

- **płaskie i przestrzenne,**
- **proste i złożone,**
- **z parami niższymi i wyższymi,**
- **o ruchu ciągłym i przerywanym** itd.

Uwzględniając specyficzne potrzeby syntezy mechanizmów (doboru idei ich działania) zaproponowano podział na typy według rodzaju ruchu członów czynnych i biernych. Sens takiego podziału omówiono bliżej w następnych rozdziałach.

3. METODY TWORZENIA ZBIORÓW MOŻLIWYCH ROZWIĄZAŃ UKŁADÓW KINEMATYCZNYCH

W wielu etapach złożonego procesu projektowania maszyn stosuje się skutecznie szerokie podstawy naukowe, sformalizowane i zalgorytmizowane procedury, korzysta z różnorodnych pomocy i narzędzi. Jednym z pierwszych etapów projektowania maszyny jest przyjęcie idei rozwiązania jej podzespołów składowych – mechanizmów [6], [7]. Dotychczas, niestety, powszechnie uprawiana praktyka doboru schematu ideowego mechanizmu oparta jest na adaptacji rozwiązań znanych lub na przypadkowym pomysśle. Taka praktyka nie może prowadzić do rozwiązań optymalnych. Na oczekiwany efekt można liczyć tylko wtedy, gdy konstruktor ma szansę pełnego wyboru, gdy dysponuje kompletnym zestawem rozwiązań możliwych.

Takie zestawienia można już dziś tworzyć wykorzystując określone metody.

3.1. Metoda elementarna

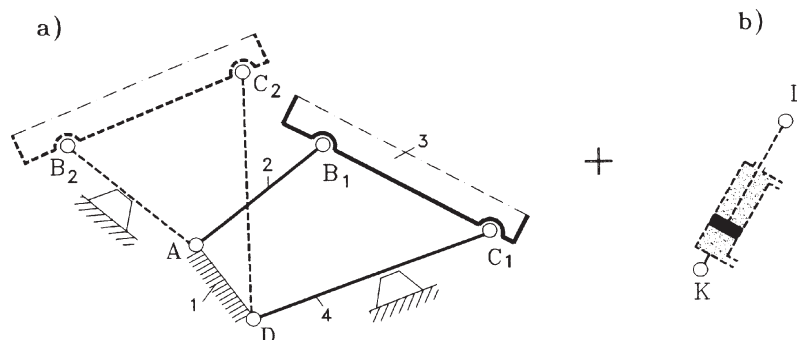
Podczas rozwiązywania wielu problemów technicznych można sporządzić potrzebne zbiory możliwych rozwiązań korzystając z elementarnych sposobów poszukiwań systematycznych. O możliwości i skuteczności takiego postępowania niech świadczą podane przykłady.

a. Jak przyłożyć napęd?

Niech będzie dany układ czworoboku $ABCD$ zaprojektowany do ustawiania blatu stołu montażowego (rys. 24a). Błat tego stołu, związany z łącznikiem BC , musi zmieniać swoje położenie z B_1C_1 do B_2C_2 , przy czym ma się to odbywać w wyniku zmiany długości siłownika KL (rys. 24b). Gdzie wmontować ten siłownik?

Oczywiście, każdy z czytelników potrafi zaproponować kilka różnych rozwiązań. Aby jednak zastosować wersję najlepszą, należy wybierać z pełnego zbioru wszystkich teoretycznie możliwych rozwiązań. Taki kompletny zbiór możemy bez trudu zestawić przy następującym rozumowaniu.

Przejście blatu BC pomiędzy zadanymi położeniami B_1C_1 i B_2C_2 łączy się z ruchem względnym wszystkich czterech członów (1, 2, 3 i 4) układu $ABCD$. Liczbę i tych ruchów można obliczyć ze wzoru:



Rys. 24. Założenia do syntezy układu napędowego stołu montażowego;
a) układ roboczy, b) siłownik hydrauliczny

$$i = \binom{4}{2} = 6$$

i zestawić symbolicznie

$$\begin{array}{ccc} 1-2 & 1-3 & 1-4 \\ & 2-3 & 2-4 \\ & & 3-4 \end{array}$$

Ruchy te można wymusić przez łączenie końców siłownika K i L z członami wyróżnionych par. Otrzyma się w ten sposób oczekiwany zbiór możliwych rozwiązań (rys. 25). Zestawione na rys. 25 schematy są w pełni ogólne. Charakteryzują się one tym, że punkty K i L mocowania siłownika przyjęto dowolnie na płaszczyznach związanych z poszczególnymi członami. Oczywiście, z tych rozwiązań ogólnych można przechodzić do rozwiązań szczególnych, np. takich, w których punkty mocowania K i L leżą na liniach łączących przeguby A , B , C i D lub pokrywają się z tymi przegubami. Dopiero tak uzupełniony zbiór umożliwia ostatecznie dokonanie wyboru tej jednej wersji optymalnej.

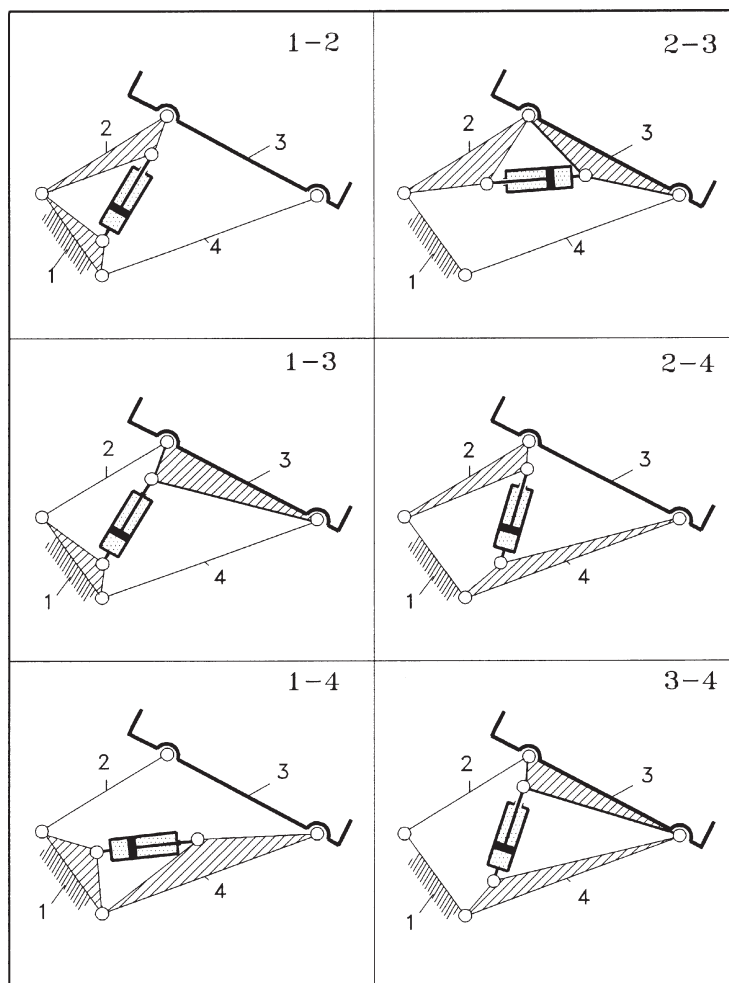
Podobnie, rozpatrując ruchy względne członów w układzie kinematycznym, można stworzyć kompletne zbiory możliwych rozwiązań w wielu innych przypadkach.

b. Gdzie włączyć sprężynę?

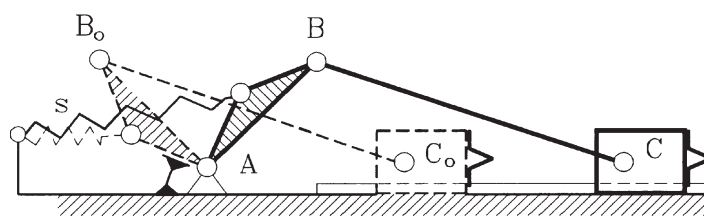
W układzie włączanej cyklicznie wyciskarki (rys. 26) sprężyną s można wymuszać każdorazowo powrót układu ABC do pozycji wyjściowej AB_0C_0 .

Nie trudno zauważyć, że i tym razem liczba i możliwych sposobów włączania sprężyny s jest równa liczbie możliwych ruchów względnych członów 1, 2, 3 i 4, czyli:

$$i = \binom{4}{2} = 6.$$



Rys. 25. Zestawienie wszystkich teoretycznie możliwych rozwiązań (ogólnych) mocowania siłownika



Rys. 26. Układ wyciskarki z przykładowo zamocowaną sprężyną wymuszającą powrót układu do położenia AB_0C_0

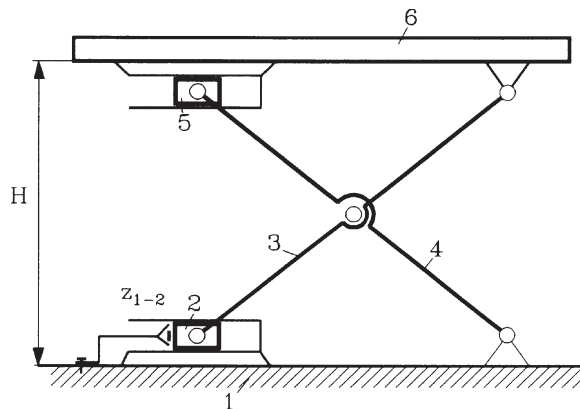
Będą to znów tylko wersje podstawowe, z których można tworzyć wiele dalszych rozwiązań szczególnych.

c. Jak dobrać zderzak?

W ostatniej fazie projektowania układu kinematycznego ruchomej platformy (rys. 27) należy rozwiązać problem możliwości ograniczenia określonej minimalnej roboczej wysokości H za pomocą zderzaka. Funkcję tę spełnia przykładowo zderzak Z_{1-2} (rys. 27). Zanim zostanie podjęta decyzja dotycząca ostatecznego rozwiązania należy prześledzić wszystkie możliwe wersje. Tym razem w 6-członowym układzie będzie:

$$i = \binom{6}{2} = 15,$$

a więc ograniczenie wysokości H można uzyskać na 15 sposobów.



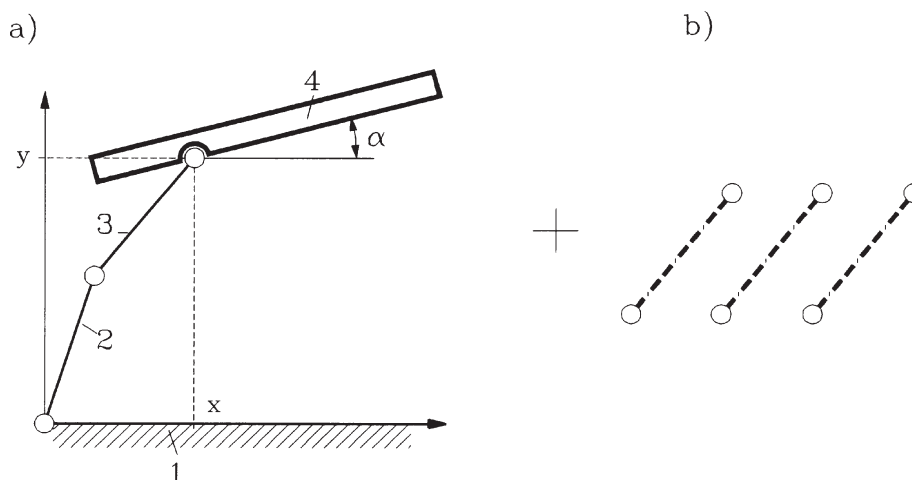
Rys. 27. Układ prowadzenia platformy z przykładowym zderzakiem Z_{1-2}

d. Jak zapewnić sztywność układu kinematycznego?

Element podporowy 4 obudowy górniczej, zaprojektowanej według schematu z rys. 28a, powinien, w zależności od potrzeby, zajmować (w narzuconym przedziale) położenie określone zadanymi parametrami x , y , α . Łatwo zauważyć, że w tego typu układzie płaskim, ze względu na charakter pracy urządzenia, należy wykorzystać trzy siłowniki (rys. 28b). Można się domyślać, że istnieje wiele sposobów ich włączenia. Systematyczne wyczerpywanie możliwych wersji rozwiązań prowadzi tym razem do wyniku $i = 36$ (!)

Początek i koniec tabeli obejmującej możliwe rozwiązania przedstawiono na rys. 29.

Przytoczone przykłady powinny, jak należy sądzić, zachęcić do podejmowania tego typu analiz prowadzonych z wykorzystaniem elementarnych zasad kombinatoryki. Tylko taka droga prowadzi do możliwości znalezienia rozwiązań optymalnych.



Rys. 28. Założenia do syntezy układu napędowego obudowy górniczej;
a) układ obudowy, b) siłowniki hydrauliczne

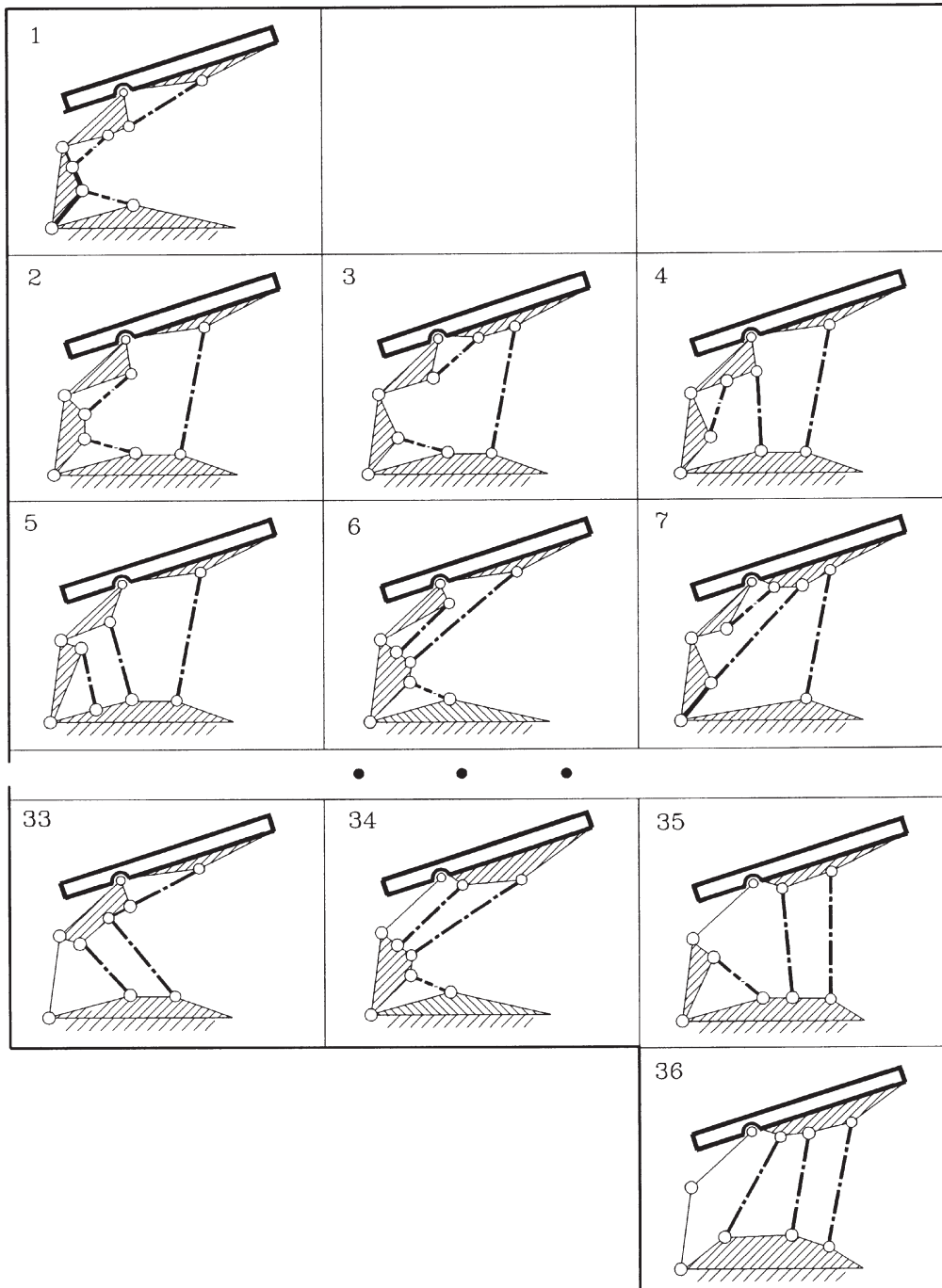
3.2. Metoda inwersji

Ogólnie metoda ta umożliwia wykorzystanie jakiegokolwiek znanego już rozwiązania do tworzenia zbioru innych rozwiązań o tej samej liczbie członów i par. U podstaw tej prostej metody leży następujące rozumowanie.

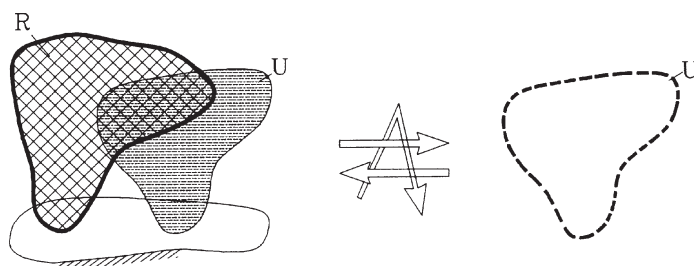
W każdym istniejącym układzie kinematycznym można wyróżnić *podstawę* oraz niezbędne człony *czynne* i *bierno*. Oznaczmy je symbolicznie zestawem R (rys. 30). Oprócz tych członów w rozpatrywanym układzie kinematycznym występuje zwykle zestaw *członów pośredniczących* U .

Istota metody polega na tym, by z rozpatrywanego układu wydzielić rozpoznany łańcuch U , a następnie ponownie włączyć w zestaw członów wyjściowych R na wszystkie możliwe sposoby. W ten sposób otrzymać można zbiór schematów obejmujący rozwiązanie wyjściowe oraz inne możliwe, charakteryzujące się tą samą liczbą członów i par kinematycznych, lecz odmienną strukturą i różnymi własnościami kinematycznymi. Podczas tworzenia omawianego zestawu dogodnie jest posłużyć się pomocniczą tabelą połączeń sporządzoną z wykorzystaniem elementarnych reguł kombinatoryki. Zręby tej metody zilustrowano na przykładzie.

Niech postawione zadanie polega na zaprojektowaniu układu kinematycznego wysięgnika ładowarki hydraulicznej. Jedno z rozwiązań takiego układu jest powszechnie znane i stosowane (rys. 31a). Jest to rozwiązanie dobre i sprawdzone, i można, idąc po linii najmniejszego oporu, próbować je adoptować do aktualnych potrzeb. Można jednak, przyjmując postawę bardziej aktywnej, podjąć zadanie znalezienia zbioru innych możliwych rozwiązań i dokonać próby wyboru rozwiązania lepszego.



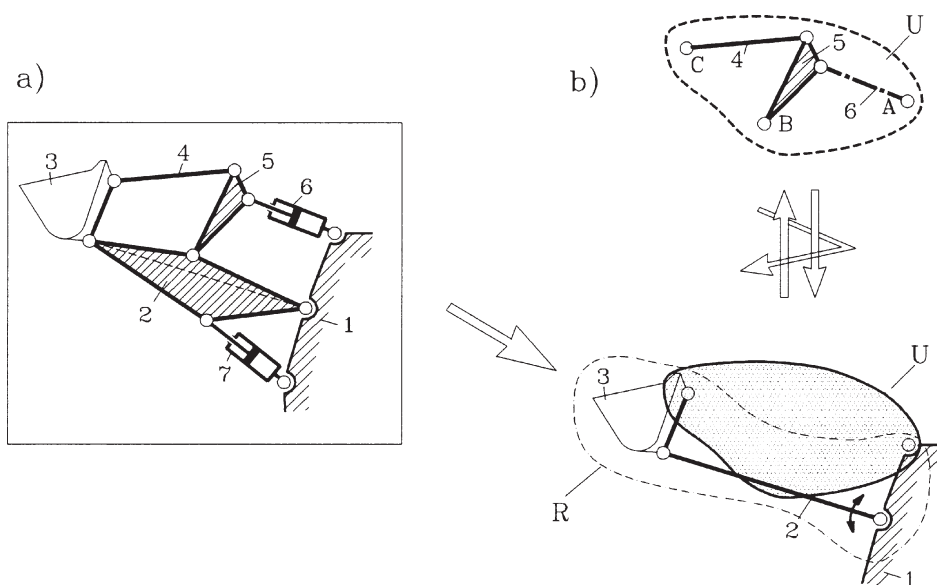
Rys. 29. Zestawienie teoretycznie możliwych sposobów podłączenia siłowników



Rys. 30. Ilustracja istoty metody inwersji

Dalej pokazano, że w takiej sytuacji potrzebny zbiór alternatywnych (a strukturalnie równorzędnych) rozwiązań można stosunkowo prosto sporządzić bazując już tylko na tym rozwiązaniu znanym.

W tym celu należy na przykład zdekomponować znany układ (rys. 31a) na podzespół R obejmujący podstawę, człon czynny i bierny oraz łańcuch członów uzupełniających U (rys. 31b). Teraz łańcuch U ponownie trzeba włączyć do podzespołu R na wszystkie możliwe sposoby. Możliwe sposoby włączeń dogodnie jest zestawzić, posługując się pomocniczą tabelą 1. Przypisując ponownie przegub A członowi 1, B – członowi 2 i C – członowi 3 otrzymamy dokładnie to samo rozwiązanie. Wszystkie pozostałe

Rys. 31. Istota metody inwersji; a) rozwiązanie znane, b) wyróżnienie członów wyjściowych R oraz łańcucha członów pośredniczących

możliwe kombinacje sugerują jednak możliwość 9. dalszych rozwiązań (2–10). Wersje te zestawiono na rys. 32.

Otrzymane wersje rozwiązań charakteryzują się tym, że w ich strukturze z założenia można wyróżnić tę samą liczbę tych samych członów tworzących te same pary kinematyczne. Aby spełnić narzucone założenia wejściowe (równoległe prowadzenie górnej krawędzi łyżki, realizację nabierania i wysypu) będą musiały różnić się wymiarami geometrycznymi podstawowymi, a więc również charakterystykami kinematycznymi dynamicznymi i konstrukcyjnymi.

Na danym przykładzie poszukiwania innych rozwiązań układu wysięgnika ła-

dowarki hydraulicznej zademonstrowano najprostszą odmianę metody inwersji. Można ją znacznie wzbogacić przez wprowadzenie dodatkowo elementu interpretacji par kinematycznych.

W tym celu, po wydzieleniu w rozpatrywanym układzie wyróżnionego łańcucha pośredniczącego U , należy go wstępnie uogólnić do postaci U' . Postać ta charakteryzuje się tym, że miejsce konkretnych postaci par kinematycznych zajmują graficzne symbole par sygnalizujące jedynie ich klasę. Taki uogólniony łańcuch U' włącza się ponownie w układ członów wejściowych R na wszystkie możliwe sposoby, tworząc w ten sposób określoną liczbę wersji, lecz tym razem **struktur ogólnych**.

Każda tak otrzymana struktura ogólna reprezentuje określoną rodzinę układów rzeczywistych. Otrzymać je można po podstawieniu w miejsce symbolu pary jej różne (wytypowane wstępnie) konkretne postacie par.

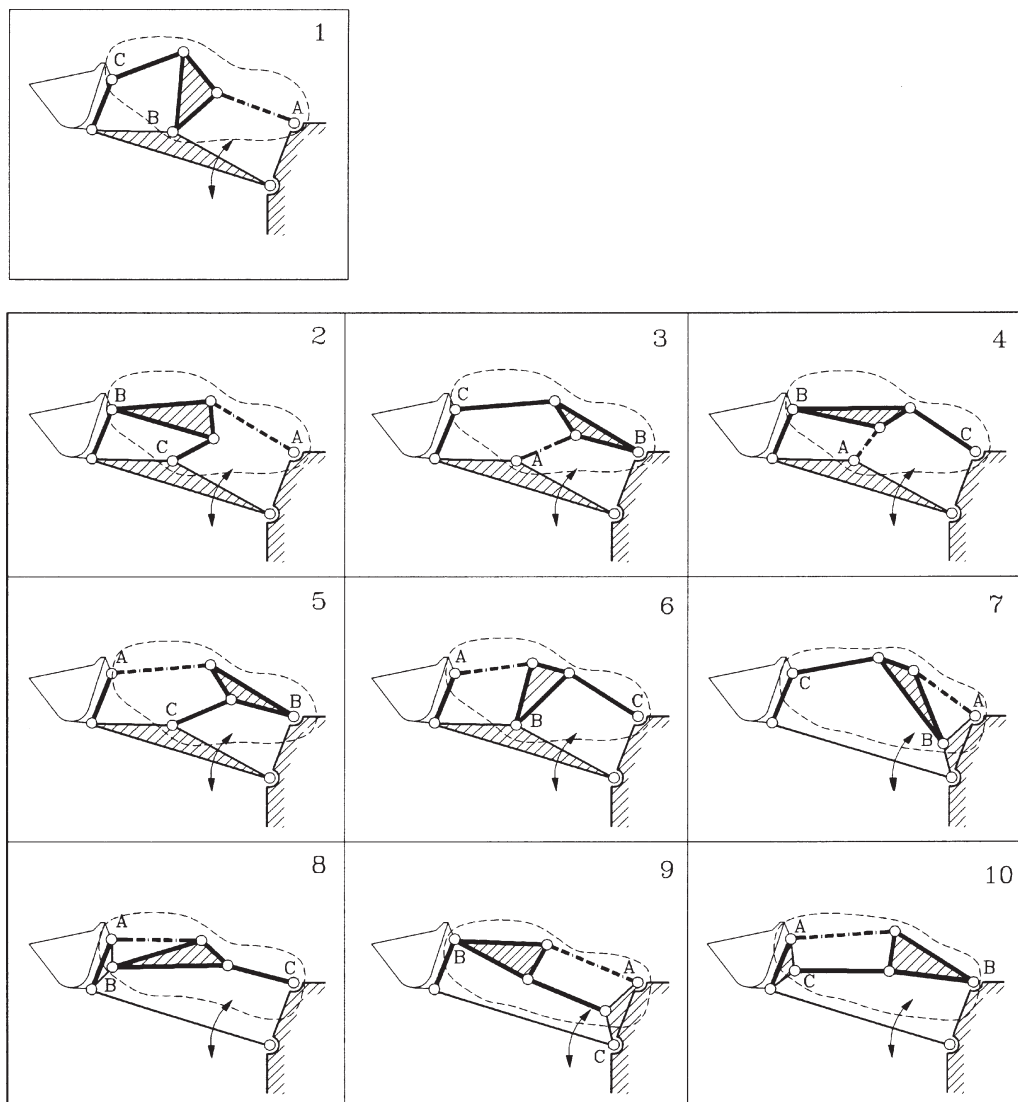
Ideę tej uogólnionej metody inwersji zilustrowano na przykładzie.

Znane jest rozwiązanie układu chwytaka robota (rys. 33a). Na rysunku tym przedstawiono tylko układ przeniesienia ruchu tłoczyska c siłownika pneumatycznego (o nieruchomym cylindrze) na ruch zamykający (tutaj ruch postępowy) jednej tylko szczęki chwytniej b . Na bazie tego rozwiązania podjęto zadanie znalezienia innych możliwych alternatywnych rozwiązań strukturalnie równorzędnych (charakteryzujących się taką samą liczbą członów i par).

W tym celu pozostawiając podstawę o , człon czynny c i człon bierny b oraz ich akceptowane wstępnie ruchy względem podstawy (rys. 33b), wydzielono łańcuch członów pośredniczących U (tym razem jest to jeden człon k). Łańcuch ten uogólniono następnie do postaci U' (rys. 33b) i ponownie włączano w układ członów c , o i b na wszystkie możliwe sposoby.

Tabela 1

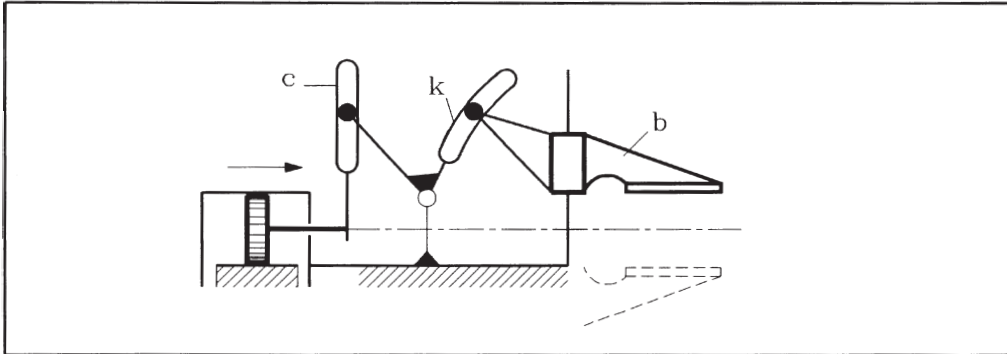
Człon Nr	1	2	3
1	A	B	C
2	A	C	B
3	B	A	C
4	C	A	B
5	B	C	A
6	C	B	A
7	AB	–	C
8	C	–	AB
9	AC	–	B
10	B	–	AC



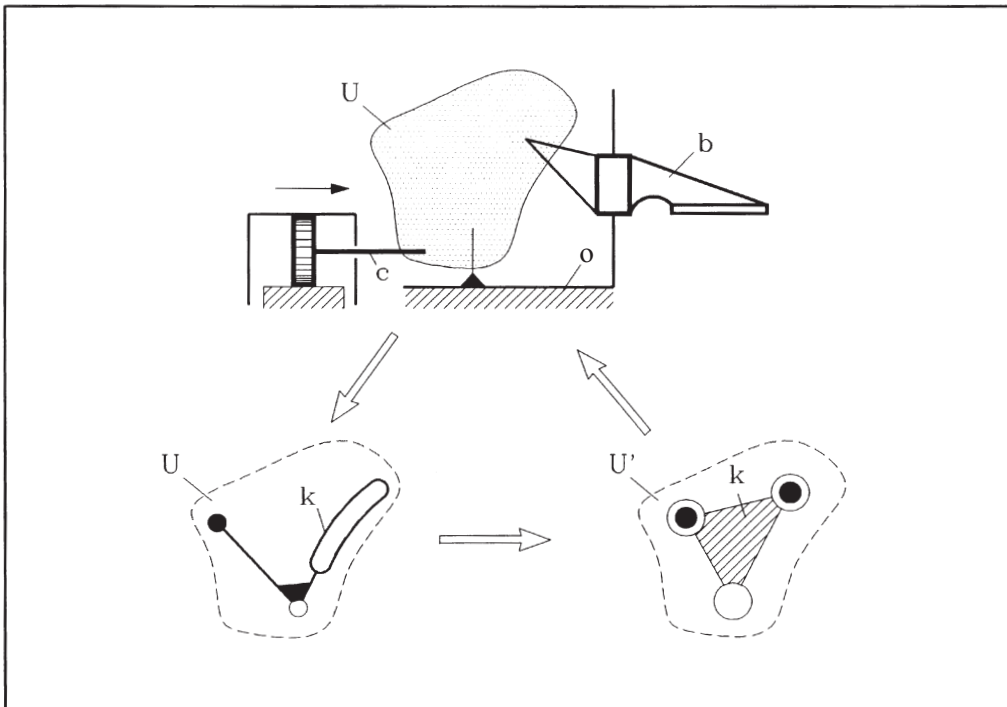
Rys. 32. Zestaw teoretycznie możliwych sposobów włączania łańcucha pośredniczącego U w układ członów wejściowych

W ten sposób otrzymano 5 odmian alternatywnych struktur przedstawionych na rys. 34. Oczywiście każda z nich oznacza możliwość generowania określonego zbioru konkretnych rozwiązań technicznych. Można je otrzymać odpowiednio interpretując ogólne symbole par. Korzystając z sugestii przedstawionych na rys. 9 otrzymuje się bardzo liczny zbiór poszukiwanych alternatyw. Na rysunku 35 przedstawiono kilka przykłado-

a)



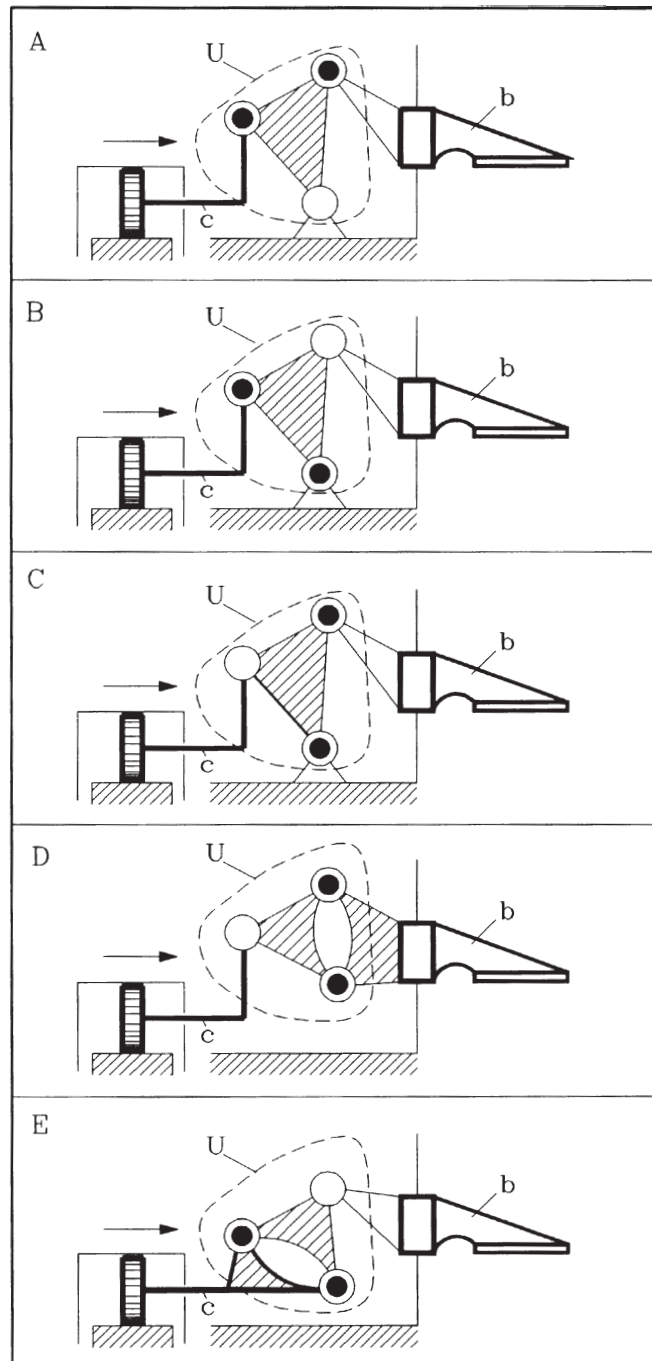
b)



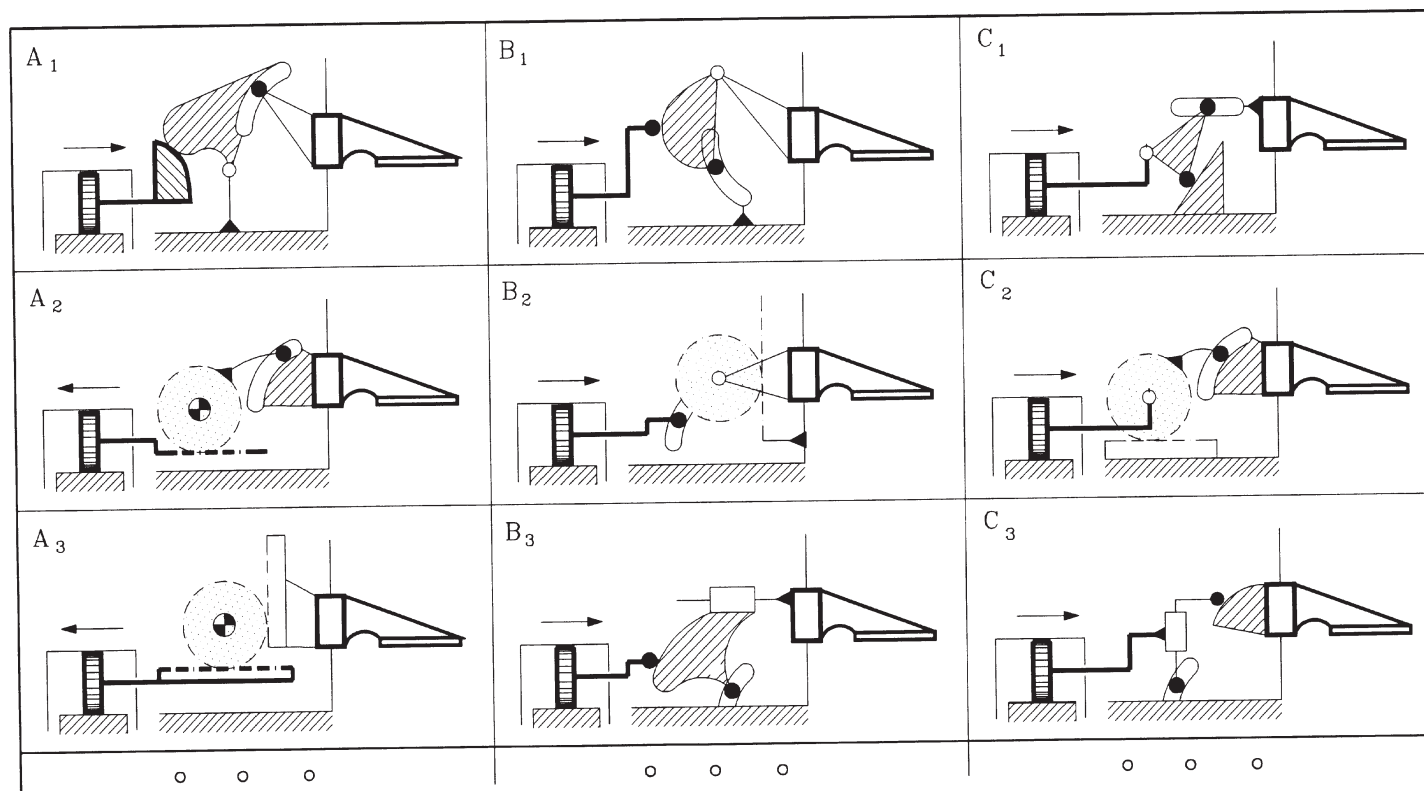
Rys. 33. Ilustracja istoty uogólnionej metody inwersji

wych rozwiązań, które wygenerowano przykładowo z trzech pierwszych struktur *A*, *B*, *C* z rys. 34.

Jak widać, uogólniona odmiana metody inwersji jest niewspółmiernie bardziej kreatywna. Może być bardzo skuteczną pomocą w fazie doboru schematu poszukiwanego rozwiązania.



Rys. 34. Możliwe wersje struktur podstawowych otrzymanych uogólnioną metoda inwersji

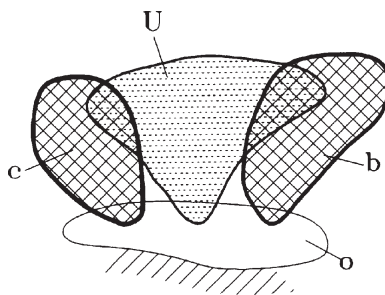


Rys. 35. Przykładowe rozwiązania układu chwytaka otrzymane ze schematów strukturalnych A, B i C z rys. 34

3.3. Metoda łańcucha pośredniczącego U

W każdym mechanizmie można wyróżnić cztery elementy składowe: podstawa o (rys. 36) człon bierny b , czynny c i łańcuch członów pośredniczących U .

Elementy składowe omówione zostaną dokładniej w dalszej części.



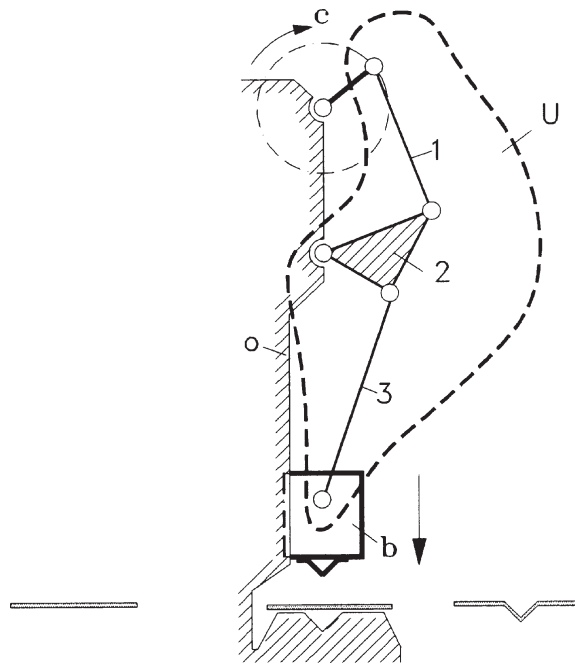
Rys. 36. Założenia do metody łańcucha pośredniczącego

3.3.1. Podstawa o

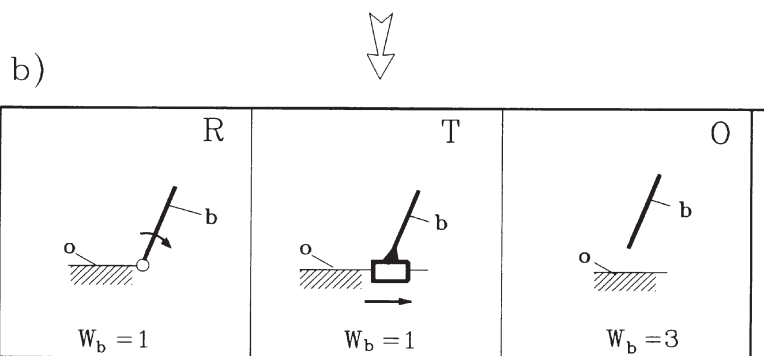
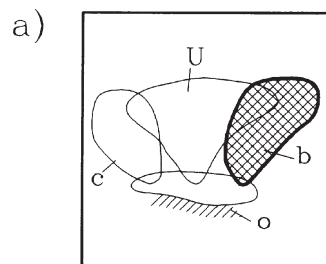
Podstawa o – tak jest nazywany i oznaczany element składowy projektowanego układu kinematycznego (mechanizmu), względem którego rozpatrywany będzie ruch pozostałych członów. Jest więc przykładowo podstawą w mechanizmie przekładni zębatej obudowa przekładni, w mechanizmie regulacji głębokości orki – rama pługa, dla mechanizmu zaś prasy mimośrodowej podstawą o jest korpus tej maszyny (rys. 37). Podstawa mechanizmu w procesie projektowania jest z założenia znana.

3.3.2. Człon bierny b

Jest to podstawowy element składowy poszukiwanego mechanizmu. To jego ruch (najczęściej względem podstawy) jest wykorzystywany do realizacji określonej funkcji mechanizmu. Dla przykładu w mechanizmie burty samoładowniczej członem biernym jest blat realizujący ruch unoszenia (w fazie podnoszenia) i ruch obrotowy (w fazie zamykania), w kruszarce rolę członu biernego spełnia ruchoma szczeka tej kruszarki, a w rozpatrywanym mechanizmie prasy (rys. 37) członem biernym jest suwak b realizujący ruch postępowy względem podstawy o . Zwykle człon bierny jest ustalany na podstawie narzuconej mechanizmowi funkcji i przeznaczenia. Bywa, że funkcja mechanizmu jednoznacznie sugeruje oczekiwany ruch członu biernego, często jednak tę samą potrzebę można zrealizować na różne sposoby. Istotne jest wtedy wytypowanie takiego jednego sposobu. Jest to podstawowy element procesu formułowania założeń stanowiących punkt wyjścia w procesie syntezy mechanizmów.



Rys. 37. Ilustracja istoty metody łańcucha pośredniczącego



Rys. 38. Człon bierny; a) oznaczenie symboliczne, b) przykłady członów biernych

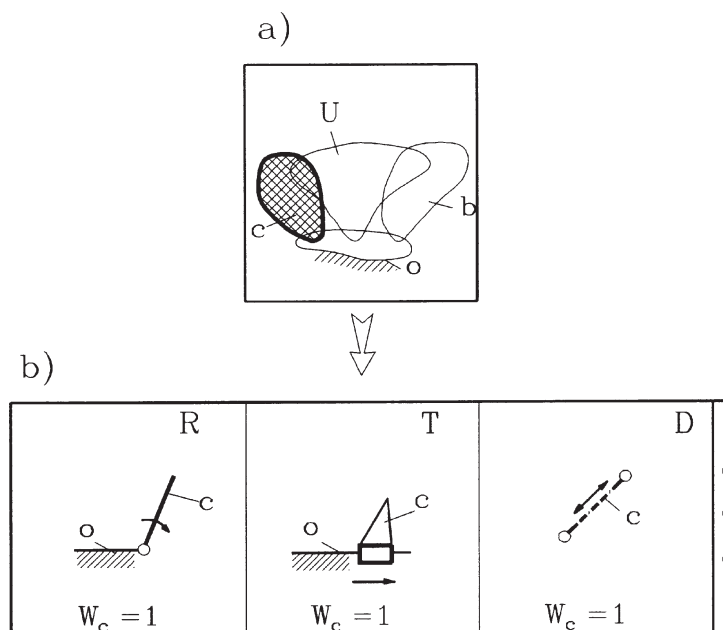
Problem ten będzie dokładniej omówiony w oddzielnym punkcie 4.1. Należy zwrócić uwagę na to, że jest zawsze uzasadnione, by przy ustalaniu ruchu członu biernego w pierwszej kolejności sięgać po ruchy najprostsze.

Na rysunku 38a pokazano sposób symbolicznego przedstawiania członu biernego b , na rys. 38b zaś przykłady członów biernych pozostających w ruchu obrotowym R , postępowym T i ogólnym płaskim O względem podstawy o . Na rysunku naniesiono dla przykładu również stopnie swobody W_b członu b względem podstawy przed połączeniem go z innymi członami. Dane takie będą niezbędne w dalszej fazie postępowania.

3.3.3. Człon czynny c

Do wymuszenia ustalonego już ruchu członu biernego należy dobrać odpowiedni napęd – wytypować człon czynny c oznaczony symbolicznie na rys. 39a.

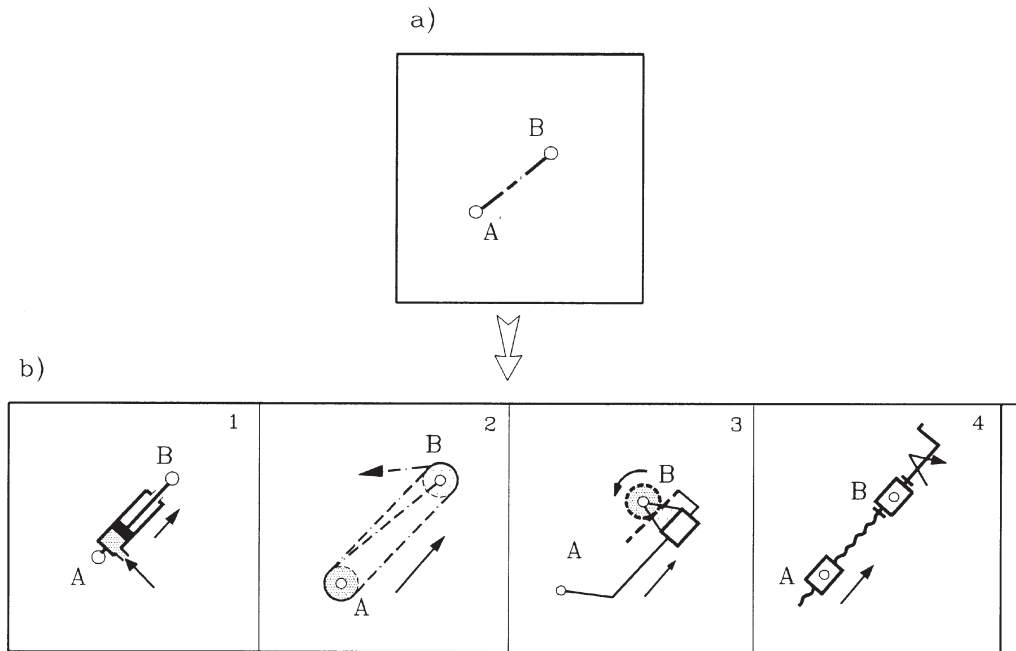
W praktyce najczęściej stosuje się człony czynne o ruchu *obrotowym* R realizowanym względem podstawy (rys. 39b). Jest to na przykład wał silnika, wał przekładni z osadzoną na nim korbą jak na rys. 37 itd. Można również wymusić ruch członu biernego korzystając z członu czynnego o ruchu *postępowym* T , np. tłok o ruchu wymuszonym hydraulicznie, pneumatycznie, elektromagnetycznie. Wreszcie źródłem ruchu może być również tzw. *człon zmiennej długości* oznaczony na rys. 39b odcinkiem linii osiowej z przyporządkowanym mu ogólnym symbolem D . Symbolem D można określić



Rys. 39. Człon czynny; a) przedstawienie symboliczne, b) fizyczne odmiany członu czynnego

zarówno wszelkie siłowniki (hydrauliczne, pneumatyczne, elektromagnetyczne), jak i inne złożone układy napędowe przedstawione na rys. 40.

W wielu sytuacjach charakter i przeznaczenie układu jednoznacznie determinuje rodzaj napędu, a więc i typ członu czynnego, gdy jednak tak nie jest, należy na tym etapie dokonać odpowiedniego wyboru.



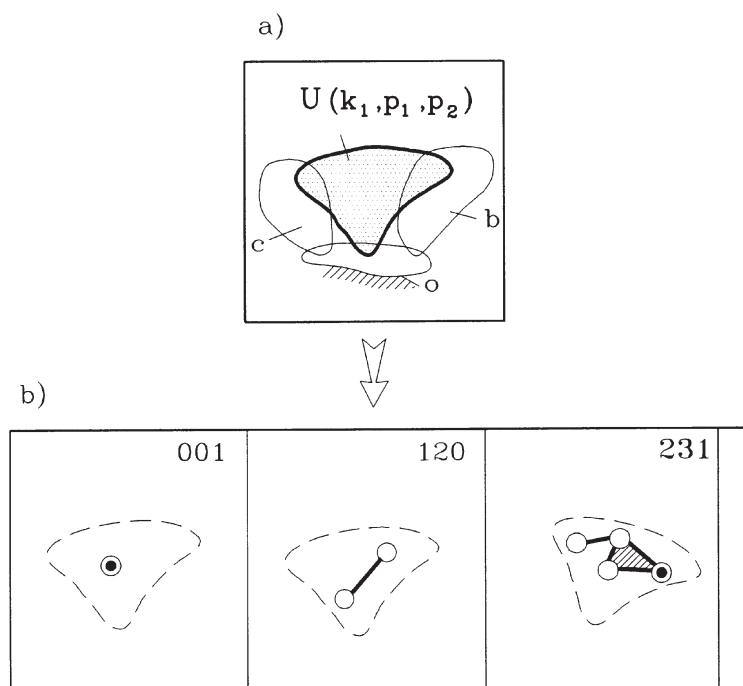
Rys. 40. Człon zmiennej długości; a) przedstawienie schematyczne, b) przykłady postaci fizycznych

3.3.4. Łącuch członów pośredniczących U

Łącuchem członów pośredniczących nazywa się fragment U mechanizmu, który uczestniczy w przekazywaniu ruchu z członu czynnego c na człon bierny b . W analizowanym przykładzie prasy z rys. 37 rolę taką spełniają człony 1, 2 i 3. Ogólnie U stanowi szereg członów tworzących łańcuch kinematyczny otwarty, luźny zestaw członów, a nawet w szczególnych przypadkach poszczególne pary kinematyczne i różne kombinacje tych elementów.

Symbolicznie łańcuch U w układach płaskich można oznaczać np. jak na rys. 41a i opisywać trójelementowym symbolem (k, p_1, p_2) , przy czym k oznacza liczbę członów łańcucha U , p_i zaś liczbę par i -tej klasy. Kilka przykładów najprostszych łańcuchów U przedstawiono w formie graficznej i symbolicznej na rys. 41b.

Elementy k, p_1, p_2 można w każdym konkretnym przypadku określić w wyniku prostych rozważań strukturalnych. Jest tu niezbędna znajomość członu biernego b i jego



Rys. 41. Łańcuch pośredniczący U : a) przedstawienie symboliczne, b) przykłady postaci strukturalnych

ruchu względem podstawy wyrażonego liczbą stopni swobody W_b oraz członu czynnego c i jego ruchu względem podstawy wyrażonego liczbą stopni swobody W_c .

Jak można wykazać [16] ruchliwość W całego mechanizmu wyraża związek

$$W = W_b + W_c + W_U, \quad (4)$$

gdzie: W_U – ruchliwość łańcucha U .

Jeżeli z założenia są znane liczby stopni swobody W , W_b i W_c , to z równania (4) można obliczyć ruchliwość łańcucha W_U :

$$W_U = W - W_b - W_c. \quad (5)$$

Z drugiej strony W_U można wyrazić w postaci:

$$W_U = 3k - 2p_1 - p_2. \quad (6)$$

Po przekształceniu wzoru (6) otrzymuje się praktyczną postać równania strukturalnego łańcucha U dla układów płaskich.

$$3k - W_U = 2p_1 + p_2. \quad (7)$$

Analogicznie dla układów przestrzennych otrzymamy:

$$6k - W_U = 5p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + 1p_5. \quad (8)$$

W równaniach (7) i (8) W_U jest już znane, bo określone z równania (5), o liczbach zaś k , p_1 i p_2 wiadomo, że są to liczby naturalne. Po wprowadzeniu pewnych praktycznych ograniczeń, np. $k \leq 3$, $p_2 \leq 1$, można w tej sytuacji z równania (7) lub (8) otrzymać ściśle określoną liczbę rozwiązań. Znając już k , p_1 , p_2 można tym wartościom przyporządkować odpowiednią postać graficzną łańcucha U . W tym momencie należy zadbać o to, by spełniał pewne dodatkowe uwarunkowania. Jego postać powinna zapewniać układ kinematyczny o ruchliwości jednorodnej, bez ruchliwości lokalnej itd. [9].

Problemy ustalenia postaci łańcucha U wyjaśniono na przykładzie. Niech będzie problem określenia łańcucha U dla poszukiwanego mechanizmu rozpatrywanej już prasy mimośrodowej (rys. 37). Z założenia znana jest tu podstawa o , człon bierny b (suwak o ruchliwości $W_b = 1$ oraz człon czynny c (obrotowy wał przekładni) o ruchliwości $W_c = 1$ (rys. 42).

W tej sytuacji ze wzoru (5) obliczymy:

$$W_U = 1 - 1 - 1 = -1,$$

a równanie (7) przyjmie postać:

$$3_k + 1 = 2p_1 + p_2$$

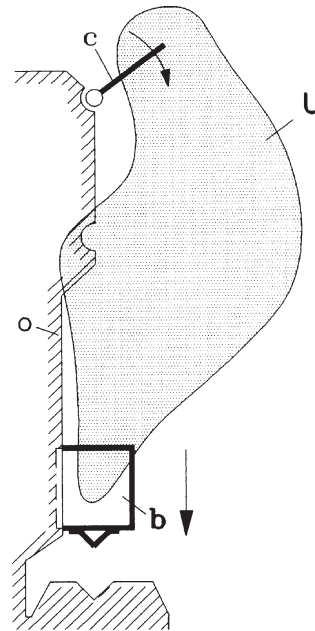
Uwzględnivszy specyfikę układu (duże obciążenia) ograniczono liczbę par wyższych (II kl.) do minimum i założono, że $p_2 \leq 1$. Aby uzyskać najprostsze rozwiązania, przyjęto liczbę członów pośredniczących, $k \leq 3$.

Przy takich założeniach otrzyma się rozwiązania przedstawione w tabeli 2.

Tabela 2

Lp.	k	p_1	p_2	Symbol U_i
1	0	0	1	001
2	1	2	0	120
3	2	3	1	231
4	3	5	0	350

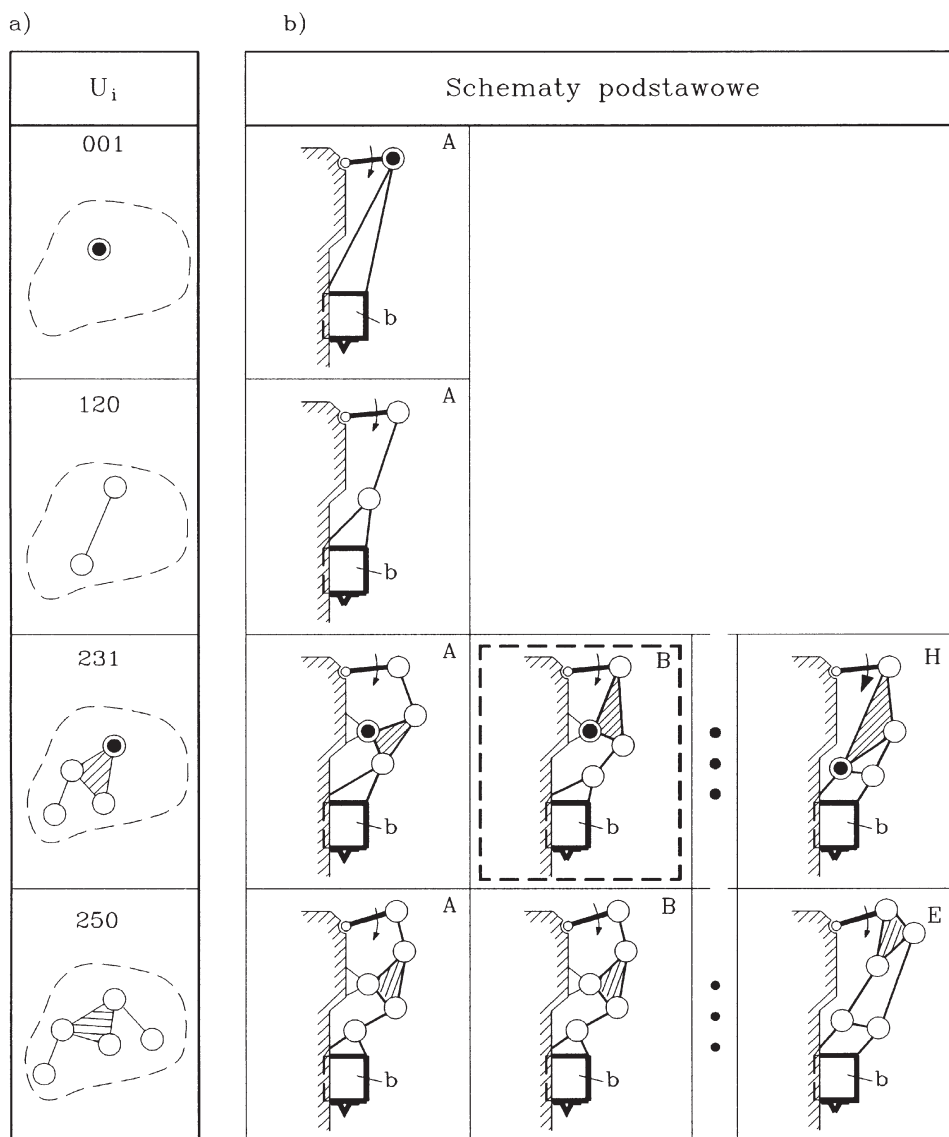
Trzy pierwsze łańcuchy z tabeli 2 można odnaleźć w przykładowym zestawie na rys. 41b.



Rys. 42. Założenia do syntezy strukturalnej układu prasy mechanicznej

3.3.5. Schematy strukturalne

W wyniku dotychczasowych rozważań, prowadzących do określenia możliwych rozwiązań poszukiwanych układów, dysponuje się określonym zestawem członów wejściowych (c , o , b) oraz określonymi (przy poczynionych założeniach) łańcuchami członów pośredniczących (U_i). Teraz kolejne postacie U_i należy włączyć w zestaw członów c , o , b na wszystkie możliwe sposoby. Otrzyma się w rezultacie zbiór schematów podstawowych.



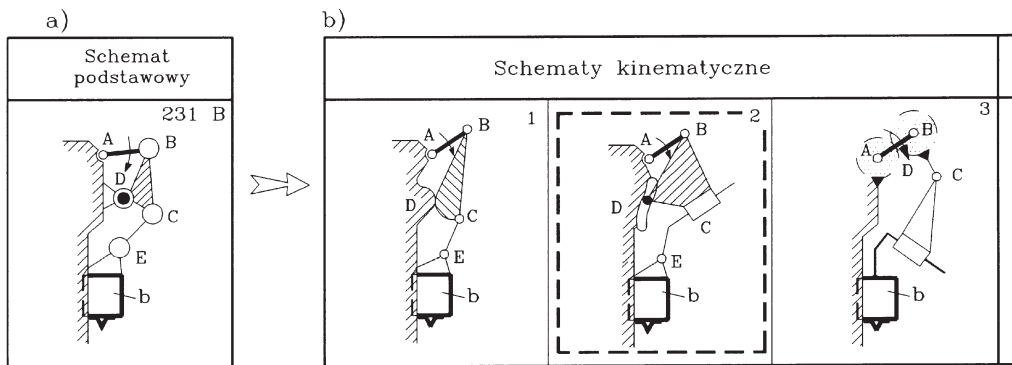
Rys. 43. Ilustracja metody łańcucha pośredniczącego; a) przykłady najprostszych łańcuchów U , b) schematy strukturalne otrzymanych rozwiązań

Przykładowo w rozpatrywanym przypadku poszukiwanych rozwiązań układów prasy otrzymano zbiór schematów podstawowych, które zestawiono na rys. 43b.

3.3.6. Schematy kinematyczne

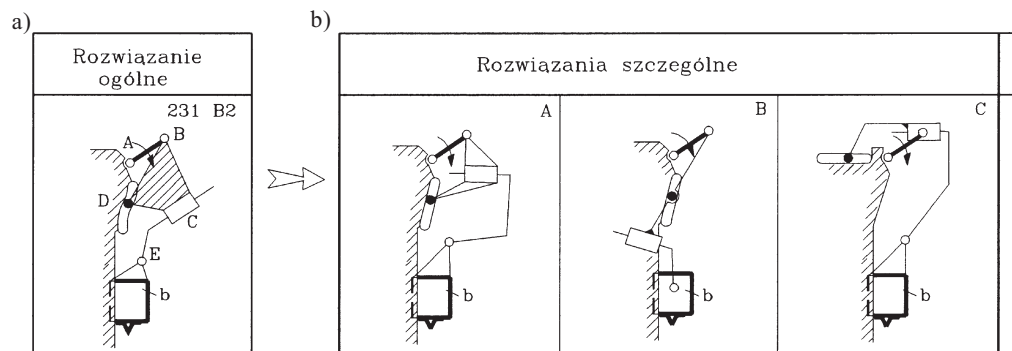
Każdy otrzymany schemat podstawowy reprezentuje określony zestaw schematów kinematycznych z możliwych rozwiązań mechanizmów. Można je otrzymać odpowiednio interpretując ogólnie jeszcze przedstawione pary I i II klasy. Ogólne symbole kryją pewną konkretną liczbę odmian i postaci par rzeczywistych. Do najczęściej spotykanych w praktyce można zaliczyć postacie par zestawione na rys. 9.

Z przykładowego schematu 231B, na rys. 43 wyróżnionego ramką linii przerywanej, otrzymać można teoretycznie bogaty zestaw różnych propozycji rozwiązań. Kilka wybranych przykładów takich rozwiązań przedstawiono na rys. 44.



Rys. 44. Interpretacja schematu strukturalnego układu prasy; a) schemat strukturalny, b) schematy kinematyczne przykładowych rozwiązań

Zestawione schematy kinematyczne (rys. 44b) sugerują tzw. rozwiązania ogólne (o dowolnej, nieokreślonej geometrii). Przyjmując konkretne ustalenia, możemy na bazie każdego schematu ogólnego tworzyć zbiór rozwiązań szczególnych. Przykłady ta-



Rys. 45. Schematy kinematyczne układu prasy; a) przykładowe rozwiązanie ogólne, b) rozwiązania szczególne

kich rozwiązań, charakteryzujących się pewnymi wymiarami szczególnymi, zestawiono dla schematu 231B2 na rys. 45.

Tak więc przedstawiona metoda U umożliwia w sposób skuteczny tworzenie całych zestawień możliwych wersji poszukiwanych rozwiązań. Można ją z powodzeniem polecić zwłaszcza tym, którzy w procesie projektowania nowych mechanizmów wykazują postawę twórczą.

3.4. Przykłady wykorzystania metody U

Przedstawioną w rozdz. 3.3 metodę łańcucha pośredniczącego zilustrowano przykładem poszukiwania rozwiązań prostego mechanizmu typu $R-T$ (zamiany ruchu obrotowego R członu czynnego na ruch postępowy T członu biernego). Należy podkreślić, że metoda ta umożliwia podejmowanie rozwiązań również zadań bardziej złożonych, a nawet wyszukanych.

Ilustrują to zaprezentowane dalej przykłady.

3.4.1. Układy kinematyczne płaskie

Typ $R - R(R)$

Przykładem mechanizmu tego typu może być mechanizm wycieraczki samochodowej (rys. 46). Po wstępnej analizie zakłada się, że ze względu na wymagania, dotyczące postaci pola przecierania szyby, ramię b wycieraczki powinno być osadzone obrotowo na ruchomym (obrotowym) członie prowadzącym.

Aby zapewnić jednoznaczne przeniesienie ruchu z członu czynnego c na ramię b , należy uzupełnić układ członów wejściowych c, o, b łańcuchem pośredniczącym U .

Po uzupełnieniu brakującym łańcuchem U ostatecznie mechanizm wycieraczki charakteryzuje się ruchliwością $W = 1$. Z założenia tutaj: $W_c = 1$ (napęd c od obrotowej

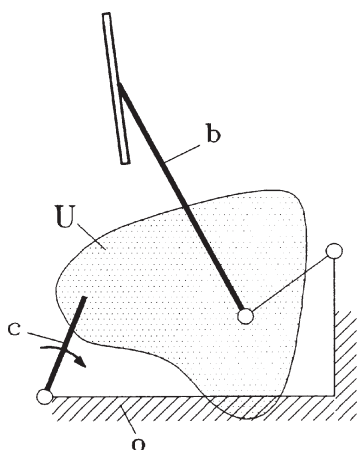
korby), $W_b = 2$ (ramię b dysponuje na wejściu dwoma stopniami swobody), czyli według wzorów (4), (5) i (6) struktury łańcuchów pośredniczących opisuje równanie:

$$3k + 2 = 2p_1 + p_2$$

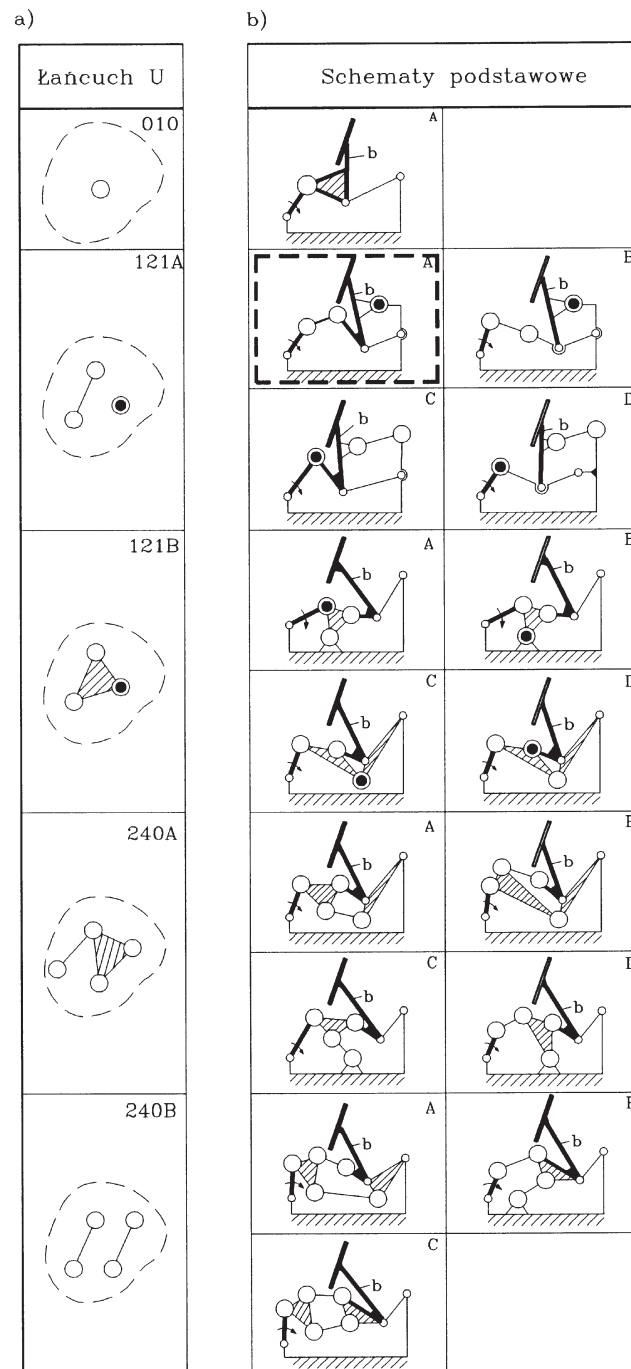
Przyjmując, że poszukuje się układów najprostszych, wprowadzono ograniczenia: $k \leq 2$ i $p_2 \leq 1$.

Przy takich ograniczeniach dane równanie strukturalne poszukiwanych łańcuchów U_i spełniają rozwiązania zestawione w tabeli 3.

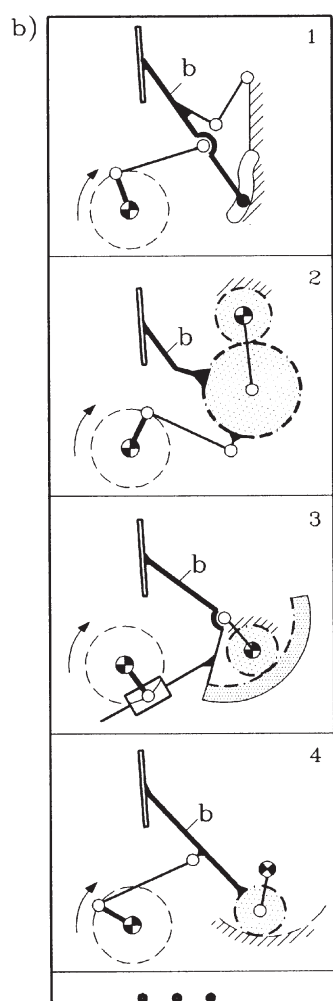
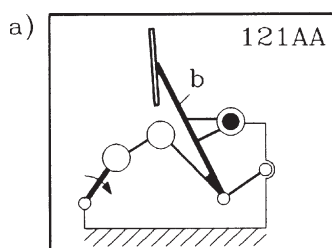
Wyniki obliczeń prowadzą do możliwych postaci łańcuchów przedstawionych w formie graficznej na rys. 47a. Po włączeniu tych łańcuchów w układ członów wejściowych c, o, b



Rys. 46. Założenia do syntezy układu wycieraczki samochodowej



Rys. 47. Efekt stosowania metody łańcucha pośredniczącego; a) postaci łańcuchów, b) schematy podstawowe otrzymanych układów wycieraczki samochodowej



Rys. 48. Interpretacja schematu strukturalnego wycieraczki; a) schemat strukturalny, b) przykłady możliwych rozwiązań

otrzymuje się struktury podstawowe poszukiwanych układów przedstawione na rys. 47b.

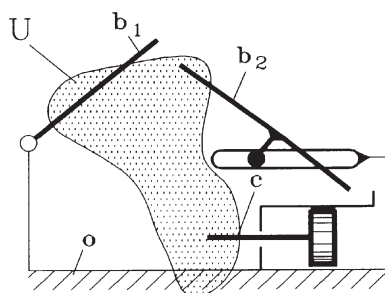
Interpretując symbole par I i II klasy jak na rys. 9, otrzymujemy na bazie schematów podstawowych (rys. 47b) skończony, choć bardzo liczny, zbiór alternatyw rozważanego mechanizmu wycieraczki. Przykładowo schemat 121AA (na rys. 47b wyróżniony ramką) sugeruje (między innymi) ciekawe rozwiązania przedstawione na rys. 48. Należy podkreślić, że spotykane w praktyce różnorodne przecież rozwiązania możemy podciągnąć jedynie pod niektóre schematy podstawowe. Otrzymane w ten sposób, nawet przy tak ostrych ograniczeniach ($k \leq 2, p_1 \leq 1$), zestaw alternatywnych rozwiązań daje pełne szanse doboru rozwiązania optymalnego i oryginalnego.

Tabela 3

Lp.	k	p_1	p_2	Symbol U_i
1	0	1	0	010
2	1	2	1	121
3	2	4	0	240

Typ T – R, RT

Ze wstępnych analiz wynika, że projektowane drzwi do autobusu powinny być dwuczęściowe, złożone ze skrzydła obrotowego b_1 (rys. 49) i obrotowo-przesuwne b_2 .



Rys. 49. Założenia do syntezy układu otwierania i zamykania drzwi (np. tramwajowych)

Do jednoczesnego wymuszenia ruchu obydwu skrzydeł b_1 i b_2 należy wykorzystać siłownik pneumatyczny c z unieruchomionym względem karoserii cylindrem. Jakie są najprostsze możliwe rozwiązania takiego układu?

Należy tu odnotować, że

$$W = 1, W_b = W_{b_1} + W_{b_2} = 1 + 2 = 3, W_c = 1$$

co oznacza, że według równania (5) otrzymujemy $W_U = -3$. W tej sytuacji struktury poszukiwanych łańcuchów pośredniczących U_i opisuje równanie:

$$3k + 3 = 2p_1 + p_2.$$

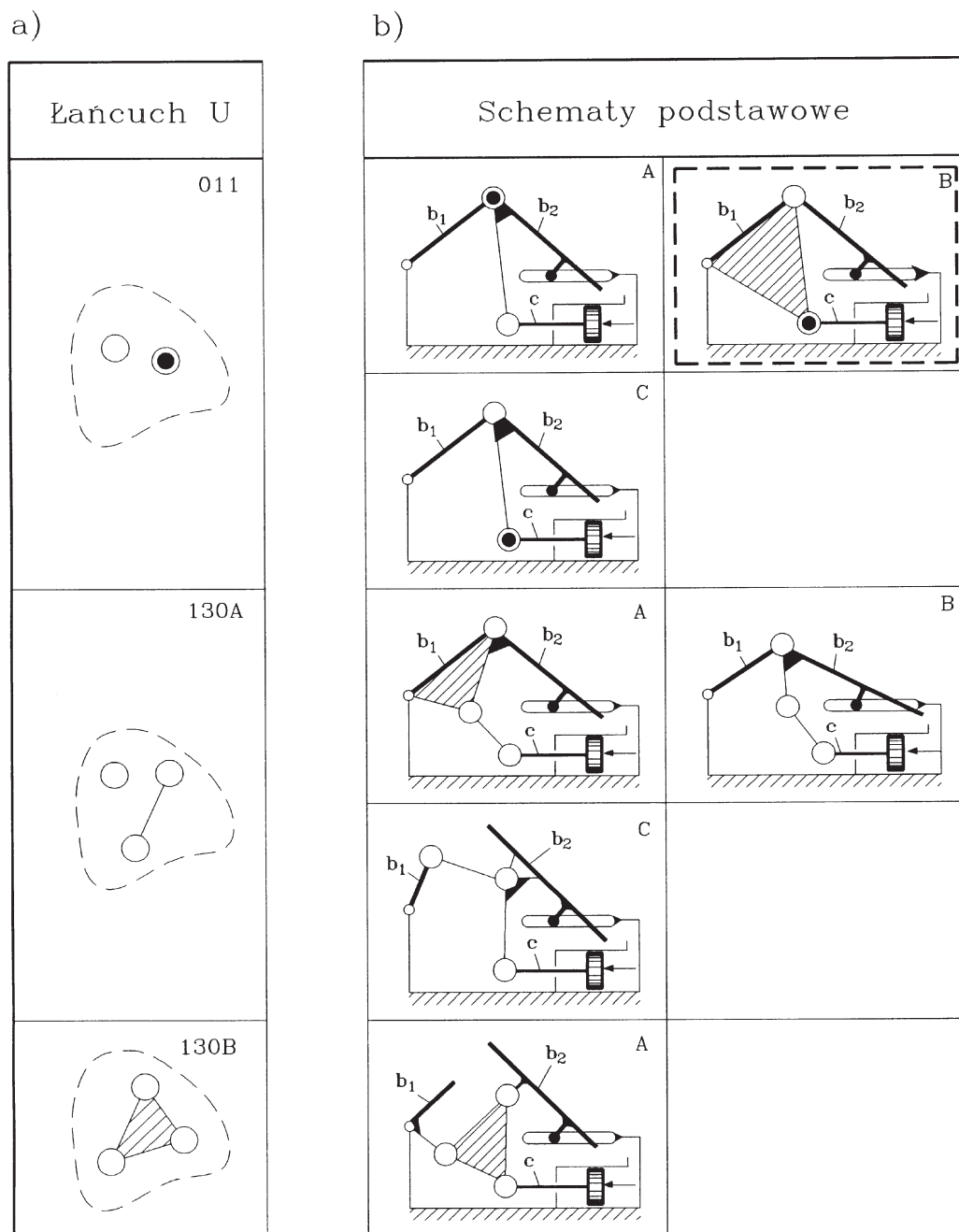
Dla rozwiązań najprostszych założono na początek, że $k \leq 1$, $p_2 \leq 1$. Przy takich założeniach otrzymano wyniki zestawione w tabeli 4.

Tabela 4

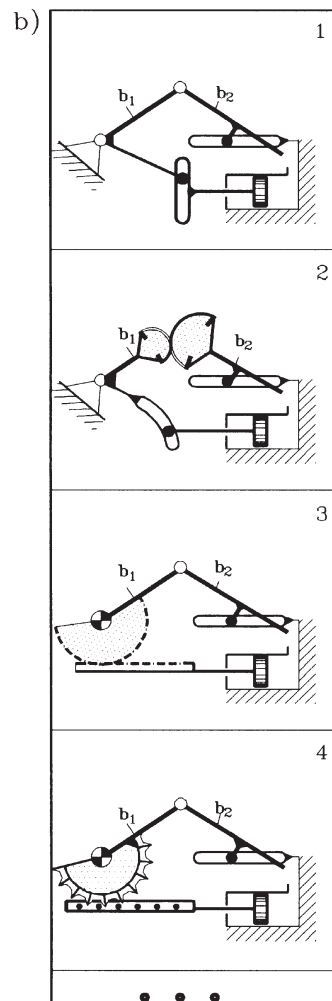
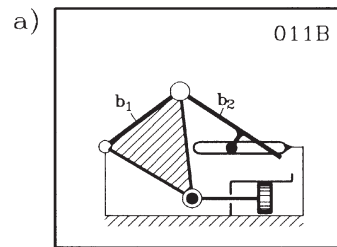
Lp.	k	p_1	p_2	Symbol U_i
1	0	1	1	011
2	1	3	0	130

Interpretację graficzną tych wyników przedstawiono na rys. 50a, otrzymane zaś w wyniku dalszych zabiegów włączania strukturalne schematy podstawowe na rys. 50b. Oczywiście z każdego schematu podstawowego można otrzymać określony zestaw schematów kinematycznych poszukiwanych rozwiązań. Należy w tym celu ustalić, jakie postacie par kinematycznych I i II klasy będą tolerowane w tej konkretnej sytuacji.

Na podstawie schematu 011B (rys. 50) i dopuszczeniu tylko pewnych wybranych postaci par otrzymano propozycje przedstawione na rys. 51.



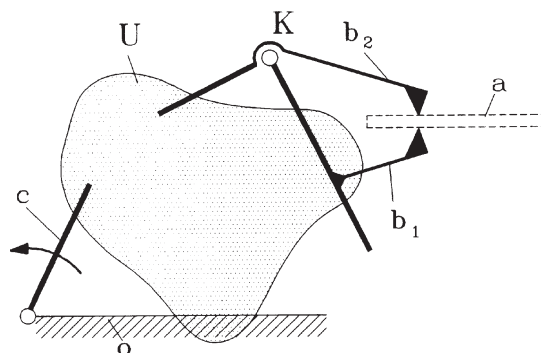
Rys. 50. Przegląd możliwości rozwiązań układu zamykania drzwi; a) zestawienie łańcuchów pośredniczących, b) zestawienie schematów podstawowych



Rys. 51. Interpretacja schematu strukturalnego;
 a) przykładowy schemat strukturalny,
 b) otrzymany zestaw przykładowych schematów kinematycznych

Typ R – R(O)

Jest to typ nieco wyszukany, ale tak należałoby sformułować założenia podczas poszukiwania rozwiązań, np. mechanizmu skokowego przesuwu cięgna a w automacie do cięcia drutu (rys. 52). Pełny ruch obrotowy korby c musi spowodować przesuw drutu a i jego przecięcie.



Rys. 52. Założenia do syntezy układu przesuwu i przecinania drutu

Korzystając z metody łańcucha pośredniczącego należy wyróżnić w tym przypadku z założenia zadane dwa człony bierne (b_1 i b_2) tworzące ze sobą parę obrotową K oraz człon obrotowy czynny c .

Poszukując rozwiązań ogólnych należy przyjąć:

$$W = 1, W_b = W_{b_1} + W_{b_2} = 3 + 1 = 4, W_c = 1,$$

a więc

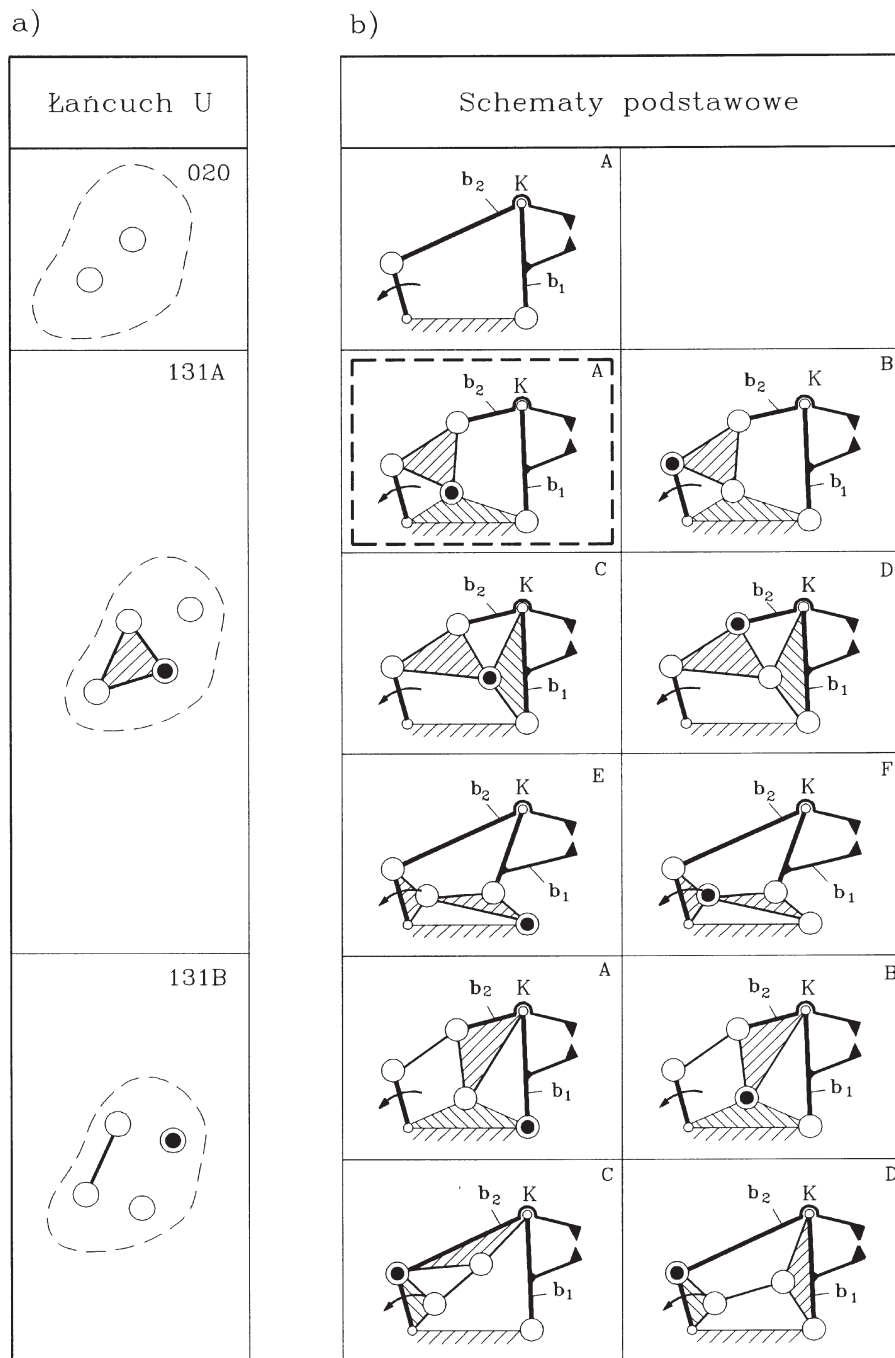
$$W_U = W - W_c - W_b = -4$$

W tej sytuacji równanie strukturalne poszukiwanych łańcuchów przyjmuje postać:

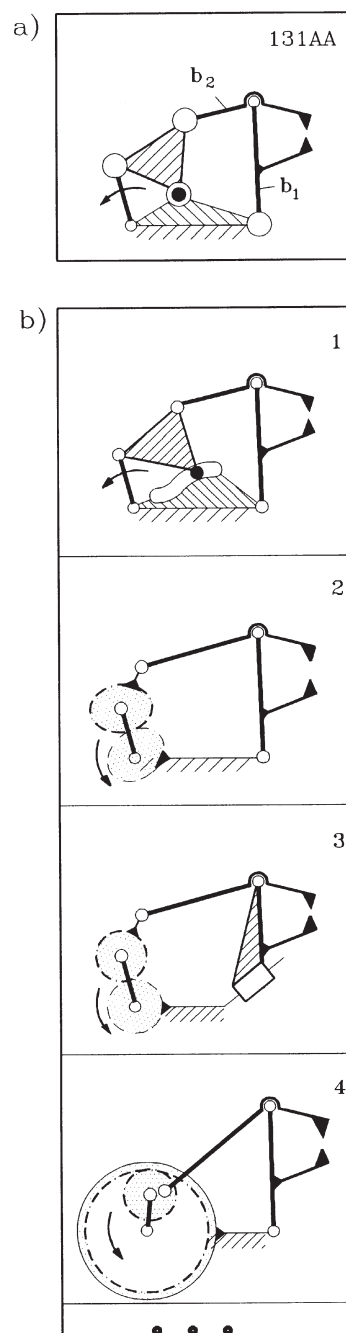
$$3k + 4 = 2p_1 + p_2$$

Zakładając znów, na początek ostrożnie, $k \leq 2$, $p_1 \leq 1$, otrzymamy łańcuchy U_i przedstawione na rys. 53a oraz schematy podstawowe poszukiwanych rozwiązań na rys. 53b.

Interpretacja par I i II klasy w tych schematach umożliwia uzyskanie z każdego schematu podstawowego (rys. 53) odpowiedniego zbioru alternatywnych rozwiązań. Ze schematu 131AA (rys. 54a) (na rys. 53 wyróżniony ramką) można otrzymać układy, których przykłady zestawiono na rys. 54b.



Rys. 53. Przegląd możliwych rozwiązań układu przecinarki drutu; a) zestawienie łańcuchów pośredniczących, b) zestawienie schematów podstawowych



Rys. 54. Interpretacja schematu strukturalnego; a) przykładowy schemat strukturalny przecinarki,
b) otrzymany zestaw schematów kinematycznych

3.4.2. Układy kinematyczne przestrzenne

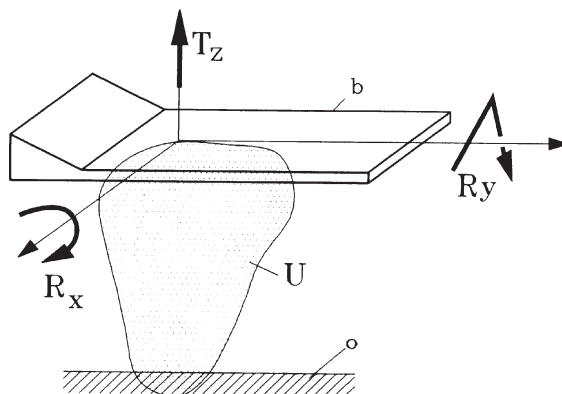
Wszystkie omówione do tej pory przypadki dotyczyły z założenia projektowania układów płaskich. Na obecnym etapie rozwoju techniki coraz częściej już obserwuje się tendencje do sięgania po układy przestrzenne. Jest to tendencja zrozumiała i uzasadniona. Układy przestrzenne w pewnych warunkach są niezbędne, w innych zaś spełniają tę samą funkcję przy prostszej budowie.

Niestety, układy przestrzenne sprawiają projektantom więcej kłopotu przy ich analizie kinematycznej i dynamicznej, zwłaszcza zaś podczas ich syntezy strukturalnej i geometrycznej.

Podczas doboru schematu kinematycznego mechanizmów przestrzennych można również z powodzeniem korzystać z sygnalizowanej metody łańcucha pośredniczącego. Właśnie zwłaszcza w przypadku mechanizmów przestrzennych zawodzą amatorskie metody tworzenia zbiorów możliwych rozwiązań oparte na intuicji i fantazji. Dalej przedstawiono dwa przykłady jej wykorzystania podczas tworzenia zbioru rozwiązań układów przestrzennych.

Typ $R_x R_y T_z$

Niech postawione zadanie dotyczy zaprojektowania układu kinematycznego stołu operacyjnego (rys. 55). Z analizy założeń użytkowych wynika, że blat b tego stołu powinien dysponować względem podstawy o trzema stopniami swobody – R_x , R_y , T_z . Oznacza to, że cały układ kinematyczny powinien charakteryzować się ruchliwością $W = 3$. Z założenia wynika więc, że tym razem problem dotyczy poszukiwania rozwiązań układów przestrzennych. Jest oczywiste, że blat stołu przed włączeniem odpowiedniego łańcucha U ma 6 stopni swobody, czyli $W_b = 6$. Dodatkowo pominięto na tym etapie sposoby napędu i blokowania, a więc $W_c = 0$.



Rys. 55. Założenia do syntezy układu zawieszenia blatu b stołu operacyjnego

Wtedy na podstawie wzoru (5) jest:

$$W_U = W - W_b - W_c = 3 - 6 - 0 = -3$$

oraz zgodnie z (7) równanie strukturalne łańcucha U ma postać:

$$6k + 3 = 5p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + 1p_5.$$

Ponieważ liczba rozwiązań w przypadku układów przestrzennych jest duża, więc przyjęto, że na początek poszukuje się rozwiązań przy założeniach $k \leq 3, p_4 = 0, p_5 = 0$.

Otrzyma się wtedy rozwiązania zestawione w tabeli 5.

Tabela 5

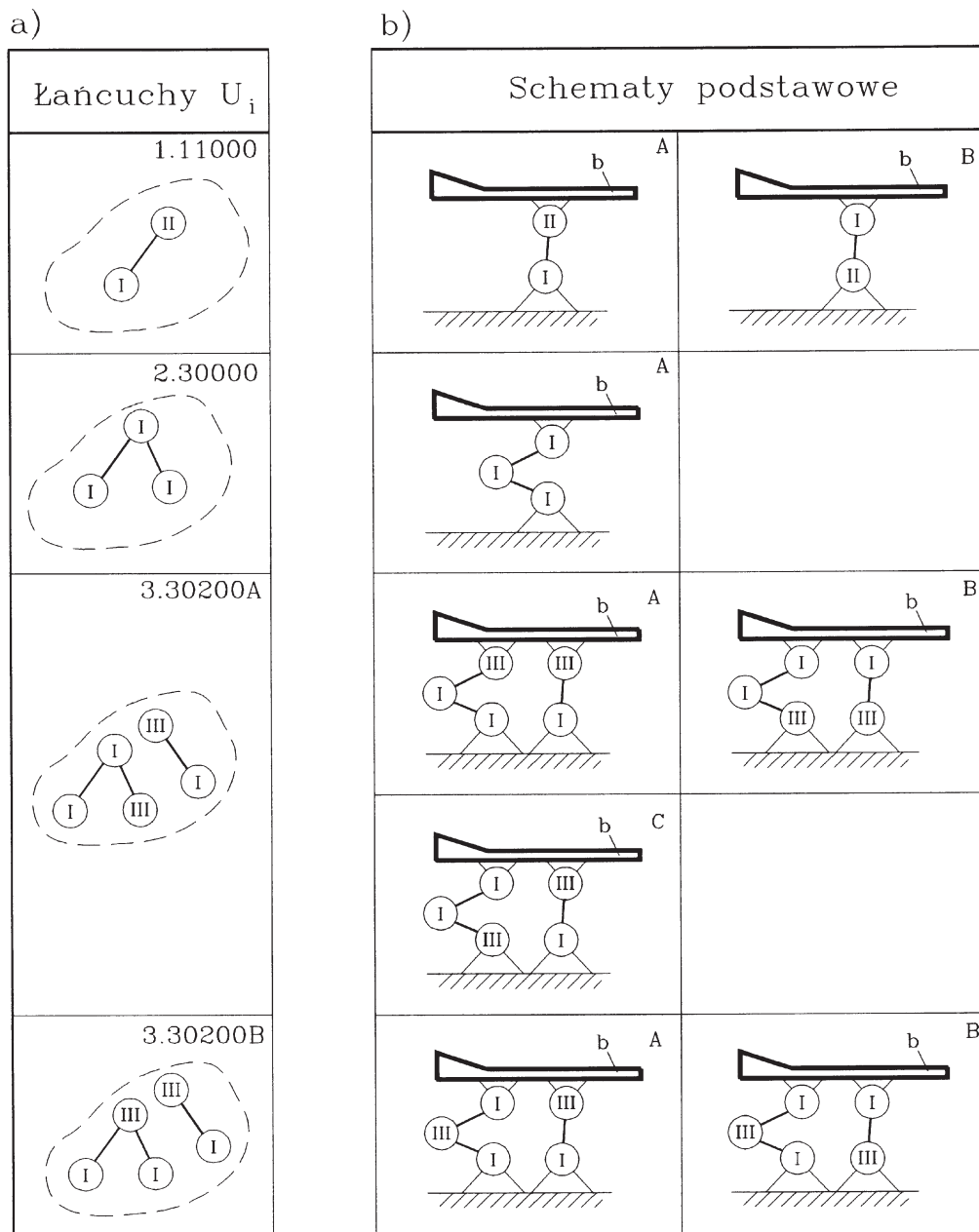
Lp.	k	p_1	p_2	p_3	p_4	p_5	Symbol U_i
1	1	1	1	0	0	0	11000
2	2	3	0	0	0	0	30000
3	3	1	0	2	0	0	30200

Strukturalne odmiany tych łańcuchów zestawiono na rys. 56a, otrzymane zaś schematy podstawowe układu na rys. 56b. W odróżnieniu od układów płaskich wprowadzono tu nową symbolikę par kinematycznych – cyfry rzymskie oznaczają klasy par.

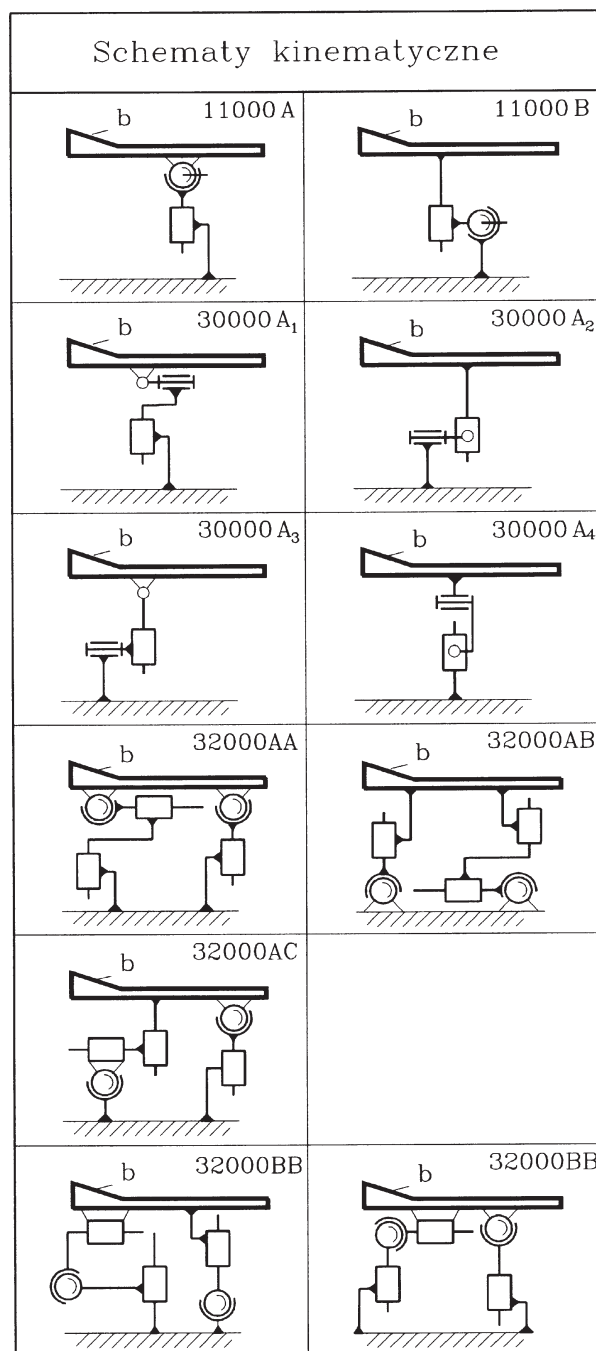
Na rysunku 56b pozostawiono tylko te schematy, które zapewniają układom ruchliwość zupełną i jednorodną, tzn. bez fragmentów sztywnych i przesztywnionych oraz bez ruchliwości lokalnej. Wszystkie zestawione na rys. 56b schematy oznaczają istnienie układów o ruchliwości $W = 3$. Uwzględnivszy dodatkowo warunek, że stopnie swobody stołu 2 muszą dotyczyć ściśle określonych ruchów (R_x, R_y, T_z) można skorzystać tylko z niektórych. Na tym etapie do dalszej analizy wytypowano więc możliwe rozwiązania przedstawione na rys. 57. Są to schematy układów o ruchliwości $W = 3$, które zapewniają oczekiwane stopnie swobody R_x, R_y, T_z .

Aby uzyskać określone położenia blatu b podczas korzystania ze stołu, należy w kolejności zastosować trzy oddzielne napędy, np. mechaniczne (korba), elektryczne (silnik, przekładnia), hydrauliczne (silnik lub siłownik hydrauliczny) lub ich różne kombinacje. W tym przypadku można też dopuszczać wymuszanie niektórych zmian położeń blatu ręcznie (np. obrót wokół osi x czyli R_x i obrót wokół osi y , czyli R_y). Przy takim założeniu niezbędne jest jedynie przewidzenie odpowiednich systemów blokowania. Ten etap syntezy strukturalnej nie będzie już omawiany. Należy tylko przypomnieć, że można tu wykorzystać metodę elementarną wyczerpywania (rozdz.3) wersji włączenia tych napędów i blokad.

Metoda łańcucha pośredniczącego umożliwiła stworzenie zbioru rozwiązań podstawowych spełniających wstępnie przyjęte założenia. Po dokonaniu szczegółowych analiz można na podstawie takiego zestawienia dokonać wyboru poszukiwanego układu.



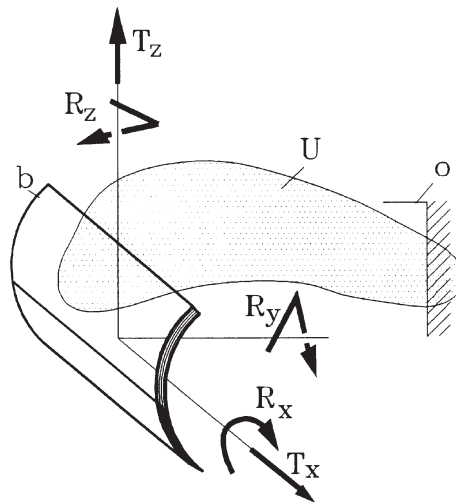
Rys. 56. Przegląd możliwości najprostszyc rozwiązań układu zawieszenia blatu stołu operacyjnego;
a) zestawienie łańcuchów pośredniczących, b) zestawienie schematów strukturalnych



Rys. 57. Zestawienie schematów kinematycznych najprostszych możliwych układów zawieszenia blatu *b* stołu operacyjnego

Typ $3RT_yT_x$

Postawiono problem znalezienia układu prowadzenia lemieszka b względem ramy o równiarki do prac ziemnych (rys. 58). Zgodnie z założeniem lemieszka b ma być ciągnięty za ramą o maszyny przemieszczającej się wzdłuż osi y . Aby spełnić stawiane przed nim zadanie (wyrównywanie płaszczyzn poziomych na różnych wysokościach, kształtowanie skarp bocznych) lemieszka powinien dysponować względem ramy pięcioma stopniami swobody R_x, R_y, R_z, T_x, T_z . Jak wiadomo jednoznaczny ruch członów takiego układu wymaga przyłożenia 5. napędów. Dla uproszczenia można przyjąć na początek, że poszukuje się układów prowadzenia lemieszka bez określania napędów – zostaną one rozpatrzone w następnym etapie.



Rys. 58. Założenia do syntezy układów kinematycznych prowadzenia lemieszka b równiarki

Ruchy nastawcze lemieszka b względem ramy o ma więc zapewnić łańcuch członów pośredniczących U . Aby określić jego strukturę, należy odnotować:

- lemieszka przed przyłączeniem ma 6 stopni swobody ($W_b = 6$),
- lemieszka po przyłączeniu za pośrednictwem łańcucha U ma mieć 5 stopni swobody ($W_{bo} = 5$).

Wobec tego ruchliwość łańcucha U wynosi

$$W_U = W_{bo} - W_b - W_c = 5 - 6 - 0 = -1$$

Wykorzystując ten wynik równanie strukturalne (8) łańcucha U przyjmie postać

$$6k + 1 = 5p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + 1p_5$$

Uwzględnivszy specyfikę pracy układu uzasadnione wydaje się dopuszczenie tylko par I, II i III klasy. Przy takim założeniu równanie strukturalne przyjmie ostatecznie postać

$$6k + 1 = 5p_1 + 4p_2 + 3p_3.$$

Po założeniu w tym równaniu kolejnych wartości k oraz pamiętając, że p_i są liczbami naturalnymi, możemy określić jednoznacznie parametry opisujące strukturę łańcucha U , które zestawiono w tabeli 6.

Tabela 6

Lp.	k	p_1	p_2	p_3	p_4	p_5	Symbol U_i
1	1	0	1	1	0	0	01100
2	2	2	0	1	0	0	20100
3	2	1	2	0	0	0	12000
4	2	0	1	3	0	0	01300
5	3	3	1	0	0	0	31000

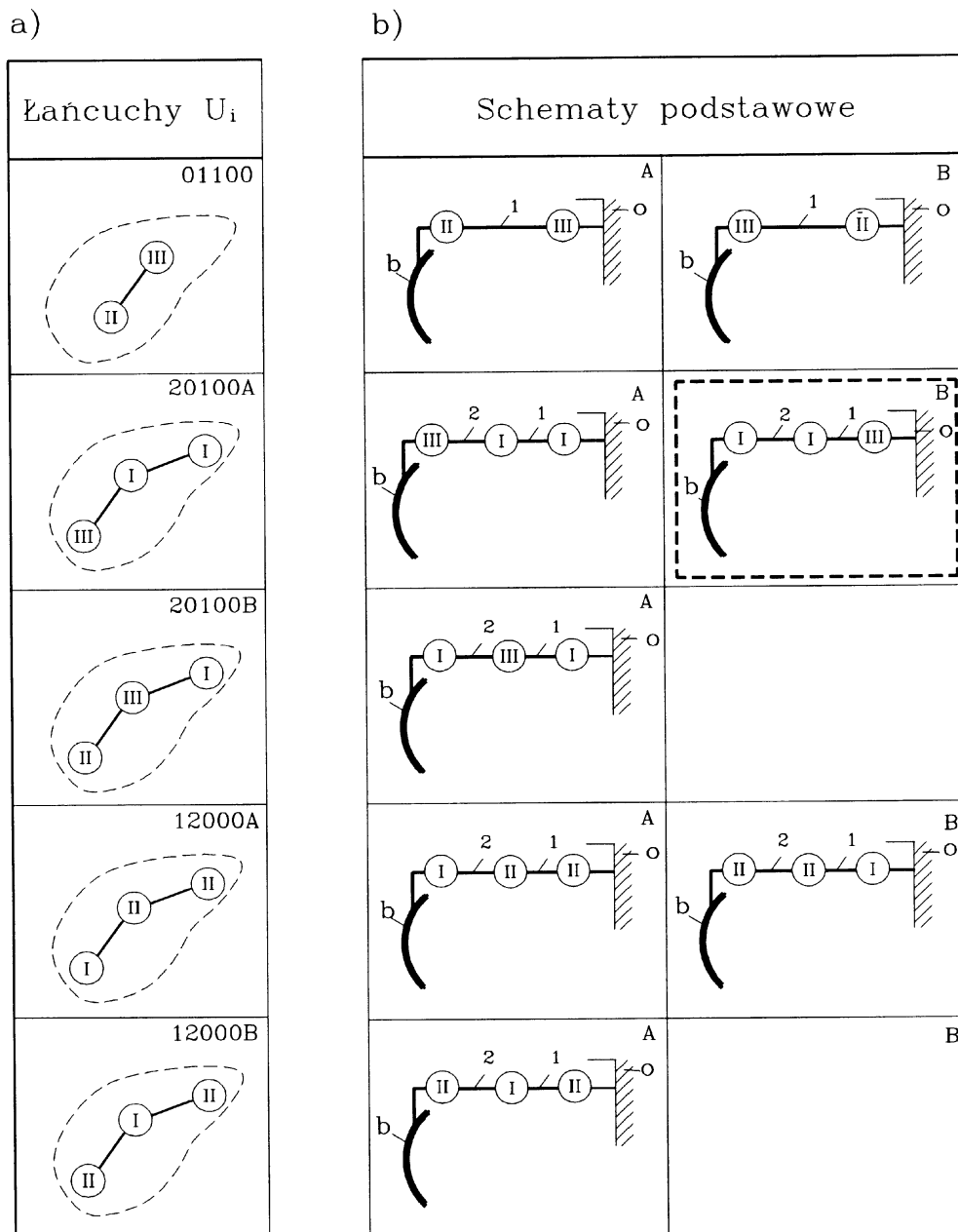
Otrzymane wyniki zestawiono na rys. 59a graficznie i za pomocą symboli poszukiwanych łańcuchów U_i . Po włączeniu ich w układ członów wejściowych o i b otrzymano zestaw poszukiwanych schematów podstawowych układów prowadzenia lemiesza (rys. 59b).

Każdy z tych schematów sugeruje istnienie określonego zbioru rozwiązań rzeczywistych, które można otrzymać po podstawieniu w miejsce ogólnych symboli par ich rzeczywiste postacie. Tak więc przykładowo pod schematem ogólnym układu o symbolu 20100AB (na rys. 59b wyróżniony ramką, a przedstawiony jeszcze raz na rys. 60a) kryją się między innymi rozwiązania, których schematy kinematyczne zestawiono na rys. 60b.

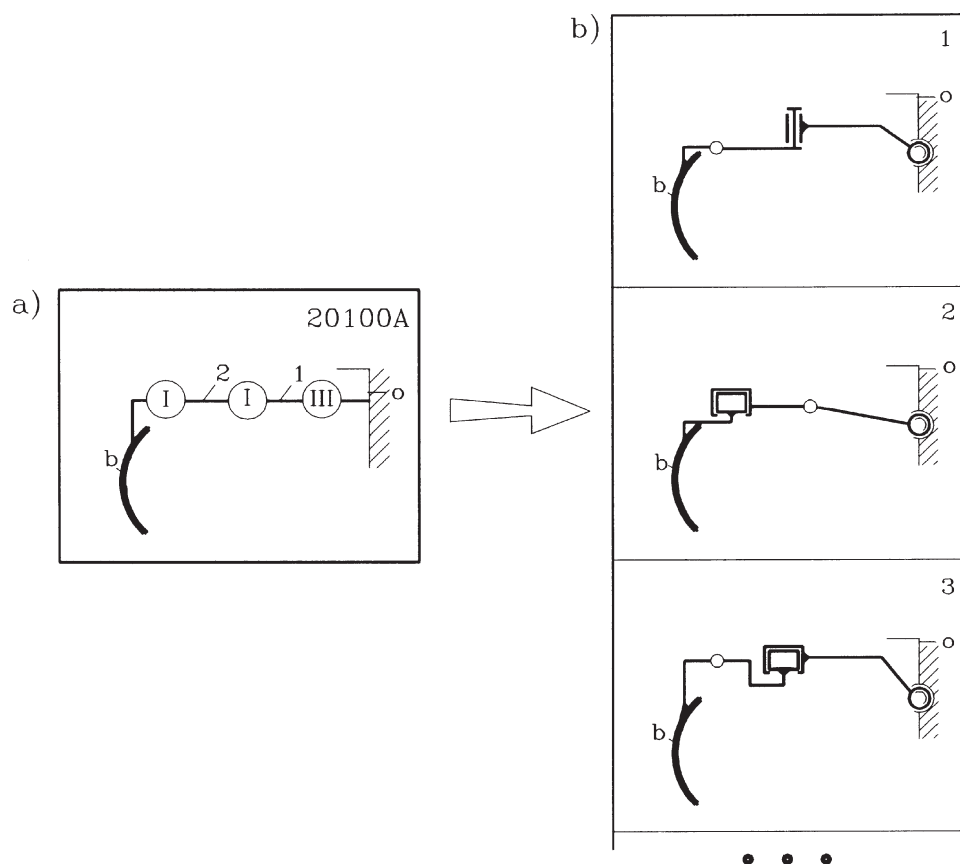
Jak widać z rys. 59 i 60 dysponowane układy zapewniają lemieszowi b (zgodnie z założeniem) 5 stopni swobody względem ramy o .

W kolejnym etapie należy zadbać o to, aby lemiesz b mógł zająć oczekiwane położenie w przestrzeni. W tym celu należy układ uzupełnić o elementy wymuszające ruch, np. w postaci 5. siłowników hydraulicznych. Ogólnie można to zrealizować na wiele sposobów. Przykładowo w analizowanym już układzie 20100AB (rys. 61a) siłowniki przedstawione linią osiową, można włączyć według wariantów zestawionych na rys. 61b. Oczywiście, możliwych wersji jest tutaj więcej. Przytoczone przykłady charakteryzują się tym, że do lemiesza zamocowano tylko 1 siłownik.

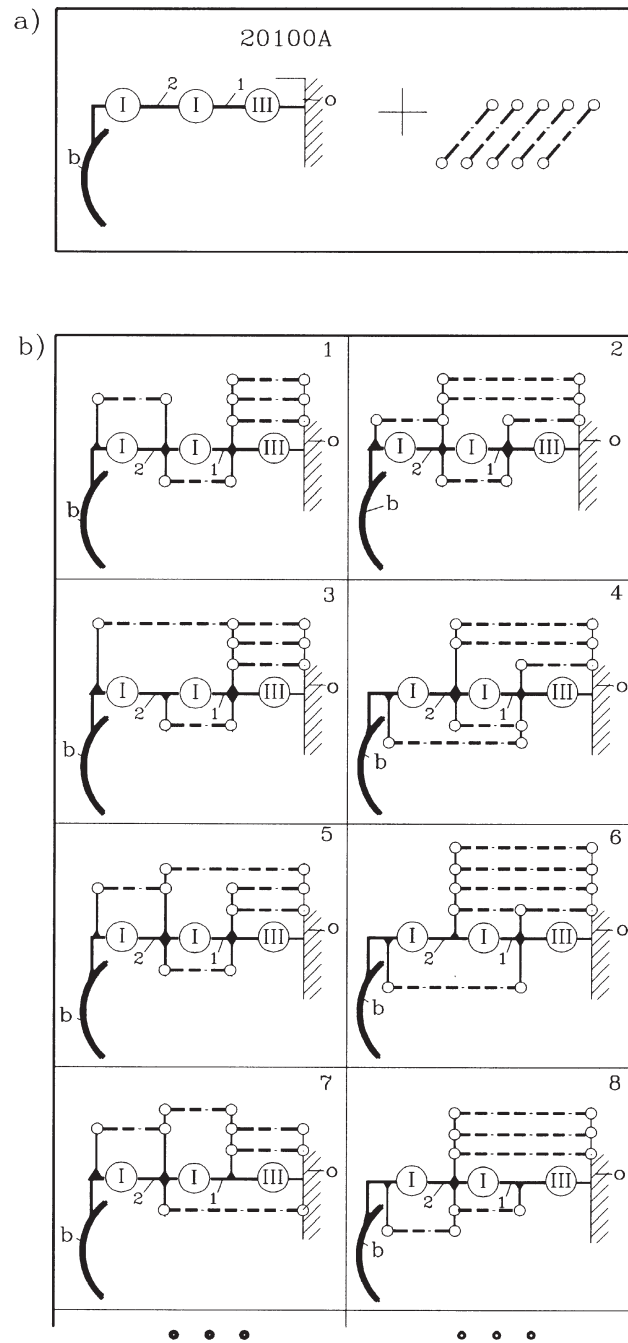
Tak więc, na podstawie już tylko najprostszych schematów podstawowych ($k \leq 2$) można w ten sposób utworzyć bardzo liczny zbiór rozwiązań alternatywnych. Takie zbiory mogą być pomocne np. w przypadku konieczności ominięcia zastrzeżeń patentowych układów znanych, ale przede wszystkim stanowią podstawę zaprojektowania układu oryginalnego i optymalnego.



Rys. 59. Przegląd możliwości najprostszyc rozwiązań układu prowadzenia lemiesza b równiarki;
 a) zestawienie łańcuchów pośredniczących, b) zestawienie schematów strukturalnych



Rys. 60. Rozwiązania układu prowadzenia lemiesza *b* równiarki; a) przykładowy schemat strukturalny, b) odpowiadające mu schematy kinematyczne



Rys. 61. Rozmieszczenie siłowników hydraulicznych w układzie prowadzenia lemieszów równiarki;
a) założenia, b) przykłady alternatywnych rozwiązań

4. ZBIORY ALTERNATYWNYCH ROZWIĄZAŃ UKŁADÓW KINEMATYCZNYCH

Omówione w rozdz. 3 metody (elementarna, inwersji oraz łańcucha pośredniczącego) umożliwiają projektantom układów kinematycznych tworzenie zbiorów rozwiązań możliwych. Korzystanie z tych metod w praktyce wymaga jednak od użytkownika pewnego przygotowania w zakresie struktury mechanizmów [24]. Uwzględniając ten aspekt w niniejszej pracy oferuje się do wykorzystania gotową pomoc w postaci KATALOGU zawierającego zestawienie rozwiązań określonych typów układów kinematycznych [1].

Według oceny autorów z grupy mechanizmów płaskich na uwagę zasługują w pierwszej kolejności te z nich, które umożliwiają zamianę wytypowanych na rys.38 ruchów członów czynnych (R , T , O) na zestawione na rys. 39 ruchy członów biernych (R , T , D). Kojarząc ze sobą (na wszystkie sposoby) te wybrane ruchy otrzymujemy 9 różnych kombinacji zestawień określających odmienne typy mechanizmów.

<i>R-R</i>	<i>R-T</i>	<i>R-O</i>
<i>T-R</i>	<i>T-T</i>	<i>T-O</i>
<i>D-R</i>	<i>D-T</i>	<i>D-O</i>

Każdy z tych typów, zilustrowany w zbiorczym zestawieniu w postaci schematu ideowego, został bliżej rozpracowany i zaprezentowany na kolejnych kartach KATALOGU w postaci zestawów schematów strukturalnych i kinematycznych. Oznacza to, że korzystanie z tego KATALOGU jest możliwe dopiero po uprzednim ustaleniu typu poszukiwanego mechanizmu. Typ taki określają na ogół jednoznacznie odpowiednio sformułowane założenia dotyczące oczekiwanej realizacji przeniesienia (transformacji) ruchu członu czynnego c na ruch członu biernego b .

Często założenia takie wynikają wprost z potrzeb i przeznaczenia poszukiwanego układu [10]. I tak np., podejmując problem doboru układu kinematycznego prasy mechanicznej napędzanej silnikiem elektrycznym łatwo zauważyć, że poszukiwany układ powinien zapewnić przeniesienie ruchu z obrotowego członu czynnego (wał wyjściowy przekładni redukcyjnej) na ruch postępowo-zwrotny członu biernego (tłoczniaka). Oznacza to, że w tym przypadku można wybierać spośród mechanizmów typu $R-T$.

Nie zawsze jednak problem ustalania założeń jest tak oczywisty. Bywa, że ten sam rezultat można osiągnąć na różne sposoby. W tej sytuacji należy temu zagadnieniu poświęcić kilka uwag i refleksji.

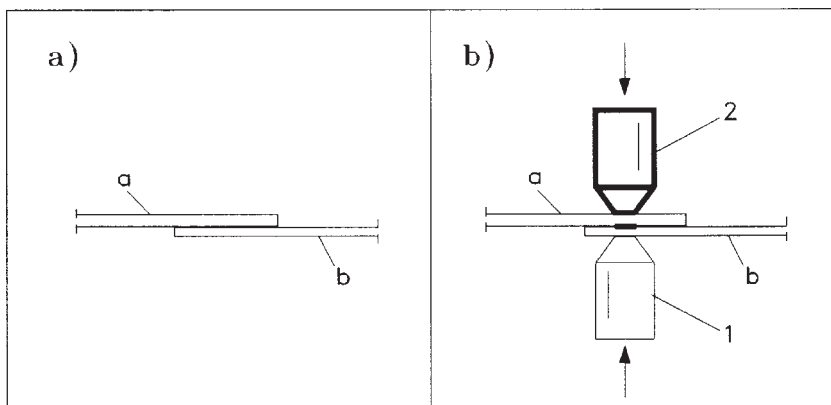
4.1. Założenia

Każde konkretne oczekiwanie kierowane pod adresem poszukiwanego mechanizmu, każdą jego docelową funkcję można sprowadzić do potrzeby realizacji określonego ruchu członu biernego względem podstawy lub względem innego członu. Jak wykazano na przykładach taką interpretację założeń można prowadzić na różne sposoby i w konsekwencji dochodzić do różnych rozwiązań o różnych cechach kinematycznych, dynamicznych itd. Pokazano to na przykładach.

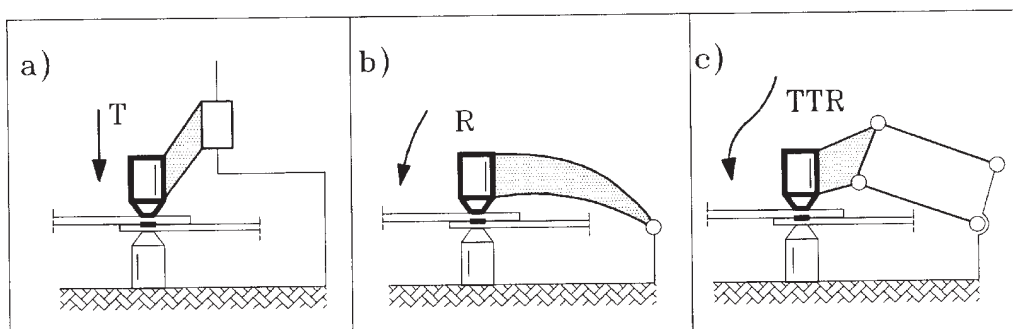
Przykład 1

Należy zaprojektować układ kinematyczny zgrzewarki elektrycznej, który ma zapewnić docisk zgrzewanych elementów a i b za pomocą elektrod 1 i 2 (rys. 62). Potrzebny tu docisk realizuje się zwykle przyjąwszy jedną elektrodę nieruchomą (1), drugą zaś ruchomą (2) o ruchu postępowym T (rys. 63a). Tak sformułowane założenia wstępne narzucają z góry pewne elementy struktury projektowanego układu. Wtedy elektroda ruchoma jest związana z suportem osadzonym suwliwie w nieruchomej ramie maszyny. Jest to rozwiązanie w zasadzie proste, lecz bardzo kłopotliwe właśnie ze względu na tę parę postępową. Jednak ten sam rezultat (docisk elementów a i b) można uzyskać w tym przypadku korzystając również z innych ruchów, np. obrotowego R (rys. 63b). Nie trzeba wykazywać, że to ostatnie założenie prowadzi do niewspółmiernie bardziej atrakcyjnego rozwiązania konstrukcyjnego. Przy tak małym ruchu roboczym elektrody dociskowej można dopuścić również dalsze bardziej złożone ruchy, np. ruch TTR (rys. 63c) itd.

Jak widać sformułowane na tym etapie projektowania założenia są istotnym elementem decydującym o wyniku poszukiwań.



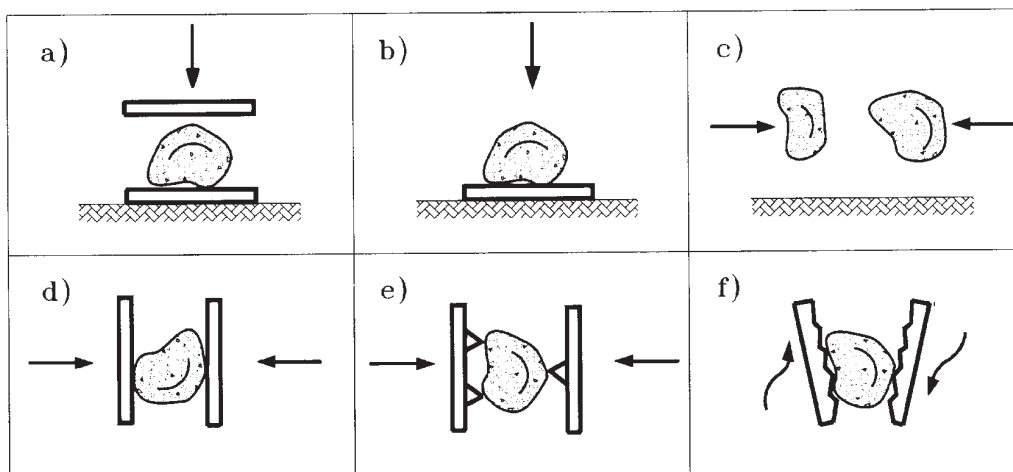
Rys. 62. Założenia do projektowania zgrzewarki elektrycznej



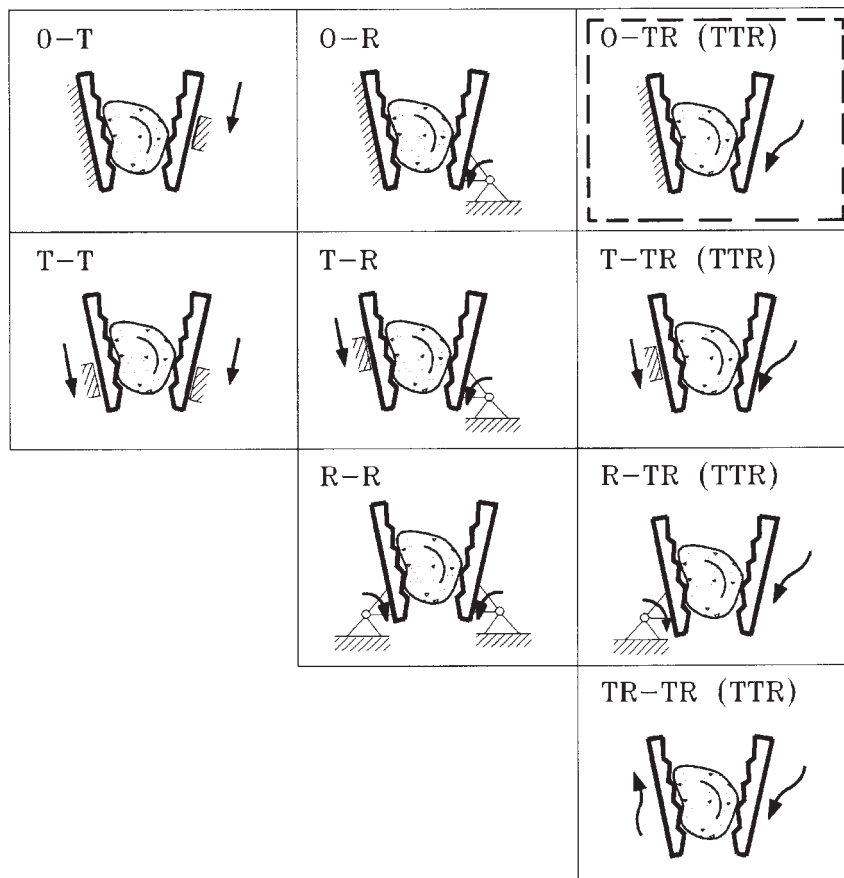
Rys. 63. Przykłady wykorzystania różnych ruchów elektrody ruchomej w zgrzewarce elektrycznej

Przykład 2

Jest problem zaprojektowania maszyny do kruszenia urobku skalnego (np. nieregularnych odpadów marmuru na odpowiedniej granulacji kruszywo). W takim przypadku zabieg rozdrabniania można uzyskać korzystając z różnych zasad; np. zasady tłuczenia (rys. 64a), rozbijania (rys. 64b, c), zgniatania (rys. 64d), łamania (rys. 64e), przecierania (rys. 64f) itd. Decydując się np. na przecieranie (rys. 64f), łatwo zauważyć, że ten zabieg można wykonać przy różnych ruchach obydwu szczęk względem podstawy. Przykłady takich możliwych kombinacji ruchów zestawiono na rys. 65. Oczywiście, każdy zestaw ruchów, przyjęty na tym etapie, jako założenie wstępne, prowadzi do odmiennych zbiorów poszukiwanych układów.



Rys. 64. Zestawienie przykładowych zasad działania kruszarek mechanicznych

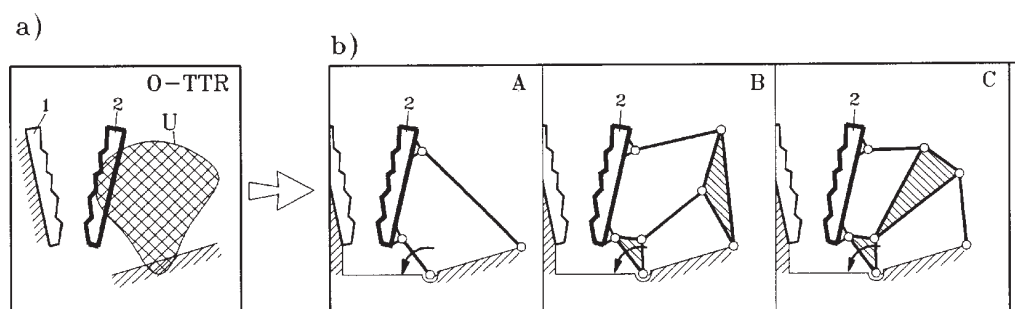


Rys. 65. Zestawienie najprostszych ruchów szczęk możliwych do wykorzystania w budowie kruszarek

Do zbiorów takich można dochodzić wykorzystując poznaną w rozdziale 3.3 metodę łańcucha pośredniczącego U . Taką możliwość zilustrowano na przykładzie wytypowanego wstępnie przypadku O-TTR (na rys. 65 wyróżniony ramką). Podczas wyboru takiej wersji (szczeka 1 nieruchoma, szczeka 2 realizuje ruch ogólny płaski) problem sprowadza się do znalezienia układu U prowadzenia szczęki 2 (rys. 66a).

Zauważmy, że tutaj: $W = 1$, $W_2 = 3$, $W_c = 1$ oraz preferując w pierwszej kolejności rozwiązania tylko z parami obrotowymi możemy wybierać spośród określonego zbioru rozwiązań, którego początek przedstawia rys. 66b.

Oczywiście, sięga się zwykle w takich przypadkach ze zrozumiałych względów po rozwiązania najprostsze. Należy jednak pamiętać, że rozwiązania bardziej złożone, o większej liczbie członów, umożliwiają na ogół uzyskiwanie oczekiwanych charakterystyk (np. pożądanego rozkładu składowych prędkości szczęki ruchomej, tutaj ważnego do uzyskania efektu wspomaganego usuwania kruszywa z przestrzeni roboczej, rozkładu sił itp.)



Rys. 66. Przykładowe rozwiązania kruszarki; a) schemat ideowy, b) początek zbioru schematów kinematycznych

Reasumując, należy podkreślić, że ustalenia wstępne dotyczące realizowanego ruchu mogą mieć przy tej samej oczekiwanej funkcji układu różną treść. Ponieważ ustalenia na tym etapie (przyjęte założenia wstępne) mają istotny wpływ na strukturę projektowanego układu, więc powinny być formułowane z dużą rozwagą, przy tym nie w sposób sztywny i arbitralny, lecz elastyczny i dopuszczający wielowariantowość. Alternatywny charakter założeń wstępnych zawsze jest celowy i pożądany. Powiększa się w ten sposób zbiory rozwiązań możliwych, a tym samym zwiększa szansę znalezienia układu optymalnego.

4.2. Katalog

Oddając do rąk użytkownika katalog autorzy pragną podkreślić, że obejmuje on tylko zestawienia wybranych typów mechanizmów. Typy te przedstawione na rys. 67 za pomocą schematów ideowych są na kolejnych kartach KATALOGU prezentowane w postaci schematów strukturalnych (podstawowych) i kinematycznych.

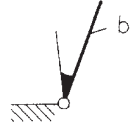
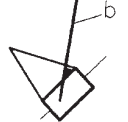
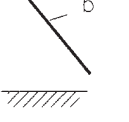

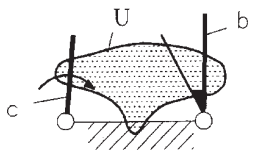
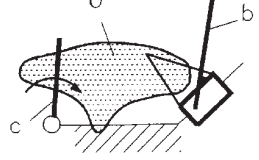
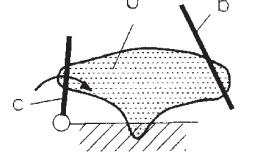
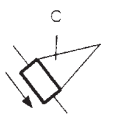
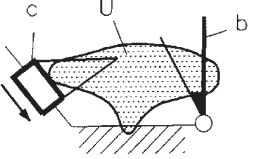
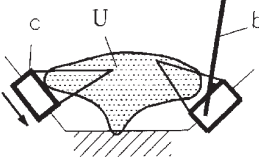
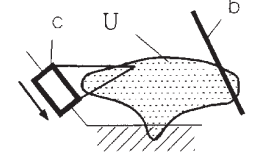
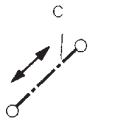
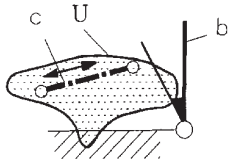
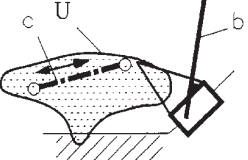
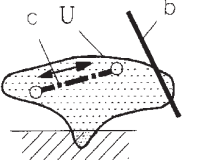
Prezentowane tu typy mechanizmów zostały wyróżnione i zestawione w kolejności według dokonanej przez autorów oceny zapotrzebowania praktyki.

Tabele schematów strukturalnych sporządzono dla każdorazowo przyjętych ograniczeń dotyczących liczby członów rozpatrywanych mechanizmów oraz liczby i rodzajów par kinematycznych.

Przykłady schematów kinematycznych reprezentowanych przez poszczególne struktury zestawiono tylko dla wybranych schematów podstawowych. Pominięte w dalszych analizach struktury oznaczone zostały gwiazdkami.

Korzystanie z tego katalogu jest możliwe po uprzednim sformułowaniu założeń (rozd. 4.1). Następnie należy odnaleźć na zestawieniu (rys. 67) swój typ układu i sięgnąć po odpowiednie karty katalogu.

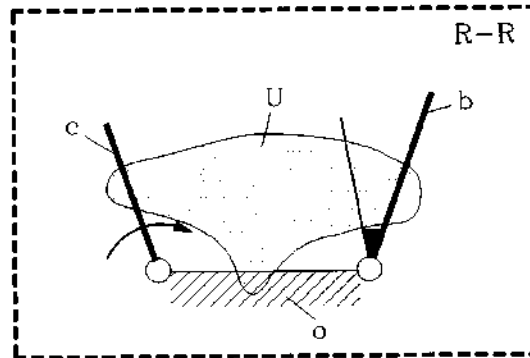
Autorzy wyrażają nadzieję, że mimo ograniczonego zasięgu KATALOG będzie skuteczną pomocą w procesie projektowania mechanizmów, tych podstawowych podzespołów maszyn i urządzeń.

RUCHY CZŁONÓW BIERNYCH RUCHY CZŁONÓW CZYNNYCH	 R	 T	 O
R 	RR 	RT 	RO 
T 	TR 	TT 	TO 
D 	DR 	DT 	DO 

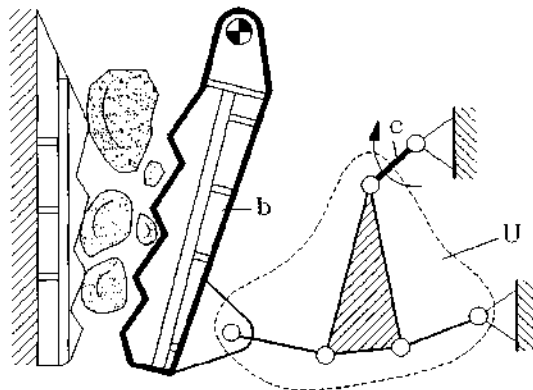
Rys. 67. Typy mechanizmów zestawione w katalogu

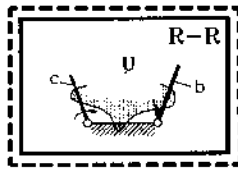
MECHANIZMY R—R














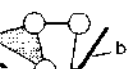






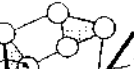




SCHEMAT IDEOWY



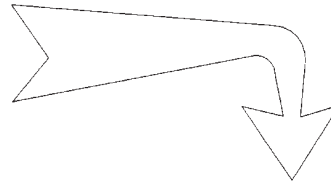
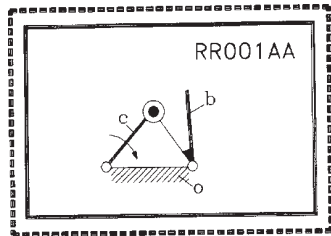
PRZYKŁAD TECHNICZNY

*Mechanizm kruszarki szczekowej*

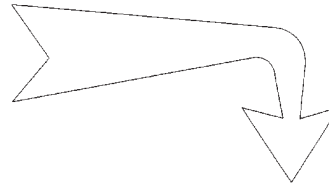
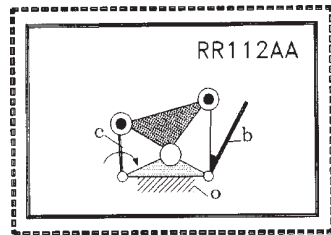


Łańcuch U	Schematy podstawowe mechanizmów			
RRO01A 	A  U W A G A: Prezentowany zbiór schematów podstawowych otrzymano przy założeniu, że liczba k członów łańcucha pośredniczącego U oraz liczba p_2 par kinematycznych II kl. tego łańcucha spełniają warunki: $0 \leq k \leq 3$; $p_2 \leq 1$ dla $k=2,3$, $p_2 \leq 2$ dla $k=0,1$			
RR112A 	A 	B 	C 	D 
RR120A 	A 			E 
RR231A 	A 	B 	C 	D 
	E 	F 	G 	H 
RR350A 	A 	B 	C 	D 
	E 			

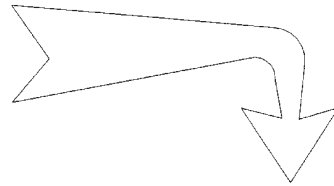
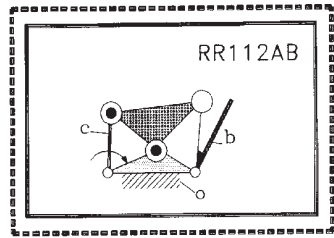
Bazując na tych schematach strukturalnych można tworzyć zbiory kolejnych wersji rozwiązań przedstawionych na następnych stronach w formie schematów kinematycznych



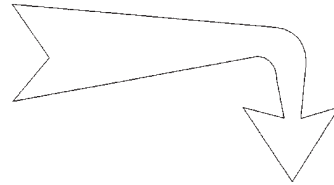
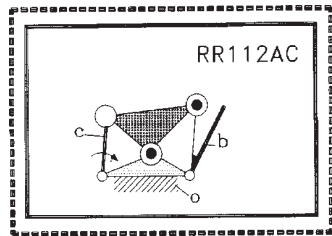
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



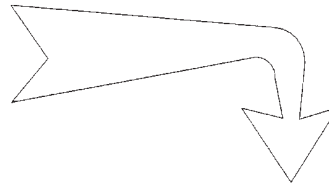
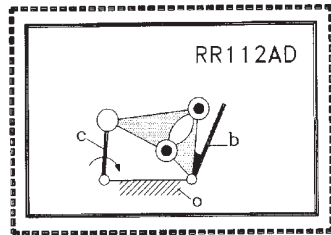
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



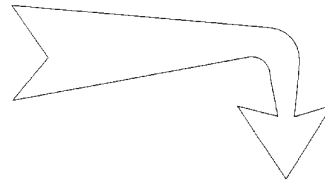
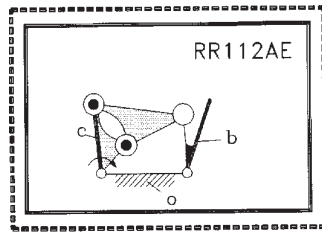
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
	<p>I</p> <p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

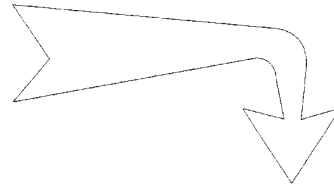
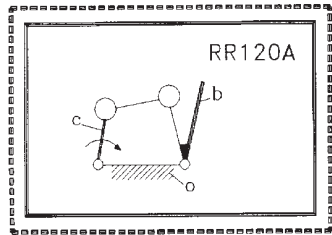


Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: w tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

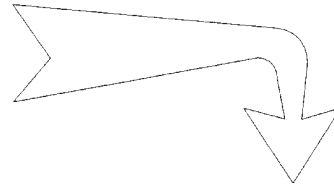
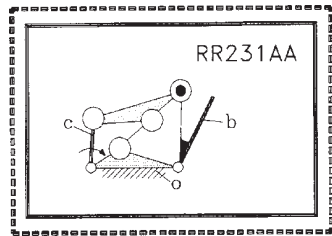


Schematy kinematyczne

<p style="text-align: right;">A</p>	<p style="text-align: right;">B</p>	<p style="text-align: right;">C</p>	<p style="text-align: right;">D</p>
<p style="text-align: right;">E</p>	<p style="text-align: right;">F</p>	<p style="text-align: right;">G</p>	<p style="text-align: right;">H</p>
<p style="text-align: right;">I</p>	<p style="text-align: right;">J</p>	<p>U W A G A: w tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy.</p>	

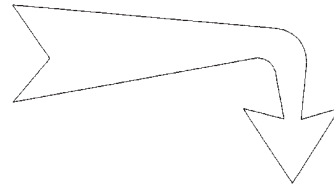
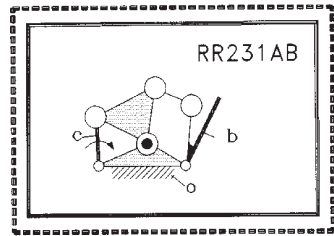


Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: w tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy.</p>	

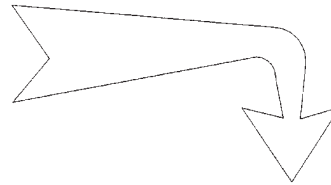
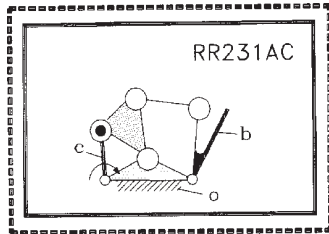


Schematy kinematyczne

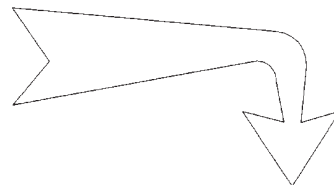
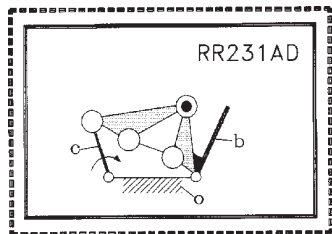
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: w tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



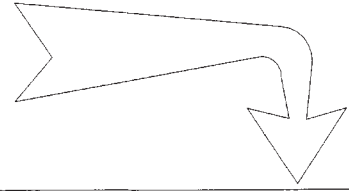
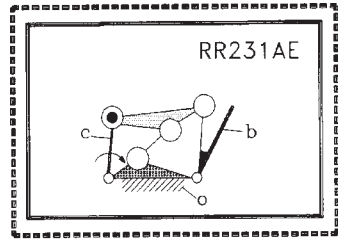
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



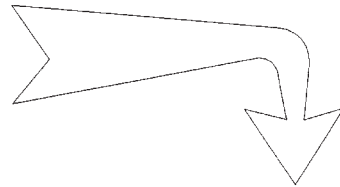
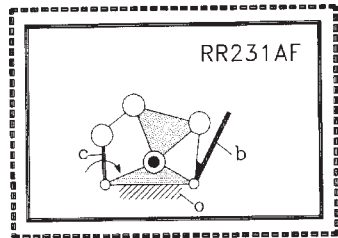
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: w tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

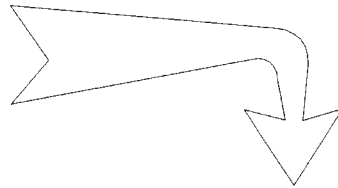
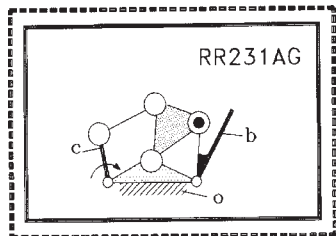


Schematy kinematyczne			
<p>A</p> <p>A kinematic schematic showing a mechanism with a frame, a crank, and a connecting rod. The frame is fixed to the ground. A crank is connected to the frame at one end and to a connecting rod at the other. The connecting rod is also connected to a vertical link labeled 'b'.</p>	<p>B</p> <p>A kinematic schematic showing a mechanism with a frame, a crank, and a connecting rod. The frame is fixed to the ground. A crank is connected to the frame at one end and to a connecting rod at the other. The connecting rod is also connected to a vertical link labeled 'b'.</p>	<p>C</p> <p>A kinematic schematic showing a mechanism with a frame, a crank, and a connecting rod. The frame is fixed to the ground. A crank is connected to the frame at one end and to a connecting rod at the other. The connecting rod is also connected to a vertical link labeled 'b'.</p>	<p>D</p> <p>A kinematic schematic showing a mechanism with a frame, a crank, and a connecting rod. The frame is fixed to the ground. A crank is connected to the frame at one end and to a connecting rod at the other. The connecting rod is also connected to a vertical link labeled 'b'.</p>
<p>E</p> <p>A kinematic schematic showing a mechanism with a frame, a crank, and a connecting rod. The frame is fixed to the ground. A crank is connected to the frame at one end and to a connecting rod at the other. The connecting rod is also connected to a vertical link labeled 'b'.</p>	<p>F</p> <p>A kinematic schematic showing a mechanism with a frame, a crank, and a connecting rod. The frame is fixed to the ground. A crank is connected to the frame at one end and to a connecting rod at the other. The connecting rod is also connected to a vertical link labeled 'b'.</p>	<p>G</p> <p>A kinematic schematic showing a mechanism with a frame, a crank, and a connecting rod. The frame is fixed to the ground. A crank is connected to the frame at one end and to a connecting rod at the other. The connecting rod is also connected to a vertical link labeled 'b'.</p>	<p>H</p> <p>A kinematic schematic showing a mechanism with a frame, a crank, and a connecting rod. The frame is fixed to the ground. A crank is connected to the frame at one end and to a connecting rod at the other. The connecting rod is also connected to a vertical link labeled 'b'.</p>
<p>I</p> <p>A kinematic schematic showing a mechanism with a frame, a crank, and a connecting rod. The frame is fixed to the ground. A crank is connected to the frame at one end and to a connecting rod at the other. The connecting rod is also connected to a vertical link labeled 'b'.</p>	<p>J</p> <p>A kinematic schematic showing a mechanism with a frame, a crank, and a connecting rod. The frame is fixed to the ground. A crank is connected to the frame at one end and to a connecting rod at the other. The connecting rod is also connected to a vertical link labeled 'b'.</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



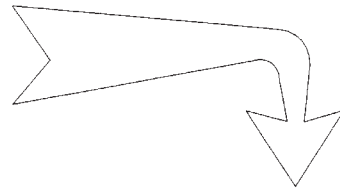
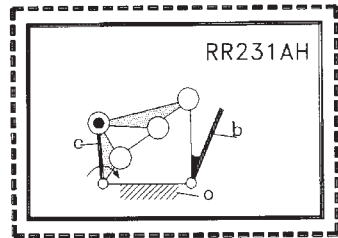
Schematy kinematyczne

<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

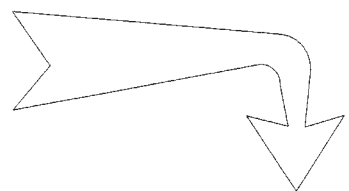
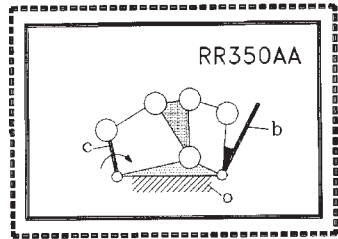


Schematy kinematyczne

A	B	C	D
E	F	G	H
I	J	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

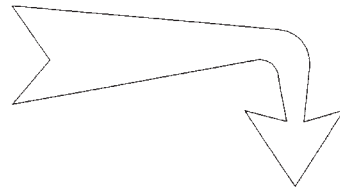
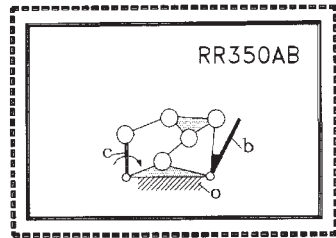


Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

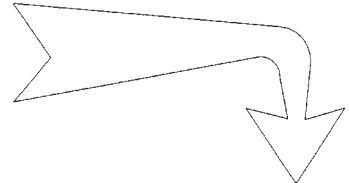
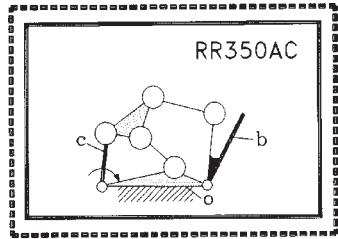


Schematy kinematyczne

<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

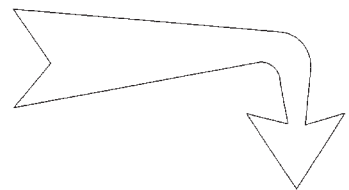
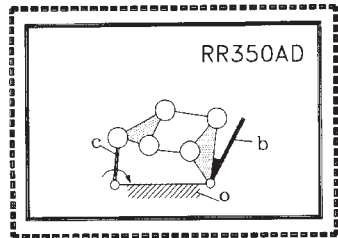


Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

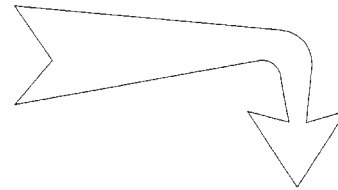
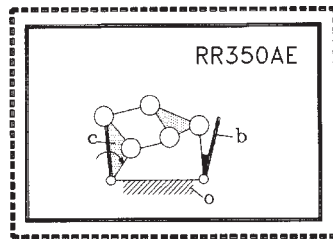


Schematy kinematyczne

A 	B 	C 	D
E 	F 	G 	H
I 	J	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

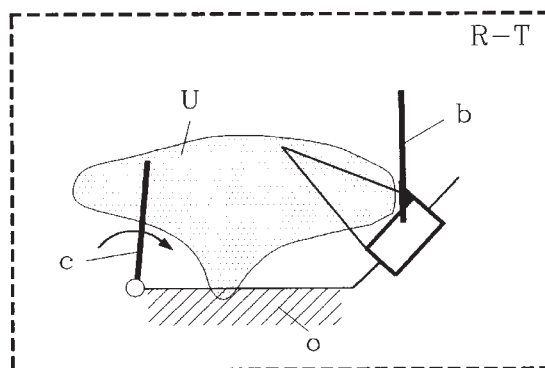


Schematy kinematyczne

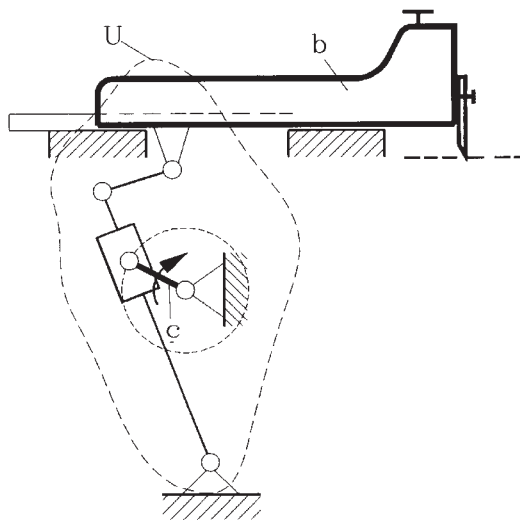
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

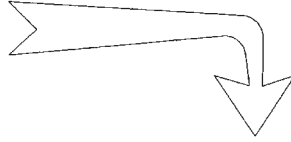
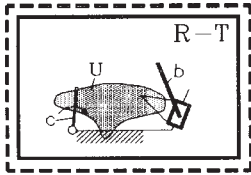
M E C H A N I Z M Y R-T


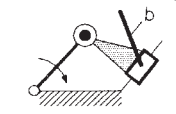

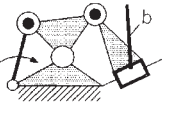
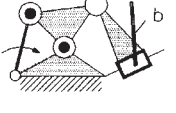
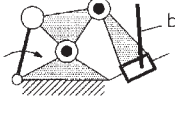
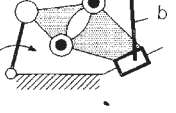

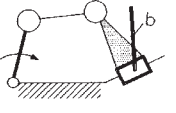
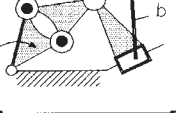
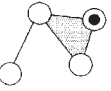
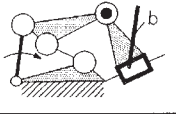
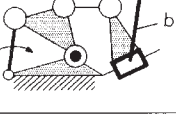
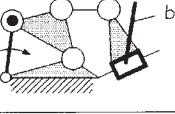
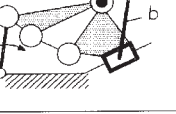
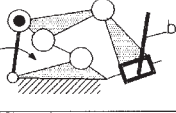
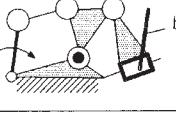
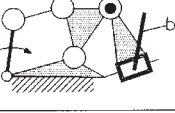
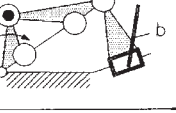
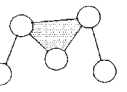





SCHEMAT IDEOWY

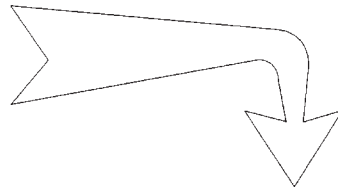
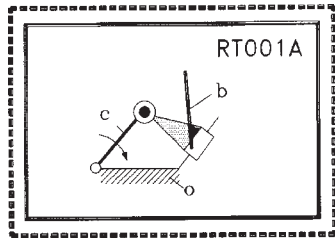


PRZYKŁAD TECHNICZNY

*Mechanizm napędu suportu strugarki*

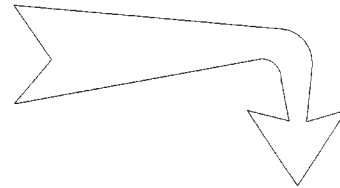
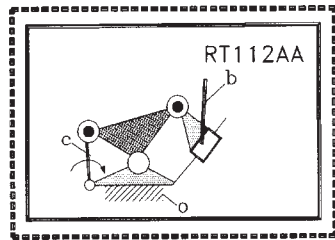


Łańcuch U	Schematy podstawowe mechanizmów			
RT001A 	A  U W A G A: Prezentowany zbiór schematów podstawowych otrzymano przy założeniu, że liczba k członów łańcucha pośredniczącego U oraz liczba p_2 par kinematycznych II kl. tego łańcucha spełniają warunki: $0 \leq k \leq 3$; $p_2 \leq 1$ dla $k=2,3$, $p_2 \leq 2$ dla $k=0,1$			
RT112A 	A 	B 	C* 	D 
RT120A 	A 			E* 
RT231A 	A 	B 	C 	D 
	E* 	F* 	G* 	H* 
RT350A 	A 	B 	C* 	D 
	E* 			



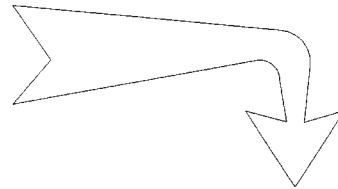
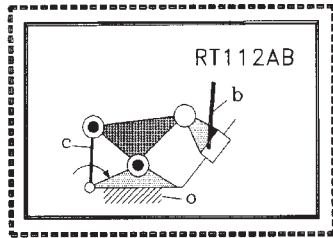
Schematy kinematyczne

<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

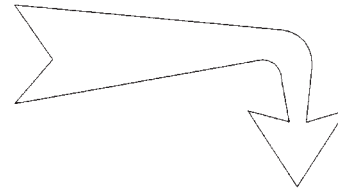
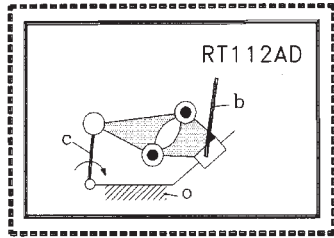


Schematy kinematyczne

<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jako można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

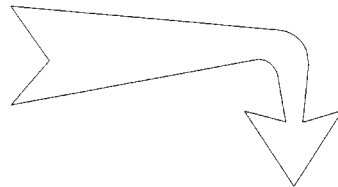
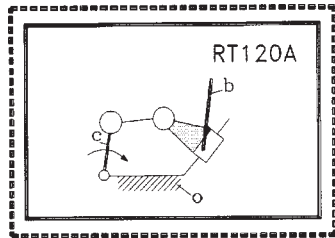


Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



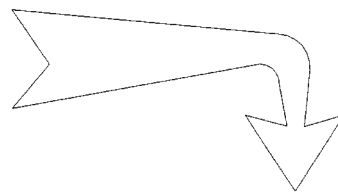
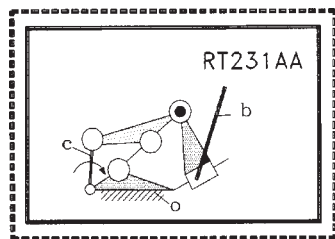
Schematy kinematyczne

<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jako można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



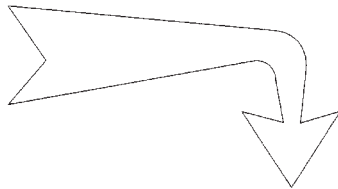
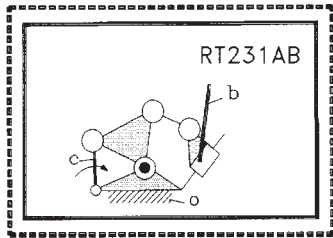
Schematy kinematyczne

<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jako można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

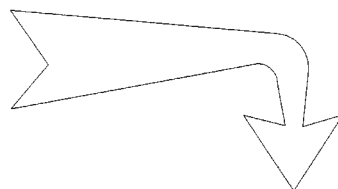
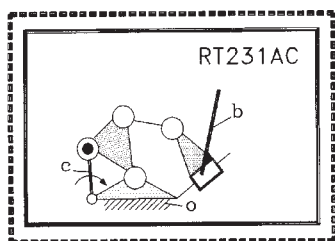


Schematy kinematyczne

<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

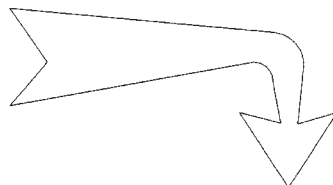
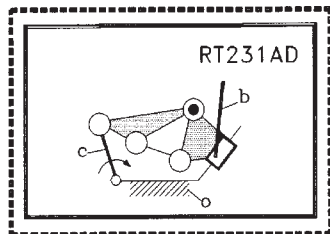


Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

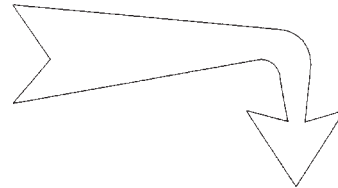
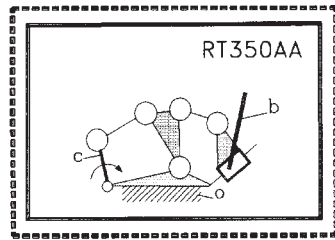


Schematy kinematyczne

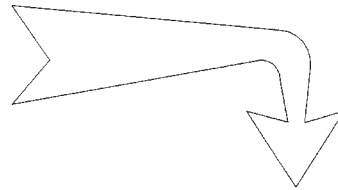
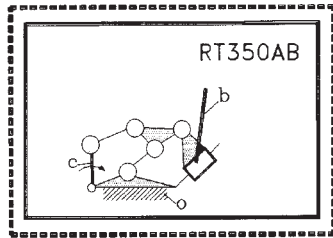
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



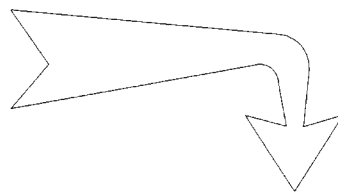
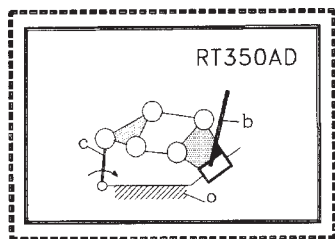
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jako można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

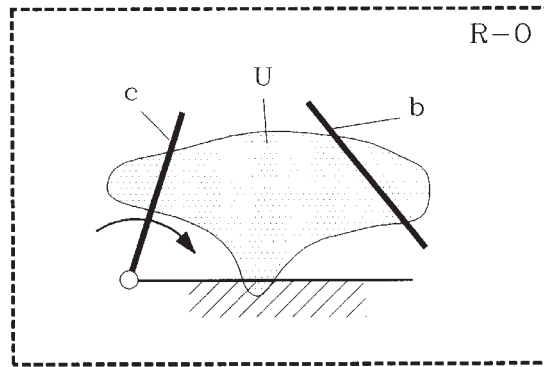


Schematy kinematyczne

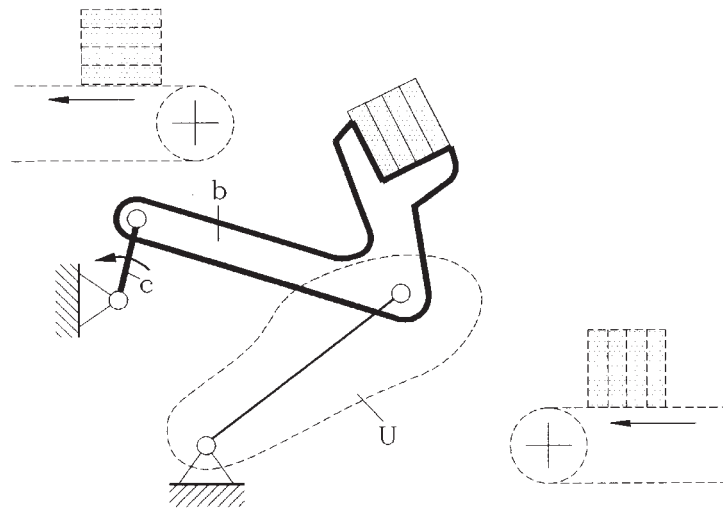
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

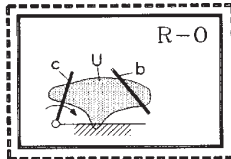
M E C H A N I Z M Y R-O

SCHEMAT IDEOWY

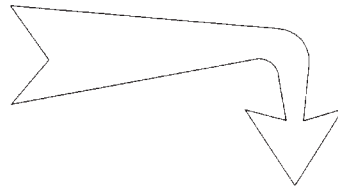
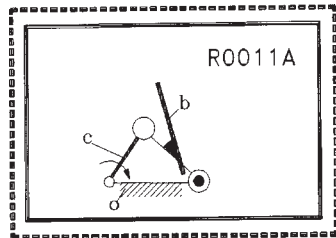


PRZYKŁAD TECHNICZNY

*Mechanizm podajnika układu transportowego*

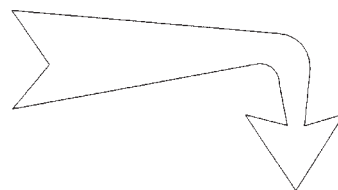
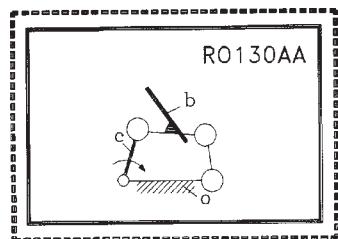


Łancuch U	Schematy podstawowe mechanizmów			
RO011A 	A 	U W A G A: Prezentowany zbiór schematów podstawowych otrzymano przy założeniu, że liczba k członów łańcucha pośredniczącego U oraz liczba p_2 par kinematycznych II kl tego łańcucha spełniają warunki: $1 \leq k \leq 2$, $p_2 < 1$		
RO130A 	A 	B 	C 	D
RO241A 	A 	B 	C 	D*
RO241B 	A 	B 	E* 	F*
RO241C 	A 	B 		
RO241D 	A 	B 	C 	D
	E 	F 	G 	H
RO241E 	A 	B 	C 	D
RO241F 	A 	B 	C 	D*

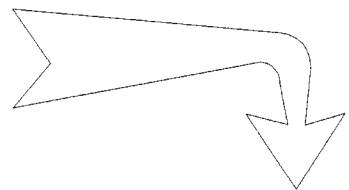
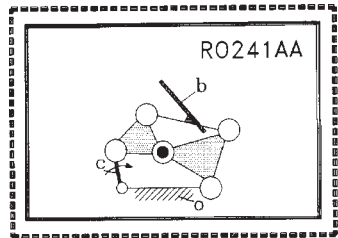


Schematy kinematyczne

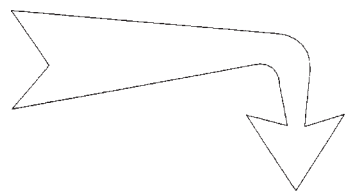
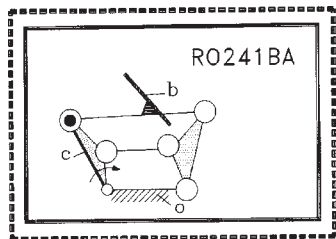
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jako można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



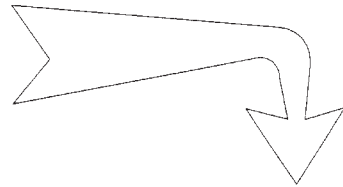
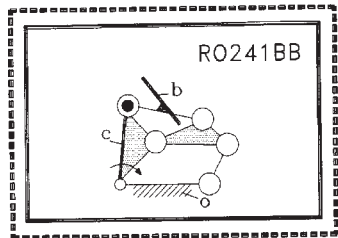
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



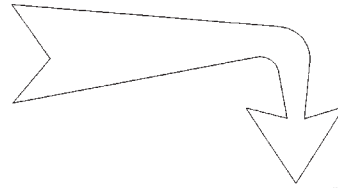
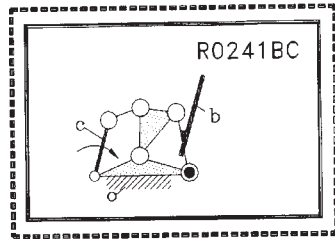
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



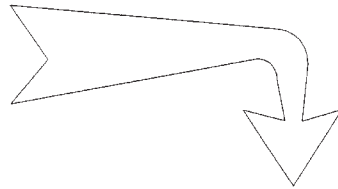
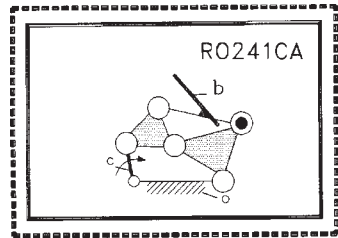
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

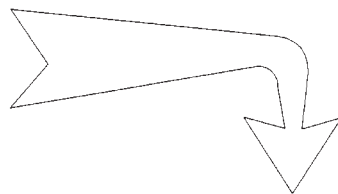
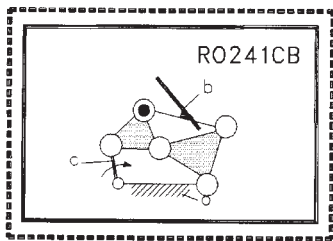


Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

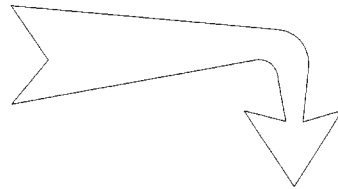
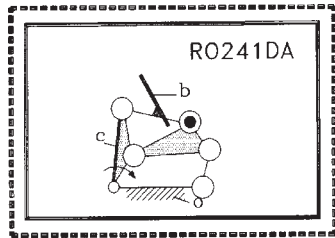


Schematy kinematyczne

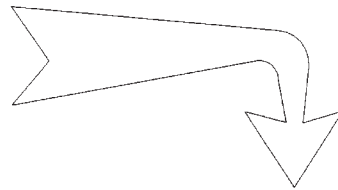
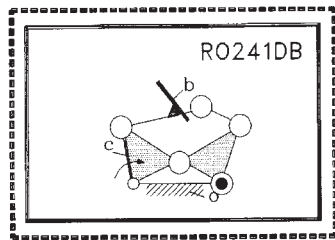
<p style="text-align: right;">A</p>	<p style="text-align: right;">B</p>	<p style="text-align: right;">C</p>	<p style="text-align: right;">D</p>
<p style="text-align: right;">E</p>	<p style="text-align: right;">F</p>	<p style="text-align: right;">G</p>	<p style="text-align: right;">H</p>
<p style="text-align: right;">I</p>	<p style="text-align: right;">J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



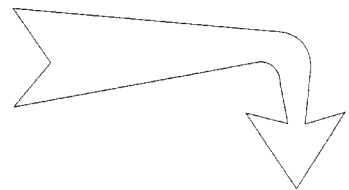
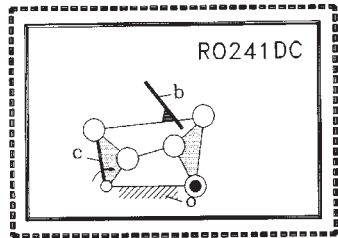
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jako można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



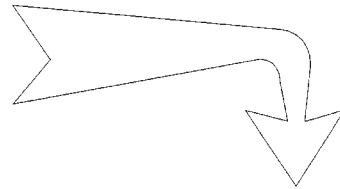
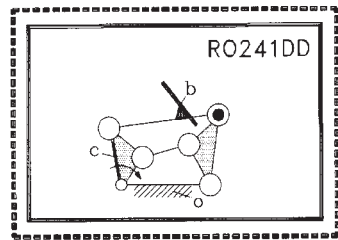
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



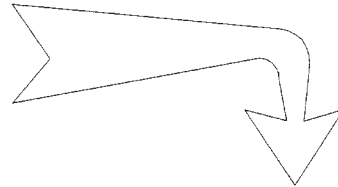
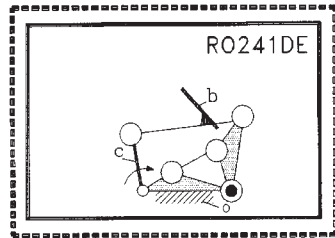
Schematy kinematyczne			
<p>A</p> <p>Kinematic scheme A: Similar to the basic scheme, but with a roller between the slider block and the lever arm. The roller is in contact with both the slider and the lever.</p>	<p>B</p> <p>Kinematic scheme B: Similar to the basic scheme, but with a roller on the lever arm that is in contact with the ground.</p>	<p>C</p> <p>Kinematic scheme C: Similar to the basic scheme, but with a roller on the slider block that is in contact with the ground.</p>	<p>D</p> <p>Kinematic scheme D: Similar to the basic scheme, but with a roller on the lever arm and a roller on the slider block, both in contact with the ground.</p>
<p>E</p> <p>Kinematic scheme E: Similar to the basic scheme, but with a roller on the lever arm and a roller on the slider block, both in contact with the ground.</p>	<p>F</p> <p>Kinematic scheme F: Similar to the basic scheme, but with a roller on the lever arm and a roller on the slider block, both in contact with the ground.</p>	<p>G</p> <p>Kinematic scheme G: Similar to the basic scheme, but with a roller on the lever arm and a roller on the slider block, both in contact with the ground.</p>	<p>H</p> <p>Kinematic scheme H: Similar to the basic scheme, but with a roller on the lever arm and a roller on the slider block, both in contact with the ground.</p>
<p>I</p> <p>Kinematic scheme I: Similar to the basic scheme, but with a roller on the lever arm and a roller on the slider block, both in contact with the ground.</p>	<p>J</p> <p>Kinematic scheme J: Similar to the basic scheme, but with a roller on the lever arm and a roller on the slider block, both in contact with the ground.</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jako można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



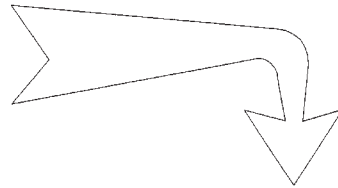
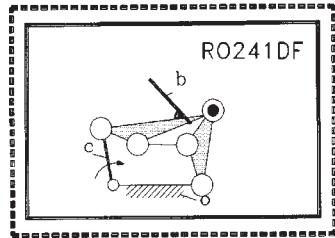
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



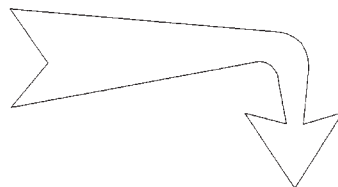
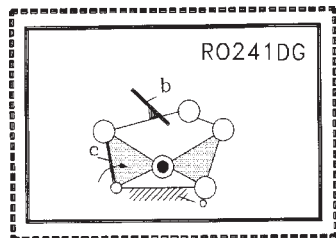
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



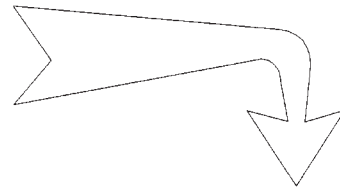
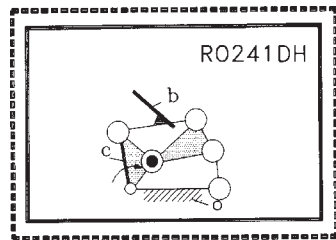
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



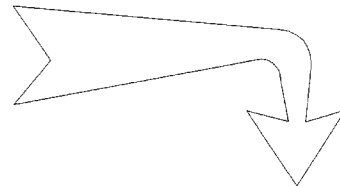
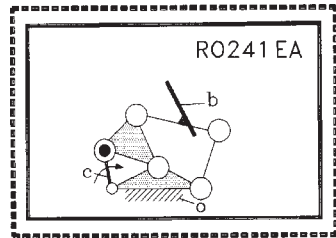
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

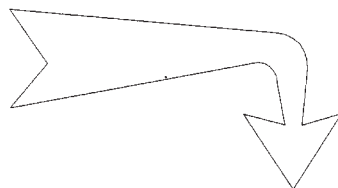
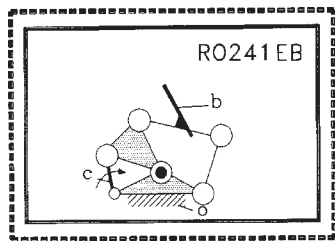


Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

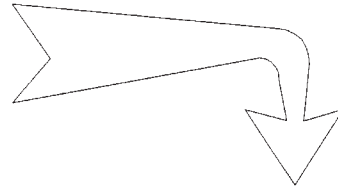
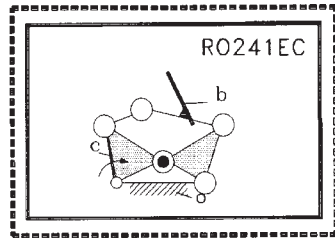


Schematy kinematyczne

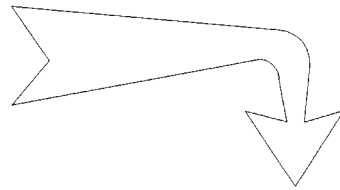
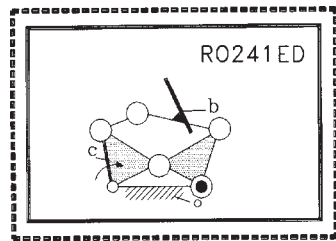
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jako można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



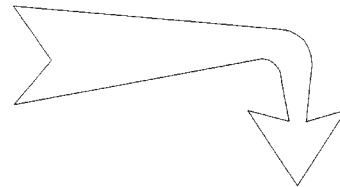
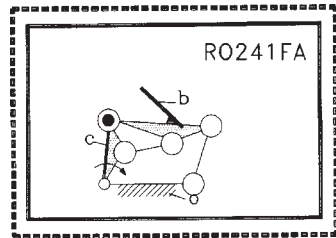
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

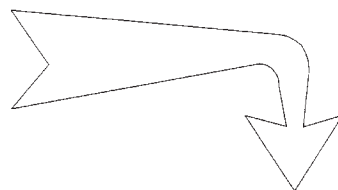
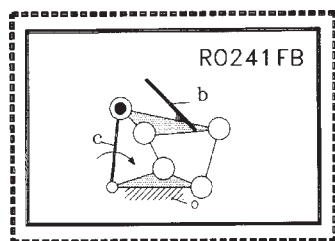


Schematy kinematyczne			
A	B	C	D
E	F	G	H
I	J	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



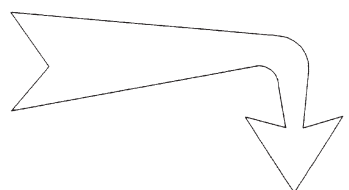
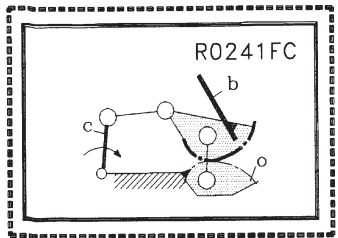
Schematy kinematyczne

<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



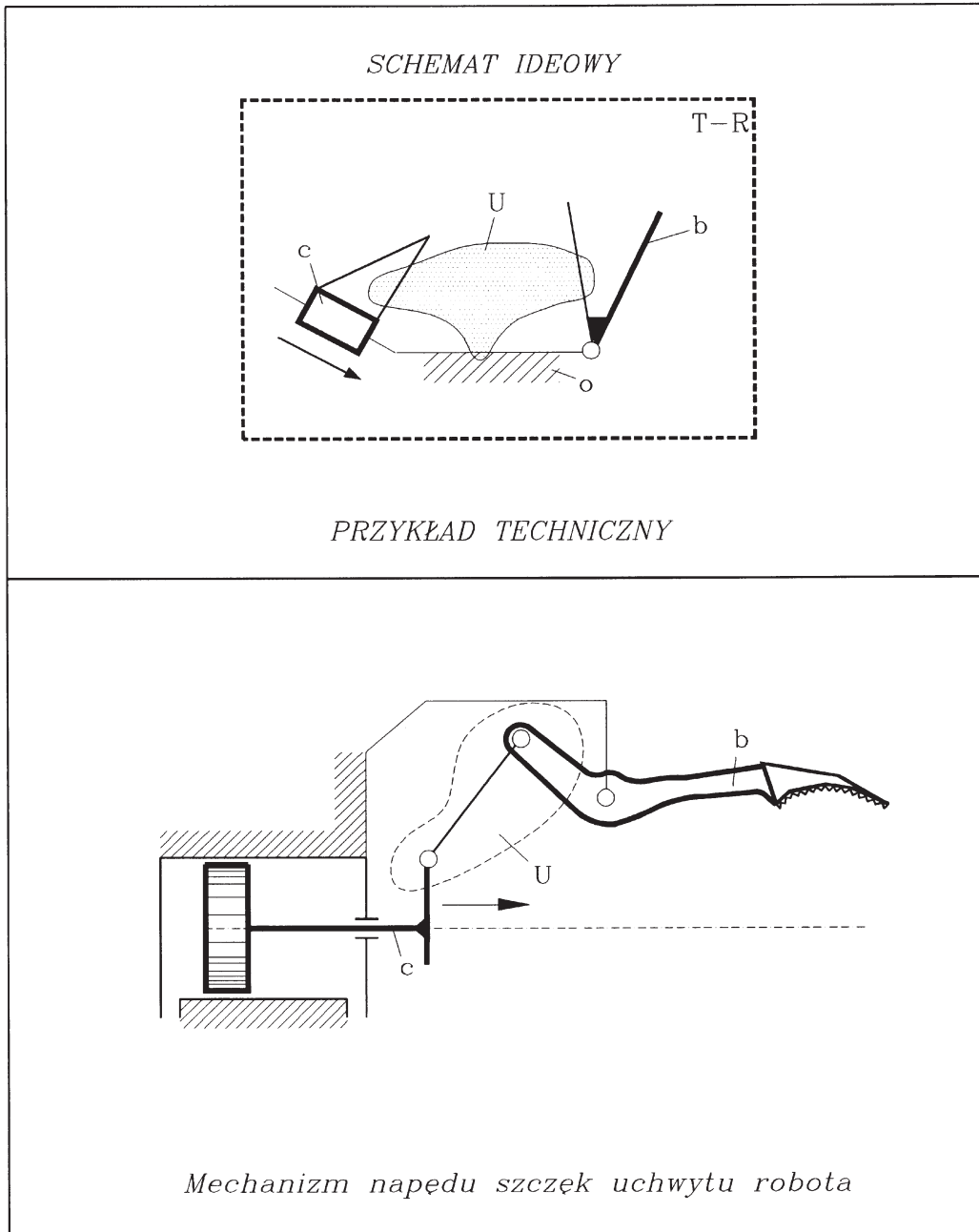
Schematy kinematyczne

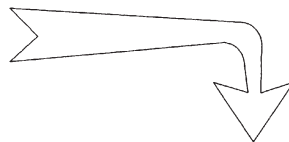
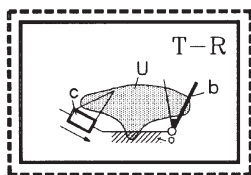
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jako można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	


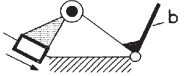

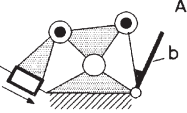
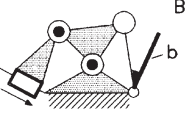
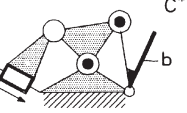
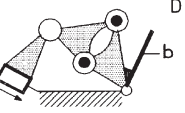

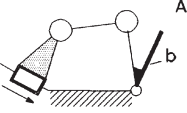
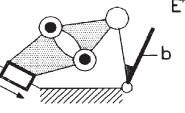

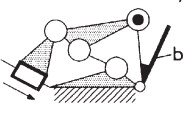
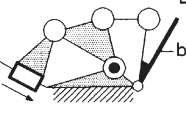
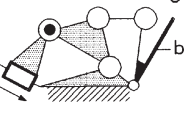
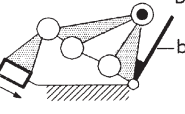
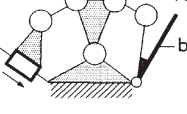
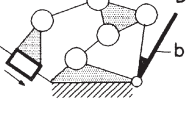
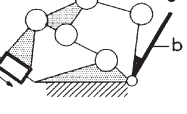
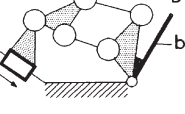

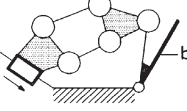





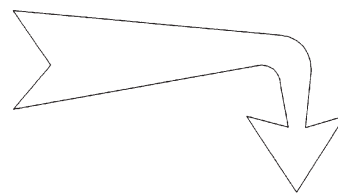
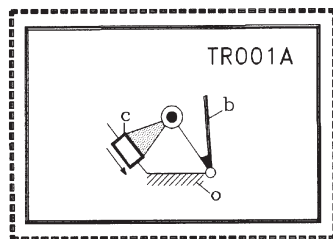
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

M E C H A N I Z M Y T-R

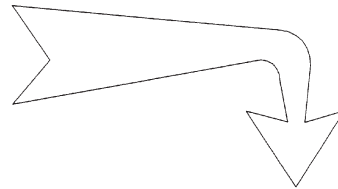
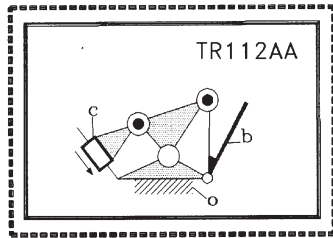




Łańcuch U	Schematy podstawowe mechanizmów			
TR001A 	A  U W A G A: Prezentowany zbiór schematów podstawowych otrzymano przy założeniu, że liczba k członów łańcucha pośredniczącego U oraz liczba p_2 par kinematycznych II kl. tego łańcucha spełniają warunki: $0 \leq k \leq 3$; $p_2 \leq 1$ dla $k=2,3$, $p_2 \leq 2$ dla $k=0,1$			
TR112A 	A 	B 	C* 	D 
TR120A 	A 			E* 
TR231A 	A 	B 	C 	D 
	E* 	F* 	G* 	H* 
TR350A 	A 	B 	C* 	D 
	E* 			

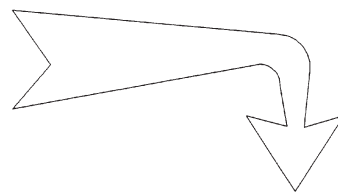
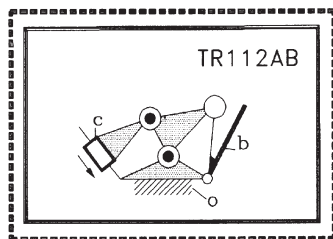


Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

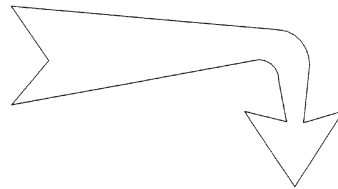
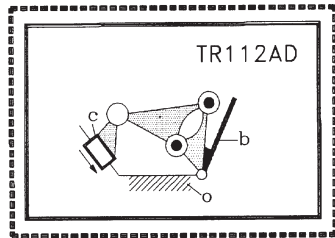


Schematy kinematyczne

<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jako można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

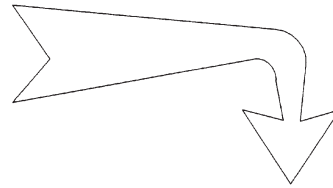
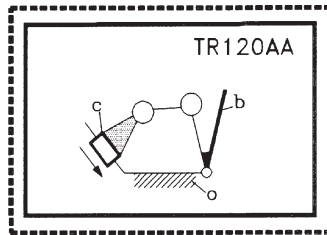


Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



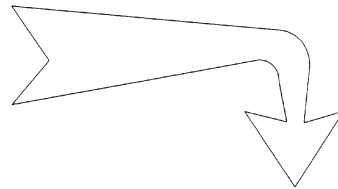
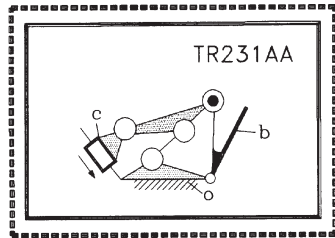
Schematy kinematyczne

<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



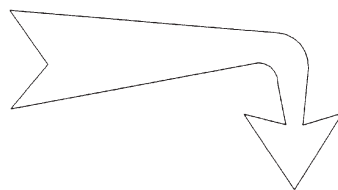
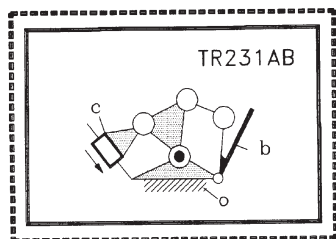
Schematy kinematyczne

<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



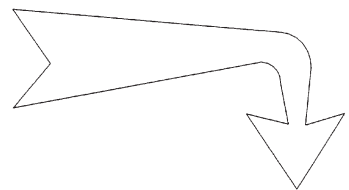
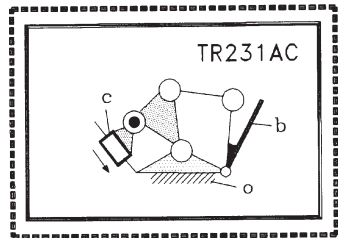
Schematy kinematyczne

<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



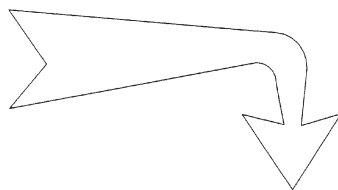
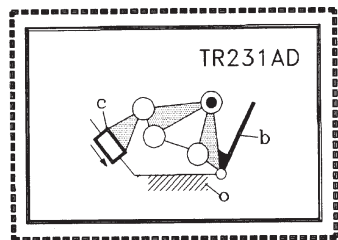
Schematy kinematyczne

<p>A</p> <p>A kinematic scheme showing a mechanism with a frame, a pivot, and links 'c' and 'b'. Link 'c' is connected to the pivot, and link 'b' is connected to the ground. A curved arrow indicates the direction of motion for link 'c'.</p>	<p>B</p> <p>A kinematic scheme showing a mechanism with a frame, a pivot, and links 'c' and 'b'. Link 'c' is connected to the pivot, and link 'b' is connected to the ground. A curved arrow indicates the direction of motion for link 'c'.</p>	<p>C</p> <p>A kinematic scheme showing a mechanism with a frame, a pivot, and links 'c' and 'b'. Link 'c' is connected to the pivot, and link 'b' is connected to the ground. A curved arrow indicates the direction of motion for link 'c'.</p>	<p>D</p> <p>A kinematic scheme showing a mechanism with a frame, a pivot, and links 'c' and 'b'. Link 'c' is connected to the pivot, and link 'b' is connected to the ground. A curved arrow indicates the direction of motion for link 'c'.</p>
<p>E</p> <p>A kinematic scheme showing a mechanism with a frame, a pivot, and links 'c' and 'b'. Link 'c' is connected to the pivot, and link 'b' is connected to the ground. A curved arrow indicates the direction of motion for link 'c'.</p>	<p>F</p> <p>A kinematic scheme showing a mechanism with a frame, a pivot, and links 'c' and 'b'. Link 'c' is connected to the pivot, and link 'b' is connected to the ground. A curved arrow indicates the direction of motion for link 'c'.</p>	<p>G</p> <p>A kinematic scheme showing a mechanism with a frame, a pivot, and links 'c' and 'b'. Link 'c' is connected to the pivot, and link 'b' is connected to the ground. A curved arrow indicates the direction of motion for link 'c'.</p>	<p>H</p> <p>A kinematic scheme showing a mechanism with a frame, a pivot, and links 'c' and 'b'. Link 'c' is connected to the pivot, and link 'b' is connected to the ground. A curved arrow indicates the direction of motion for link 'c'.</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

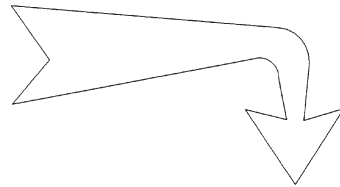
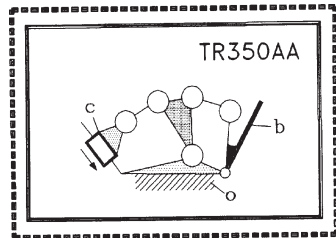


Schematy kinematyczne

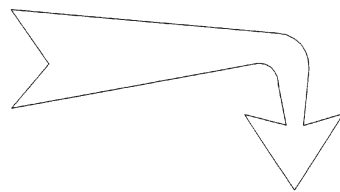
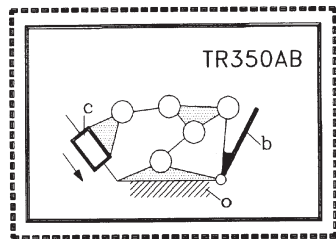
<p style="text-align: right;">A</p>	<p style="text-align: right;">B</p>	<p style="text-align: right;">C</p>	<p style="text-align: right;">D</p>
<p style="text-align: right;">E</p>	<p style="text-align: right;">F</p>	<p style="text-align: right;">G</p>	<p style="text-align: right;">H</p>
<p style="text-align: right;">I</p>	<p style="text-align: right;">J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

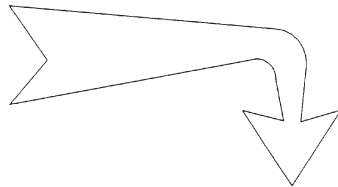
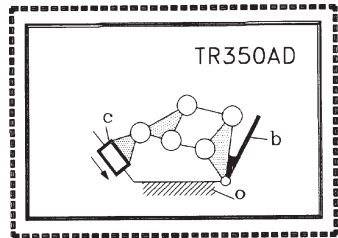


Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



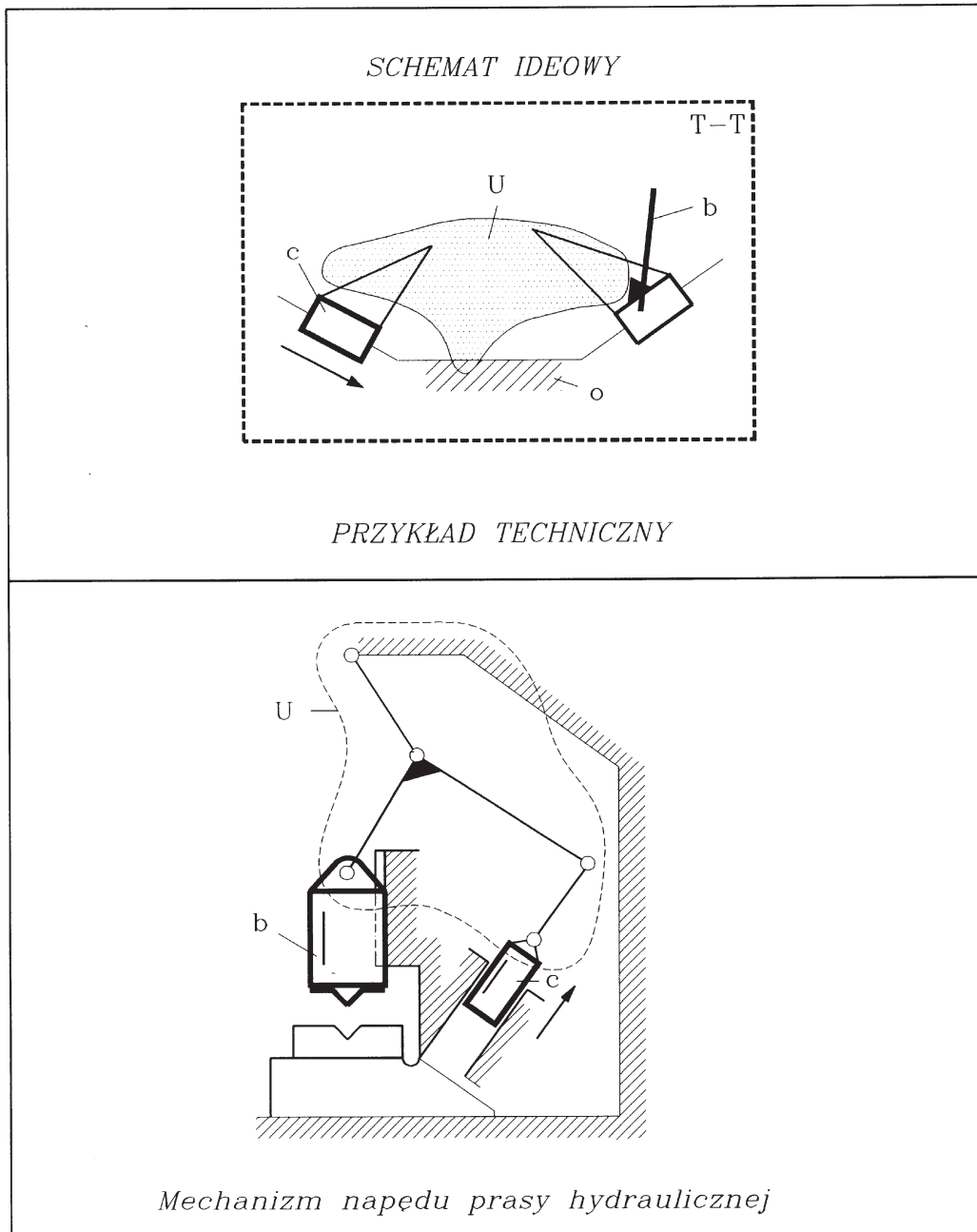
Schematy kinematyczne

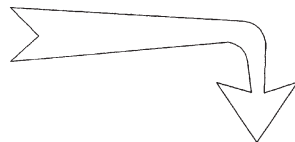
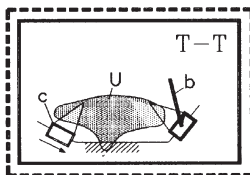
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



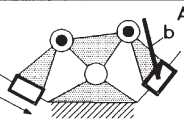
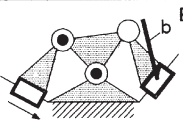
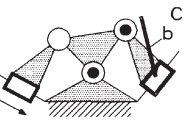
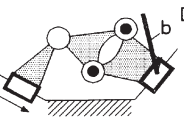

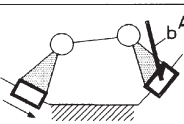
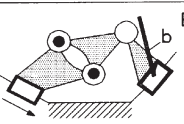

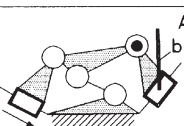
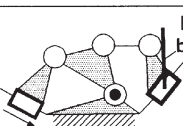
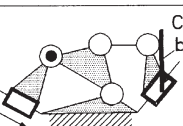
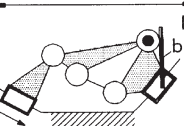
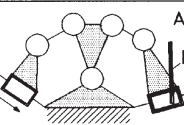
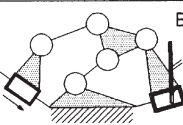
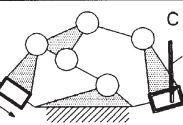
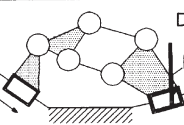

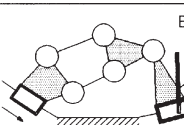
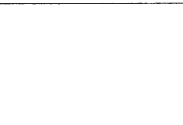





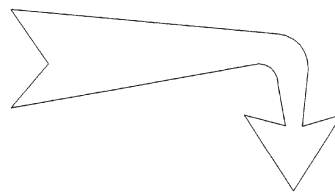
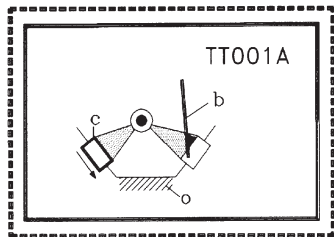
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

M E C H A N I Z M Y T-T



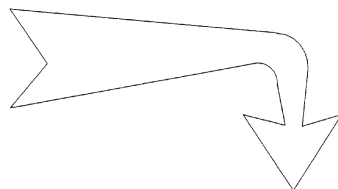
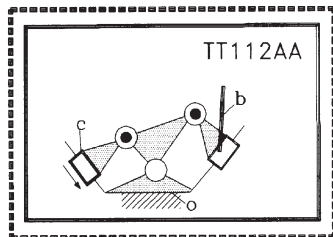


Łańcuch U	Schematy podstawowe mechanizmów			
TT001A 	U W A G A: Prezentowany zbiór schematów podstawowych otrzymano przy założeniu, że liczba k członów łańcucha pośredniczącego U oraz liczba p_2 par kinematycznych II kl. tego łańcucha spełniają warunki: $0 \leq k \leq 3$; $p_2 \leq 1$ dla $k=2,3$, $p_2 \leq 2$ dla $k=0,1$			
TT112A 				
TT120A 				
TT231A 				
				
TT350A 				
				



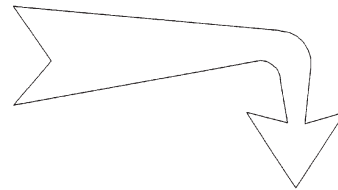
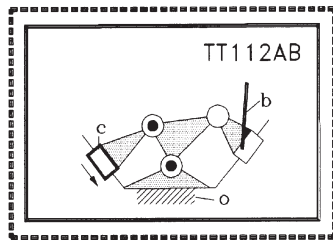
Schematy kinematyczne

Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



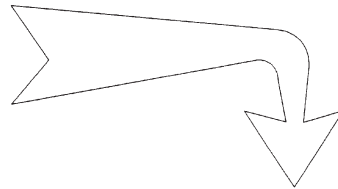
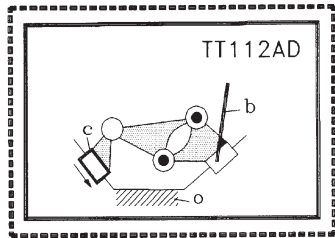
Schematy kinematyczne

A	B	C	D
E	F	G	H
I	J	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



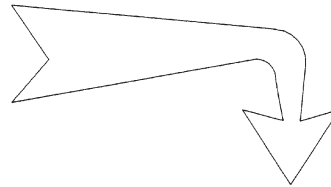
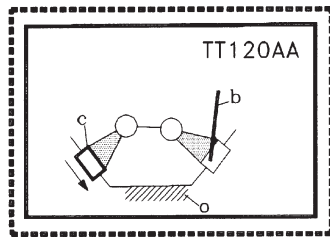
Schematy kinematyczne

<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jako można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



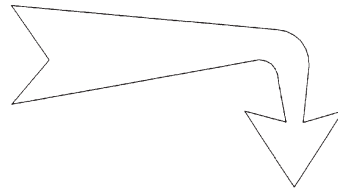
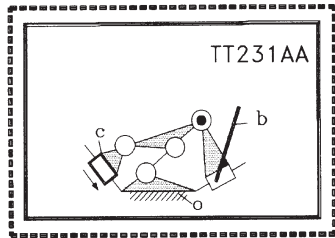
Schematy kinematyczne

<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

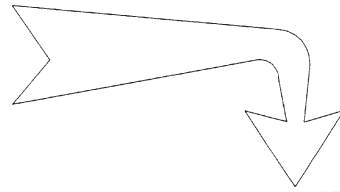
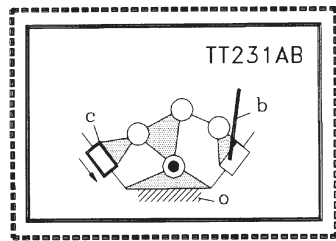


Schematy kinematyczne

<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

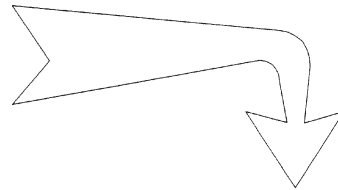
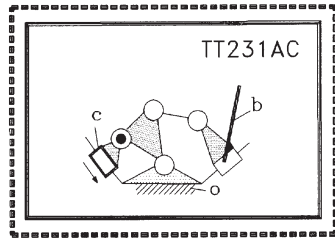


Schematy kinematyczne			
A 	B 	C 	D
E 	F 	G 	H
I 	J 	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

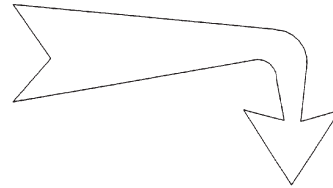
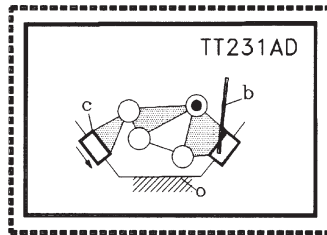


Schematy kinematyczne

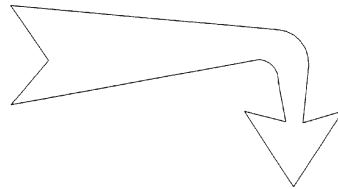
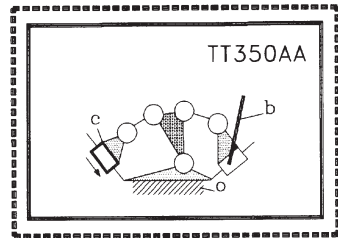
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



Schematy kinematyczne			
A 	B 	C 	D
E 	F 	G 	H
I 	J 	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

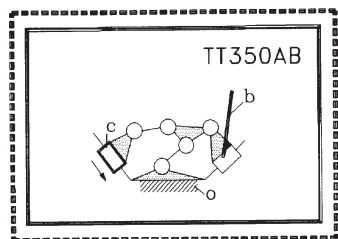


Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



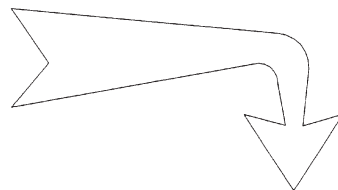
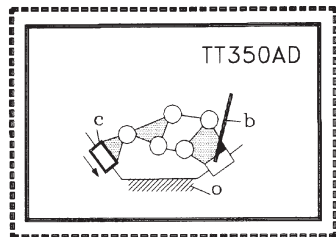
Schematy kinematyczne

<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jako można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



Schematy kinematyczne

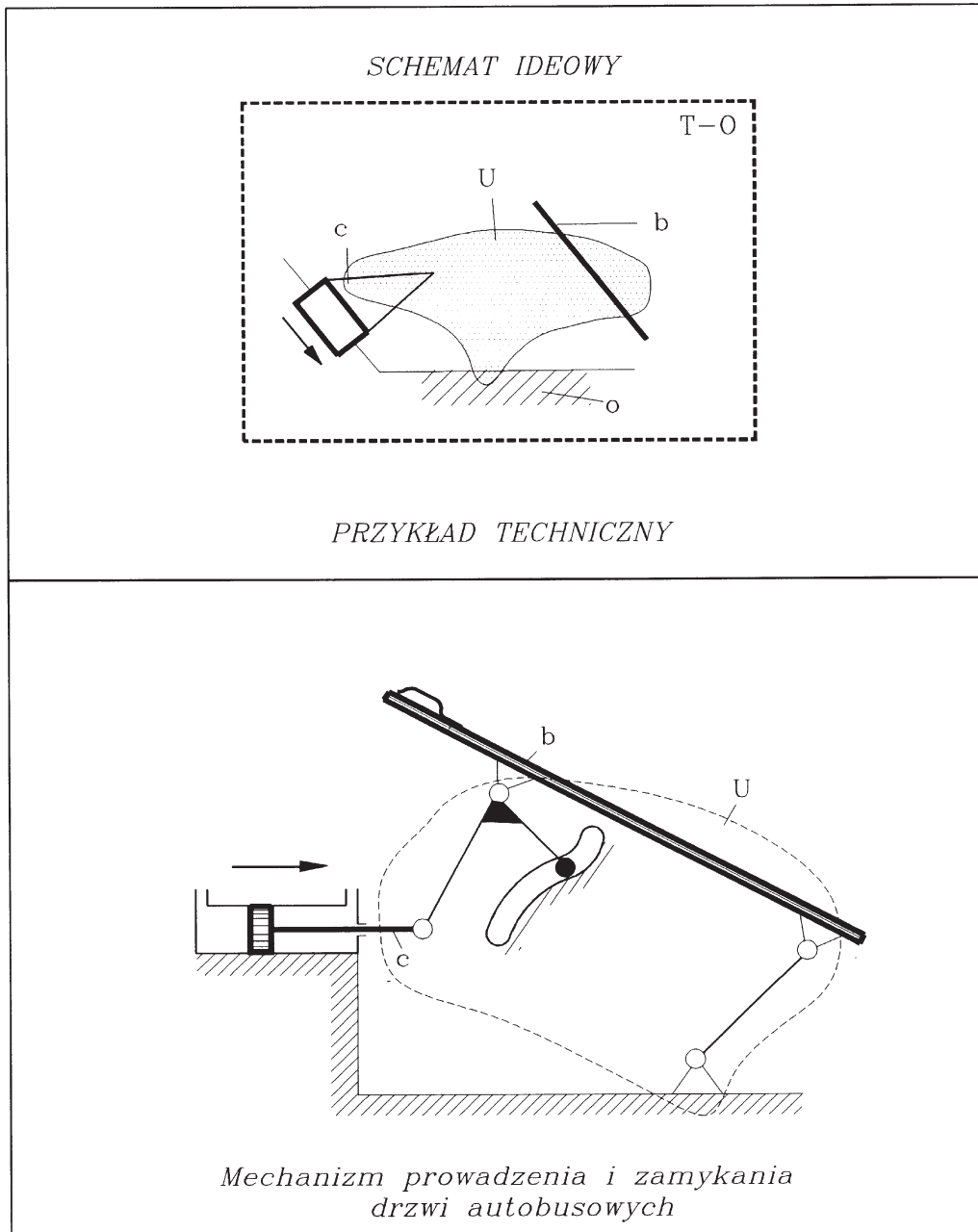
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

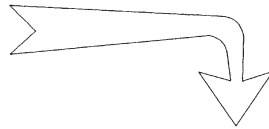
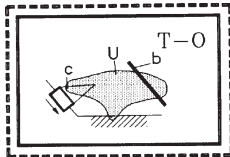



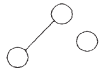




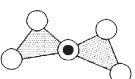




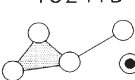
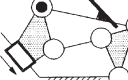
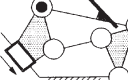
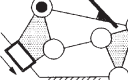
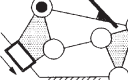
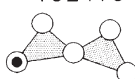








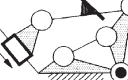
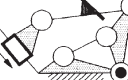
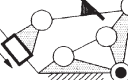
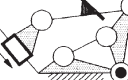
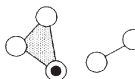
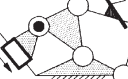
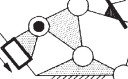
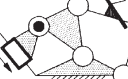
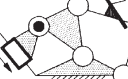
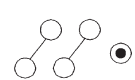
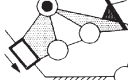
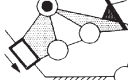
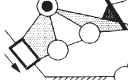
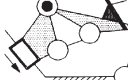
Schematy kinematyczne

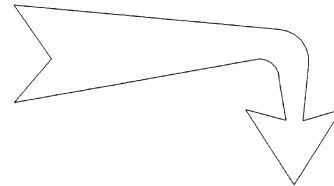
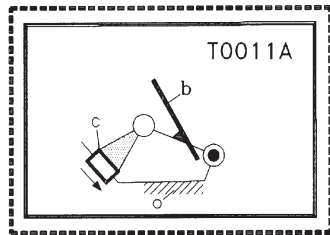
A	B	C	D
E	F	G	H
I	J	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jako można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

M E C H A N I Z M Y T-O

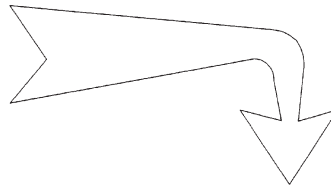
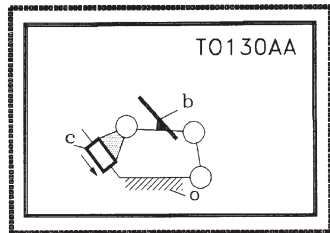




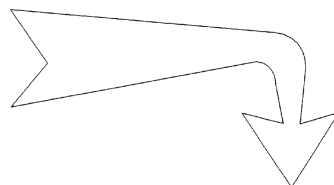
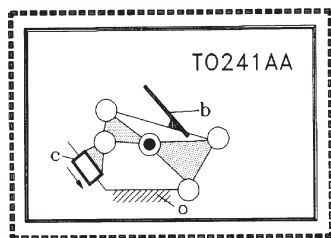
Łącuch U	Schematy podstawowe mechanizmów			
TO011A 	A U W A G A: Prezentowany zbiór schematów podstawowych otrzymano przy założeniu, że liczba k członów łańcucha pośredniczącego U oraz liczba p_2 par kinematycznych II kl tego łańcucha spełniają warunki: $1 \leq k \leq 2$, $p_2 \leq 1$			
TO130A 	A 	B 	C 	D 
TO241A 	A 	B 	C 	D* 
TO241B 	A 	B 	E* 	F* 
TO241C 	A 	B* 		
TO241D 	A 	B* 	C 	D* 
TO241E 	E 	F 	G* 	H* 
TO241F 	A* 	B 	C 	D* 
TO241F 	A 	B* 	C* 	D* 



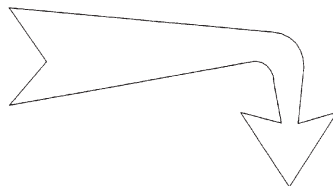
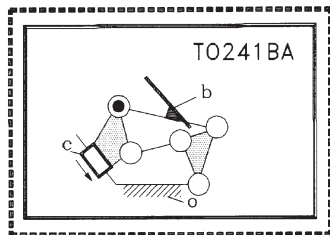
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



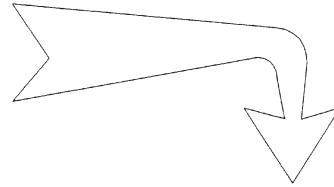
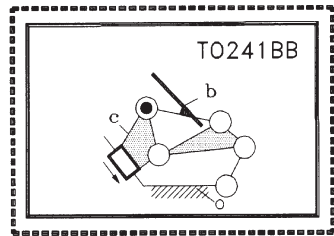
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



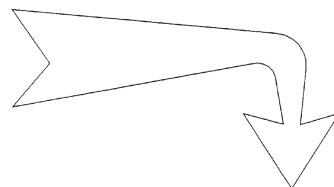
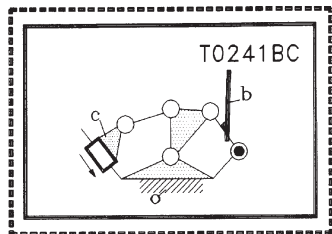
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



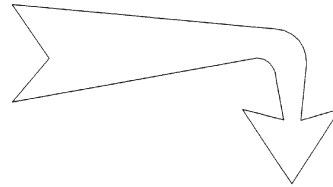
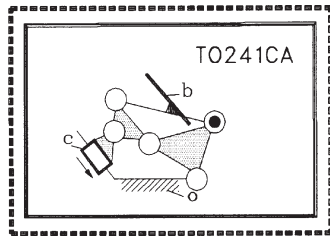
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



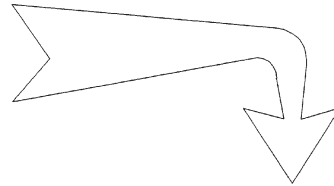
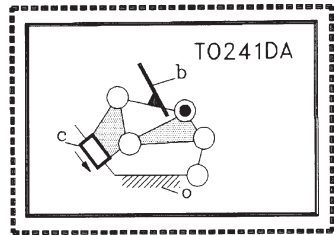
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



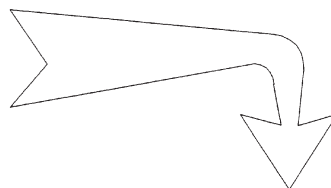
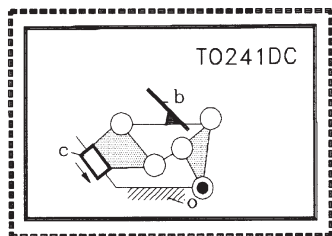
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



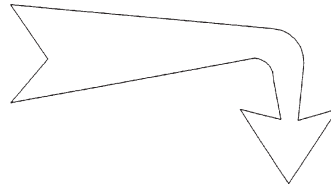
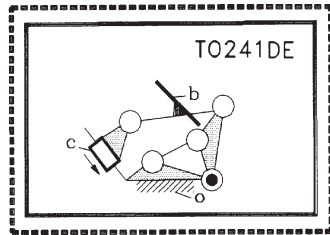
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



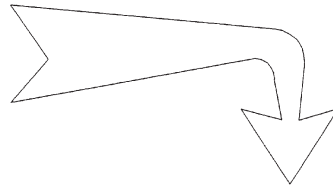
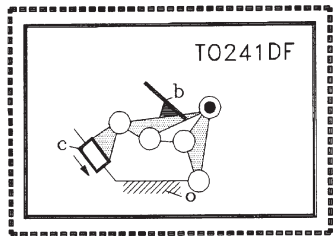
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



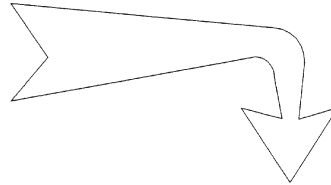
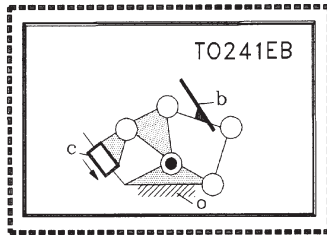
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



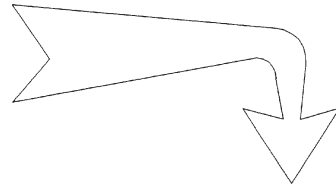
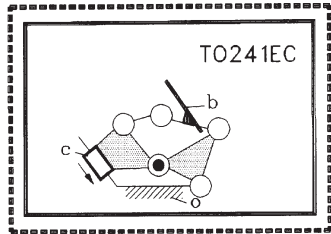
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



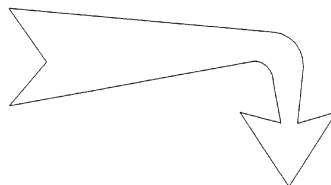
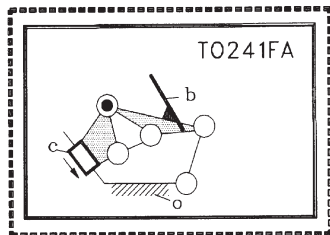
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jako można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

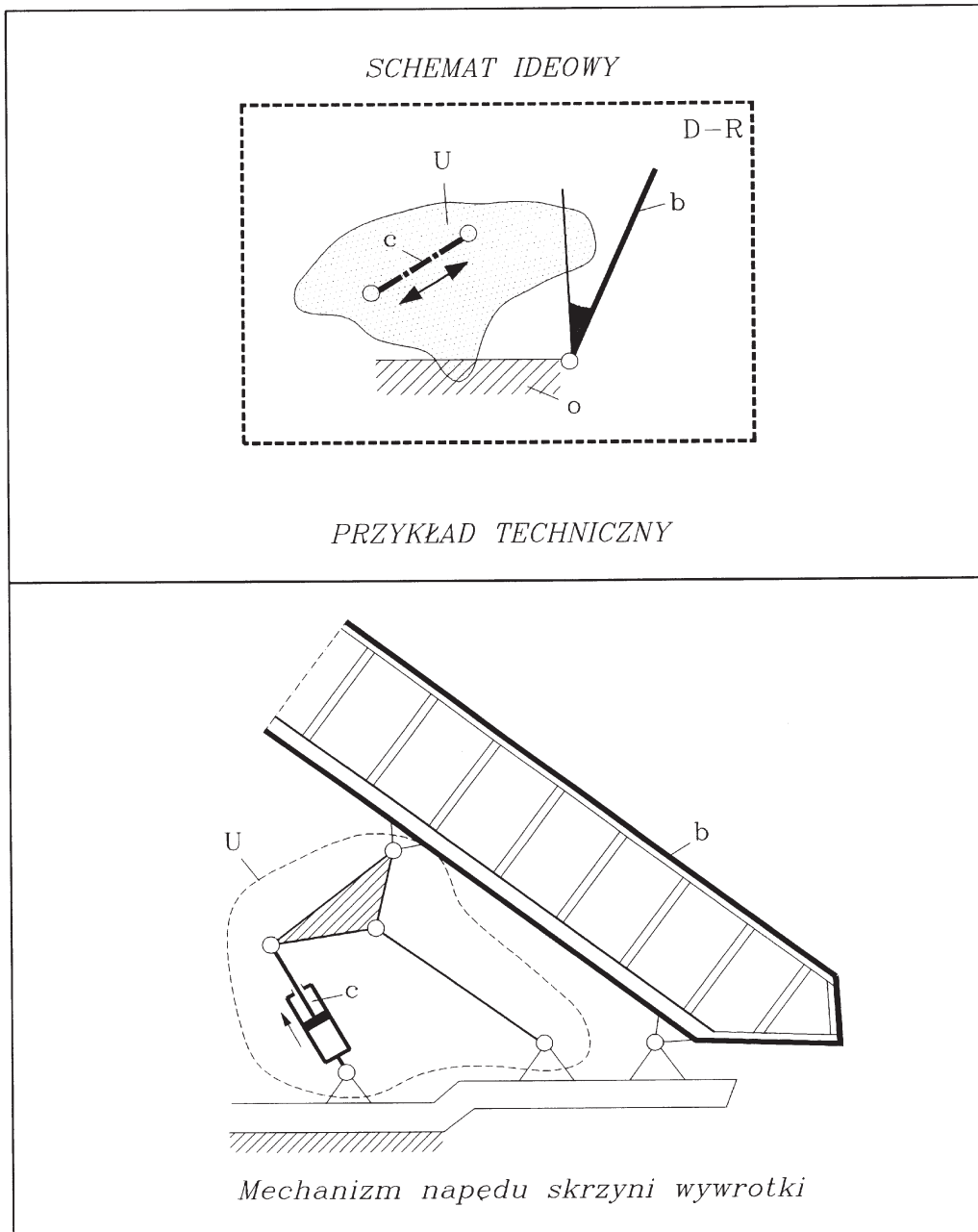


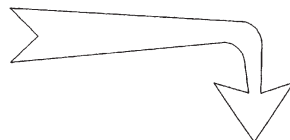
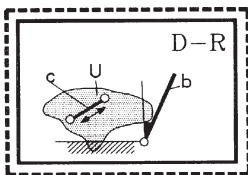
Schematy kinematyczne			
<p>A</p> <p>Kinematic scheme A: Similar to the basic diagram, but with a spring connecting the slider block to the lever arm.</p>	<p>B</p> <p>Kinematic scheme B: Similar to the basic diagram, but with a spring connecting the slider block to the lever arm and a pivot point between the slider block and the lever arm.</p>	<p>C</p> <p>Kinematic scheme C: Similar to the basic diagram, but with a spring connecting the slider block to the lever arm and a pivot point between the slider block and the lever arm.</p>	<p>D</p> <p>Kinematic scheme D: Similar to the basic diagram, but with a spring connecting the slider block to the lever arm and a pivot point between the slider block and the lever arm.</p>
<p>E</p> <p>Kinematic scheme E: Similar to the basic diagram, but with a spring connecting the slider block to the lever arm and a pivot point between the slider block and the lever arm.</p>	<p>F</p> <p>Kinematic scheme F: Similar to the basic diagram, but with a spring connecting the slider block to the lever arm and a pivot point between the slider block and the lever arm.</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	


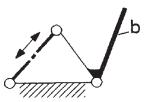

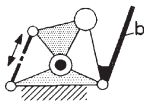
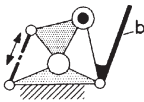
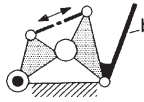
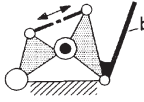


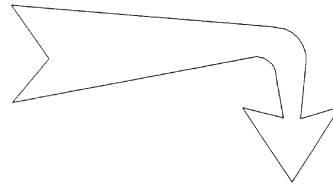
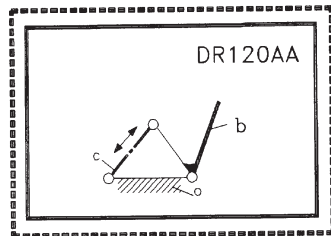
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

M E C H A N I Z M Y D-R

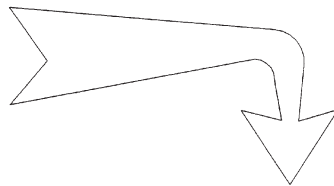
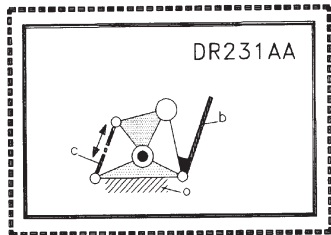




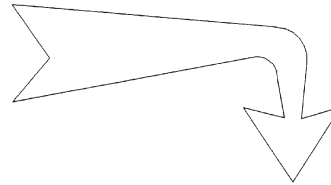
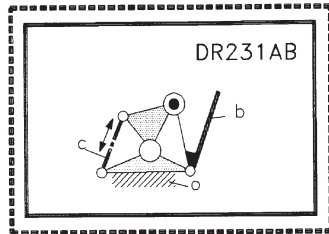
Łańcuch U	Schematy podstawowe mechanizmów			
<p>DR120A</p> 	<p>A  U W A G A: Prezentowany zbiór schematów podstawowych otrzymano przy założeniu, że liczba k członów łańcucha pośredniczącego U oraz liczba p_2 par kinematycznych II kl tego łańcucha spełniają warunki: $1 \leq k \leq 2$; $p_2 \leq 1$</p>			
<p>DR231A</p> 	<p>A </p>	<p>B </p>	<p>C </p>	<p>D </p>



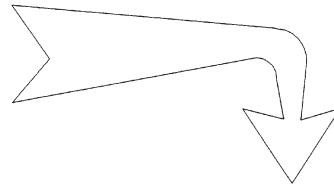
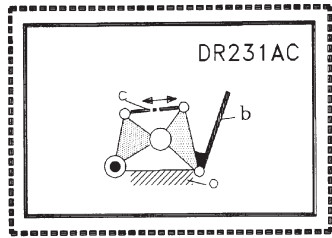
Schematy kinematyczne			
A	B	C	D
E	F	G	H
I	J	<p>U W A G A: Przy tych założeniach jest tylko jedna wersja podstawowa mechanizmu</p>	



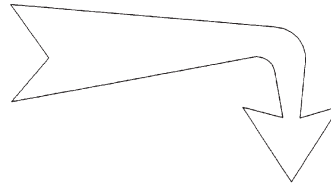
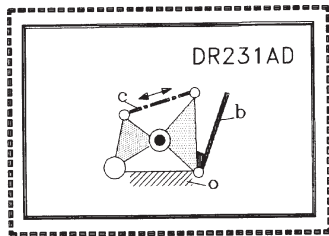
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

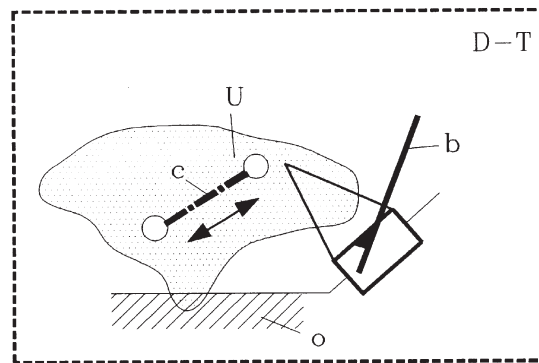


Schematy kinematyczne

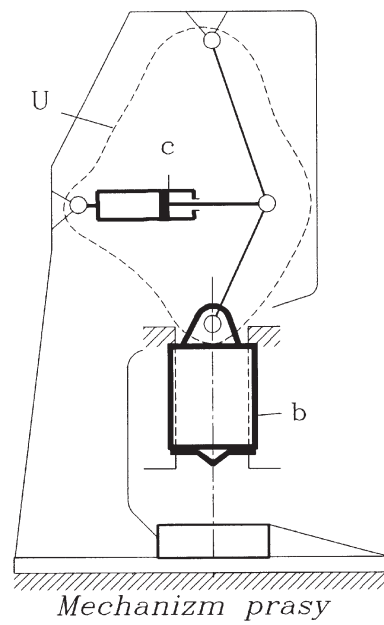
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

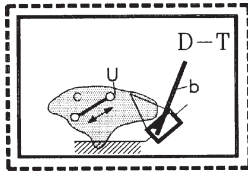
M E C H A N I Z M Y D-T


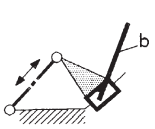

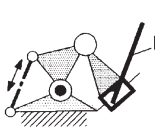
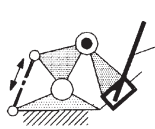
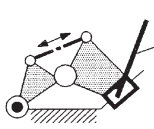
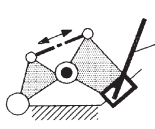
SCHEMAT IDEOWY

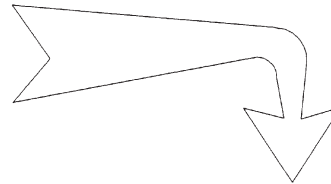
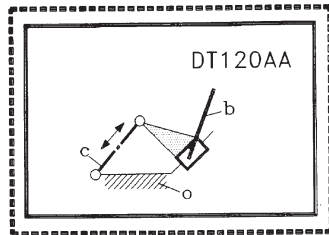


PRZYKŁAD TECHNICZNY

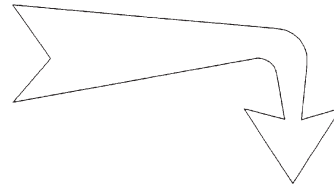
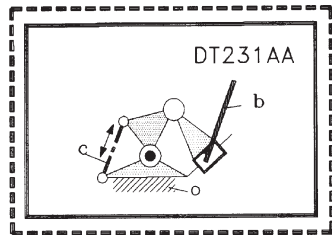




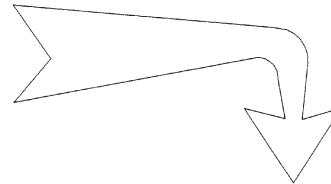
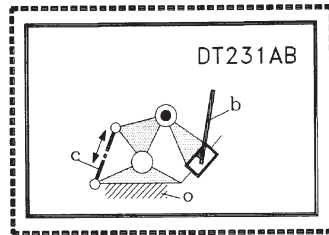
Łącuch U	Schematy podstawowe mechanizmów			
DT120A 	<div style="display: flex; align-items: center;">  <div style="margin-left: 10px;"> <p>U W A G A:Prezentowany zbiór schematów podstawowych otrzymano przy założeniu, że liczba k członów łańcucha pośredniczącego U oraz liczba p_2 par kinematycznych II kl tego łańcucha spełniają warunki: $1 \leq k \leq 2$; $p_2 \leq 1$</p> </div> </div>			
DT231A 				



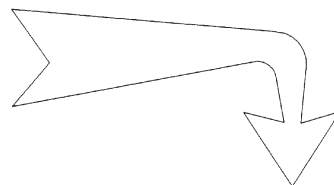
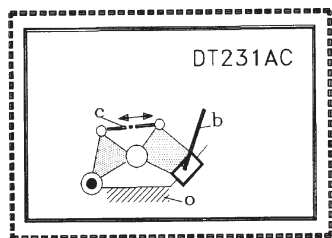
Schematy kinematyczne			
A	B	C	D
E	F	G	H
I	J	<p>U W A G A: Prz takich założeniach występuje tylko jedna wersja układu kinematycznego</p>	



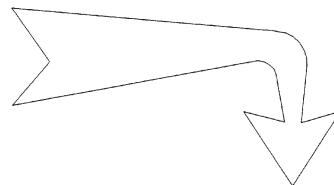
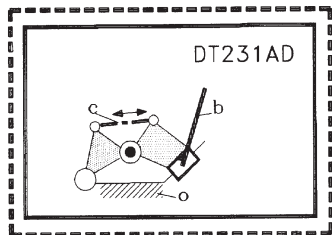
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

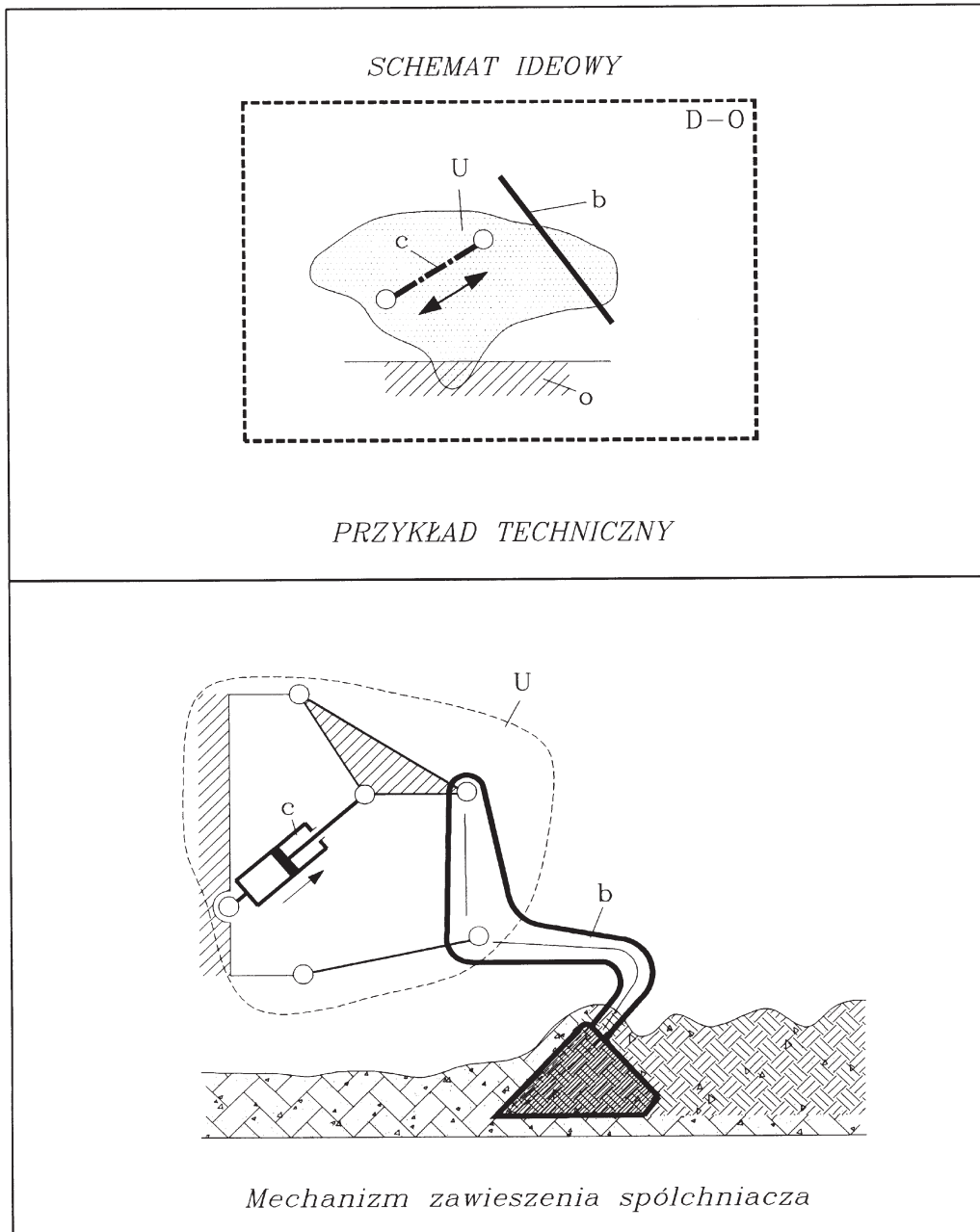


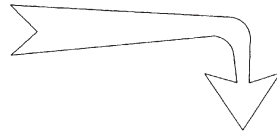
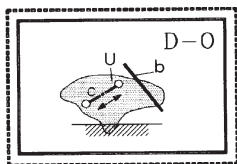
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

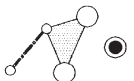

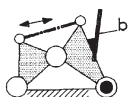
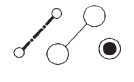
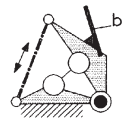
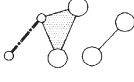
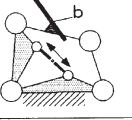
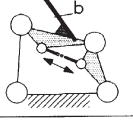
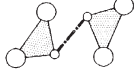
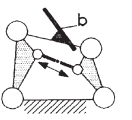
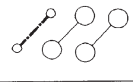
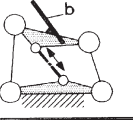


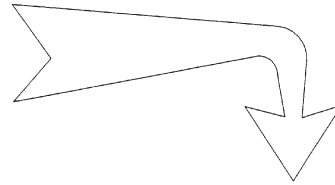
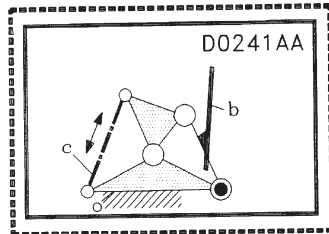
Schematy kinematyczne			
A	B	C	D
E	F	G	H
I	J	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

M E C H A N I Z M Y D-O



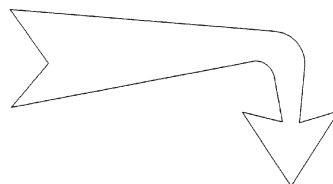
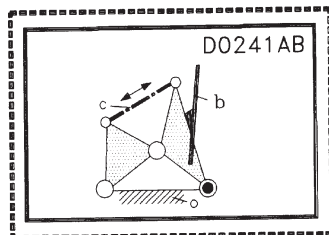


Łańcuch U	Schematy podstawowe mechanizmów		
D0241A 	A 	B 	
D0241B 	A 		
D0360A 	A 	B 	
D0360B 	A 		
D0360C 	A 	U W A G A: Prezentowany zbiór schematów podstawowych otrzymano przy założeniu, że liczba k członów łańcucha pośredniczącego U oraz liczba p_2 par kinematycznych II kl tego łańcucha spełniają warunki: $1 \leq k \leq 2$, $p_2 \leq 1$ przy czym człon bierny b nie tworzy pary z podstawą.	

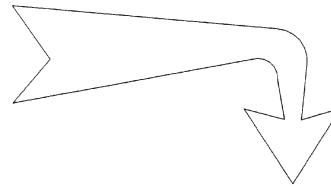
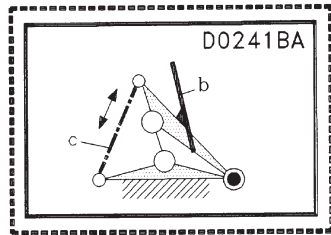


Schematy kinematyczne

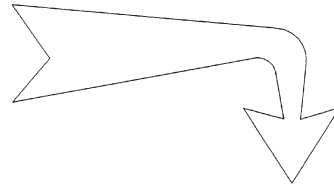
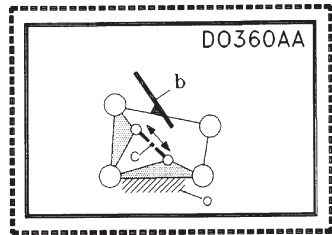
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



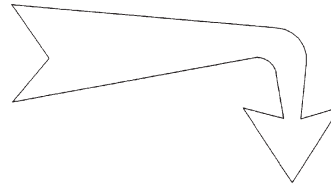
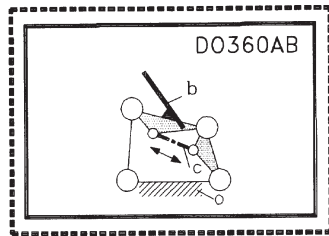
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



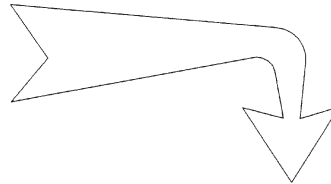
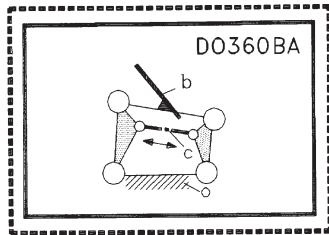
Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

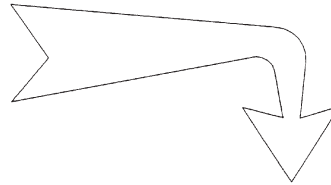
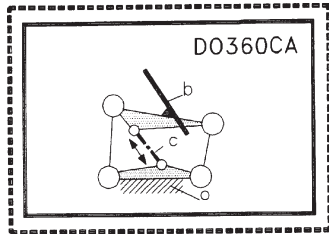


Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



Schematy kinematyczne

<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	



Schematy kinematyczne			
<p>A</p>	<p>B</p>	<p>C</p>	<p>D</p>
<p>E</p>	<p>F</p>	<p>G</p>	<p>H</p>
<p>I</p>	<p>J</p>	<p>U W A G A: W tabeli zestawiono przykłady mechanizmów jakie można otrzymać interpretując rozpatrywany schemat podstawowy</p>	

5. PROBLEMY OCENY I SELEKCJI ROZWIĄZAŃ ALTERNATYWNYCH

Stosując formalne i systematyczne wyczerpywanie lub korzystając z proponowanego KATALOGU możemy zestawić określoną (zwykle dużą) liczbę struktur układów spełniających podstawowe warunki ruchu stawiane projektowanemu układowi. Zestaw taki umożliwi dokonanie wyboru jednego lub kilku rozwiązań, które spełniając z założenia warunki przydatności, są jednocześnie bardziej atrakcyjne pod względem innych walorów techniczno-eksploatacyjnych. Zagadnienie takiego ostatecznego wyboru jest merytorycznie proste, lecz praktycznie ogromnie kłopotliwe ze względu na pracochłonność.

Porównując ze sobą odmienne rozwiązania, należy bowiem uwzględnić kilka różnych aspektów, takich jak ekonomiczny, użytkowy, techniczny itp. Należy przy tym zauważyć, że ocena niektórych aspektów jest możliwa dopiero po wykonaniu pełnego projektu rozpatrywanego układu, a często nawet po jego zrealizowaniu i szczegółowych badaniach. Oznacza to dalej, że w zwykłych przypadkach podczas doboru rozwiązania projektowanego układu należy z góry założyć, że zadanie to zostanie zrealizowane w sposób przybliżony lub inaczej mówiąc, w jakimś stopniu szacunkowy [5], [26].

Nieodzownym elementem w tak rozumianym procesie projektowania jest więc wstępna ocena rozwiązań jeszcze na etapie rozważań i analiz strukturalnych. Wynikiem tych rozważań powinna być redukcja liczby możliwych rozwiązań do kilkunastu czy nawet kilku tych struktur, które będą następnie przedmiotem bliższych i bardziej szczegółowych analiz już na etapie prac projektowych, a nawet po wykonaniu prototypów i ich badań. Podjęmując problem oceny i selekcji struktur, należy rozpocząć od zagadnienia kryteriów.

5.1. Kryteria oceny

Kryteria oceny układów kinematycznych nie są jednolite. W zależności od typu i przeznaczenia układu różny jest na ogół zestaw kryteriów, a przede wszystkim, różna ich kolejność, ranga i preferencje. Niektóre wszakże kryteria o charakterze ogólnotechnicznym powtarzają się stosunkowo często. Jedno z nich zasługuje na szczególne podkreślenie i zawsze powinno być na czele listy. Jest to kryterium

ekonomiczne.

Często będą pojawiać się także kryteria dotyczące:

**niezawodności,
trwałości,
gabarytów,
ciężaru itd.**

Istotne są również względy:

**bezpieczeństwa i higieny,
ekologiczne,
ergonomiczne,
estetyczne itd.**

O ostatecznym wyborze rozwiązania mogą decydować wreszcie:

**aktualny poziom technologii,
środowisko pracy,
stan kultury technicznej obsługi danej maszyny,
ograniczenie patentowe itp.**

Czy wykorzystując tego typu kryteria można dokonać oceny i weryfikacji rozwiązań układu na etapie rozważań strukturalnych i ewentualnie w jakim stopniu można tego dokonać?

Podejmując ten problem należy wyraźnie podkreślić, że na tym etapie rozważań dysponuje się bardzo ograniczonymi informacjami i danymi.

Jak wiadomo strukturę układu określa zwykle:

n – ogólna liczba członów,
 n_m – liczba członów m -węzłowych,
 p – ogólna liczba par kinematycznych,
 p_{ij} – liczba par i -tej klasy i j -tej postaci,
 q – liczba konturów

oraz topologia połączeń.

Nie ma więc jeszcze tak istotnych parametrów, jak wymiary geometryczne, rozkłady mas i sił itd. W tej sytuacji możliwości oceny układów na podstawie ich struktur będą z natury rzeczy ograniczone, a ewentualne wnioski przybliżone.

Pamiętając o tym, rozpatrzono te aspekty oceny układów kinematycznych, które choć szacunkowe, mogą być wykorzystane [12].

5.1.1. Kryterium ekonomiczne

Całkowity koszt K związany z wykonaniem i eksploatacją określonej wersji struktury układu kinematycznego można wyrazić sumą kosztów materiału K_m , szeroko rozumianej robocizny K_r , oraz eksploatacji K_e , czyli:

$$K = K_m + K_r + K_e. \quad (9)$$

Koszt materiałów K_m zależy od jego ilości oraz rodzaju i ceny jednostkowej. Zarówno o ilości, jak i rodzaju materiałów potrzebnych do wykonania układu na etapie

rozważań strukturalnych nie można nic wiążącego powiedzieć. Praktycznie nie sposób więc ustalić wartości składnika K_m .

Przez koszt robocizny K_r oznaczono tu sumę wszystkich nakładów związanych z robocizną bezpośrednią, kosztami ogólnymi, montażem, transportem, likwidacją itd. W sytuacji, gdy nie dysponuje się szczegółową dokumentacją, nie można podjąć żadnych ustaleń ilościowych dotyczących również tych kosztów. Można jedynie odnotować, że na koszty robocizny K_r rzutuje zarówno liczba par kinematycznych, jak i ich klasy i postaci.

Koszt eksploatacji K_e jest funkcją bardzo wielu czynników, których na tym poziomie rozważań nie sposób określić. Można jedynie wskazać na to, że koszt eksploatacji K_e w dużej mierze wiąże się z obsługą połączeń ruchowych członów, ich przeglądem, smarowaniem, wymianą elementów zużytych itd. Można więc z pewnym uproszczeniem uzależnić koszt eksploatacji K_e od liczby, klasy i postaci występujących w rozpatrywanej strukturze par kinematycznych.

Z analizy tej wynika ogólnie, że o całkowitym koszcie K decydują w znacznym stopniu liczba, klasa i postać par kinematycznych. Ilustracją tej tezy może być również tabela 7, w której zestawiono częściej stosowane w praktyce pary i załączono ich cha-

Tabela 7

Rodzaj pary kinematycznej	Charakterystyka
Obrotowa (R)	<ul style="list-style-type: none"> – zwarta budowa, – małe zużycie, – łatwe smarowanie, – możliwość użycia łożyska tocznego, – mały koszt wykonania
Postępowa (T)	<ul style="list-style-type: none"> – znaczne wymiary, – duże zużycie, – uciążliwe smarowanie i ochrona przed zanieczyszczeniem, – duży koszt wykonania
Cylindryczna (RT)	<ul style="list-style-type: none"> – znaczne wymiary, – duże zużycie, – uciążliwe smarowanie i ochrona przed zanieczyszczeniem, – mały koszt wykonania
Kulista ($3R$)	<ul style="list-style-type: none"> – zwarta budowa, – stosunkowo małe zużycie, – łatwe smarowanie, – duży koszt wykonania

rakterystyki jakościowe. Jak wynika z zawartych w tej tablicy ocen na wyróżnienie zasługuje zdecydowanie para obrotowa (R) I klasy.

Tak więc kryterium ekonomiczne na tym etapie rozważań oparło się ilościowej ocenie. Jednak informacje zestawione w tabeli 7 mogą być pomocne podczas wstępnej oceny układu.

5.1.2. Kryterium niezawodności

Dowolny układ kinematyczny racjonalny, tzn. bez więzów biernych, działający poprawnie zgodnie z założeniami, po pewnym czasie eksploatacji przejdzie w stan niesprawności. Najogólniej biorąc można mówić o dwóch tego przyczynach:

- a) uszkodzenie członu – pęknięcie, zerwanie, złamanie, odkształcenie itd.
- b) uszkodzenie ruchomego połączenia – awaryjne uszkodzenie elementów par, zużycie elementów par ponad dopuszczalną normę, zatarcie itd.

Biorąc pod uwagę fakt, że każda z przyczyn oddzielnie przesądza jednoznacznie o niesprawności układu oraz przyjmując, że zjawiska poszczególnych awarii są niezależne podczas badań jego niezawodności, możemy się posłużyć modelem szeregowym. W konsekwencji tego założenia niezawodność układu kinematycznego (prawdopodobieństwo niezajścia stanu awarii) możemy wyrazić w postaci iloczynu współczynników niezawodności poszczególnych ogniw.

Jeżeli przez s_{ck} oznaczyć współczynnik niezawodności k -tego członu, przez s_{pl} zaś współczynnik niezawodności l -tej pary, to niezawodność N całego układu możemy wyrazić zależnością:

$$N = \prod_{k=1}^{k=n} s_{ck} \prod_{l=1}^{l=p} s_{pl}.$$

Jak widać z podanej zależności ocena niezawodności N badanego układu jest w pełni możliwa pod warunkiem znajomości poszczególnych współczynników niezawodności. Oczywiście, wartości tych współczynników można ustalić jedynie na drodze obserwacji i badań statystycznych układów o podobnych cechach i pracujących w porównywalnych warunkach.

5.1.3. Kryterium mocy krążącej

Zjawisko mocy krążącej wykorzystuje się z pożytkiem tylko w pewnych specyficznych urządzeniach, np. w niektórych stanowiskach do badania tarcia i zużycia. W ogólnym przypadku, zwłaszcza w mocno obciążonych układach przeniesienia mocy, występowanie mocy krążącej jest ze wszech miar niekorzystne i należy go unikać. Powoduje ono występowanie w parach i członach zwiększonych (często znacznie) sił oddziaływania, co w konsekwencji prowadzi m. in. do:

- zwiększenia zużycia elementów par,
- zmniejszenia sprawności mechanicznej,

– konieczności rozbudowy członów i elementów par (zwiększenie masy układu).

Jak się okazuje [18] zjawisko mocy krążącej w układzie jest związane z jego strukturą. Można się go spodziewać w układzie, w którego strukturze występują kontury wewnętrzne nie oparte na podstawie. Wyjaśniono to bliżej na przykładzie.

Strukturę układu kinematycznego przedstawionego na rys. 68 charakteryzują trzy kontury wewnętrzne (K_1 , K_2 i K_3), lecz zjawisko mocy krążącej może wystąpić tylko w konturze K_3 (wśród członów tworzących ten kontur nie ma podstawy). Już z tego wynika, że występowanie interesującego nas zjawiska można przewidzieć.

Otóż liczbę q wszystkich konturów wewnętrznych w strukturze układu zarówno płaskiego, jak i przestrzennego można wyrazić zależnością:

$$q = p - n + 1 \quad (10)$$

gdzie: p – liczba par kinematycznych w układzie,
 n – liczba członów.

Liczbę konturów wewnętrznych q_0 , w których jeden z boków jest krawędzią członu pełniącego rolę podstawy, można wyrazić wzorem:

$$q_0 = p_0 - 1 \quad (11)$$

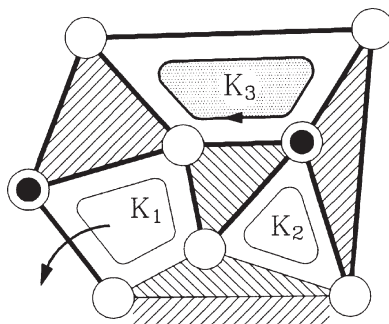
gdzie: p_0 – liczba par, jakie tworzy z innymi członami podstawa.

Po uwzględnieniu zależności (10) i (11) można określić liczbę q_r konturów nie opartych na podstawie, czyli takich, które są utworzone tylko z członów ruchomych

$$q_r = q - q_0 = p - p_0 = n + 2. \quad (12)$$

Otrzymany wzór (12) można skutecznie wykorzystać do rozpoznania czy w rozpatrywanym układzie może wystąpić zamknięta pętla mocy krążącej. To niepożądane zjawisko może wystąpić tylko wtedy, gdy $q_r > 0$, tzn. gdy spełniony jest formalny warunek:

$$p - p_0 - n + 2 > 0. \quad (13)$$



Rys. 68. Schemat układu z trzema konturami wewnętrznymi

Należy jednak wyraźnie podkreślić, że warunek (13) wskazuje tylko na możliwość wystąpienia rozpatrywanego zjawiska. W konkretnym przypadku istnienie mocy krążącej zależy ostatecznie od wartości parametrów geometrycznych. Pomimo tego zastrzeżenia wzór (13), pozwalający na wykrycie tej możliwości, może być z powodzeniem wykorzystany do oceny i porównywania układów jeszcze na etapie analizy strukturalnej.

5.2. Wnioski

Dokonany przegląd i przeprowadzona analiza niektórych kryteriów potwierdzają wyrażoną już poprzednio opinię, że możliwości prowadzenia oceny układów kinematycznych na podstawie ich struktury są praktycznie niewielkie. Informacje ilościowe, jakie tą drogą można uzyskać są niestety skromne i zwykle okupione dużym nakładem pracy.

Biorąc to pod uwagę można, jak się wydaje, tego typu kryteria oceny polecać jedynie w przypadku projektowania układów kinematycznych, szczególnie odpowiedzialnych lub np. przeznaczonych do produkcji wielkoseryjnej. W przypadkach pozostałych należy podczas oceny struktur kierować się, wynikającymi z przeprowadzonych rozważań, wnioskami raczej natury jakościowej.

Jest uzasadnione, by spośród możliwych struktur układów spełniających podstawowe założenia typować do dalszych szczegółowych analiz te rozwiązania, które charakteryzują się możliwie:

- (a) małą liczbą członów i par,
- (b) małą liczbą ruchomych członów wielowęzłowych,
- (c) dużą węzłowością podstawy,
- (d) dużą liczbą I klasy obrotowych (R) par,
- (e) małą liczbą I klasy postępowych (T) par.
- (f) małą liczbą par wyższych.

Zalecenia te można uzasadnić następująco:

Ad (a). Wniosek ten jest intuicyjnie oczywisty. Potrzeba dążenia do maksymalnej prostoty wynika również jednoznacznie z wszystkich omówionych tu kryteriów oceny.

Ad (b). Koszt wykonania członu wiąże się z jego węzłowością. Również jego masa ze względu na bardziej złożony stan jego obciążenia (zginanie, skręcanie) jest zwykle większa od masy członu dwuwęzłowego, który w wielu przypadkach może być obciążony tylko osiowo.

Ad (c). Zwiększenie węzłowości podstawy prowadzi (przy tej samej liczbie par w układzie) do zmniejszenia węzłowości członów ruchomych, a tym samym do zmniejszenia masy całego układu. Wyższa węzłowość podstawy oznacza zmniejszenie liczby konturów nie przylegających do podstawy, a więc zmniejszenie szansy wystąpienia zjawiska mocy krążącej.

Ad (d). Para kinematyczna obrotowa (R) wyróżnia się zdecydowanie spośród innych par wieloma wskaźnikami. Charakteryzuje ją m.in. zwarta budowa, małe zużycie, małe potrzeby w zakresie konserwacji, stosunkowo niski koszt wykonania itd.

Ad (e). Pary kinematyczne I kl. postępowe legitymują się szczególnie niekorzystnymi cechami. Należy zwrócić uwagę na duże gabaryty, duże zużycie, uciążliwą konserwację, stosunkowo wysoki koszt ich wykonania itd. Jeżeli to możliwe, należy ze wszelkich miar unikać tego typu połączeń ruchowych.

Ad (f). W parach kinematycznych wyższych ze względu na liniowy lub nawet punktowy styk elementów półpar występuje niekorzystne zjawisko spiętrzenia naprężeń, co wiąże się z potrzebą szczególnego doboru materiału, ich obróbki, dużym zużyciem itd. Kryterium ekonomiczne oraz niezawodności przemawiają ogólnie przeciw stosowaniu takich par. Pary wyższe należy tolerować tylko tam, gdzie jest to uzasadnione np. potrzebą realizacji złożonego prawa ruchu lub gdy prowadzi do wyraźnego uproszczenia konstrukcji układu.

6. UWAGI KOŃCOWE

W opracowaniu podkreślono oczywisty fakt, że jednym z podstawowych warunków uzyskania maszyny czy urządzenia charakteryzującego się najwyższymi wskaźnikami jest oparcie ich konstrukcji na odpowiednio dobranej strukturze. Źle dobrana koncepcja maszyny lub urządzenia przesądza z góry o ich walorach użytkowych i handlowych. Zabiegiem, który warunkuje i umożliwia dokonanie właściwego wyboru struktury projektowanego układu, jest niewątpliwie odpowiednie rozeznanie w zakresie stojących do dyspozycji możliwości. Taki pomocny katalog możliwych struktur można uzyskać w wyniku systematycznego wyczerpywania.

W poprzednich rozdziałach starano się wskazać na istniejące w tej dziedzinie możliwości. Zaprezentowano skuteczną, jak się wydaje, metodę łańcucha pośredniczącego, a także inne, elementarne, ale bardzo pomocne metody generowania kolejnych możliwych rozwiązań. Załączono wreszcie gotowy katalog wybranych typów mechanizmów uszeregowanych według rodzaju ruchu członu czynnego i biernego, które są w stanie sprostać wymaganiom najczęściej spotykanym w praktyce.

Niestety uzyskane tymi metodami zbiory rozwiązań są zwykle bardzo liczne. Ta „klęska urodzaju” prowadzi do nowego problemu oceny i selekcji kolejnych wersji rozwiązań. Problem ten jak dotychczas nie został efektywnie rozwiązany. Podejmowane próby potwierdzają jedynie przypuszczenia, że na podstawie jedynie struktury układu ocena ilościowa jest praktycznie niemożliwa. Jest ona realnie możliwa dopiero w późniejszych etapach prowadzenia szczegółowych analiz kinematycznych, dynamicznych, konstrukcyjnych i technologicznych, a nawet analiz ekonomicznych czy eksploatacyjnych. W tej sytuacji zaleca się, w niektórych przypadkach, sięganie po uproszczone procedury oceny i selekcji.

Jednak pomimo dużych trudności związanych z procesem ostatecznego wyboru należy jednoznacznie opowiedzieć się za koniecznością sięgania po odpowiednie zbiory rozwiązań możliwych. Są one niekwestionowanym źródłem twórczej inspiracji projektanta i warunkiem zbliżania się do tak oczekiwanych rozwiązań optymalnych.

LITERATURA

- [1] ADAMCZYK E., BAŁCHANOWSKI K., GRONOWICZ A., MILLER S., TWARÓG W.: *Katalog struktur i schematów kinematycznych mechanizmów*. Mat. II Konf. Nauk. Komputerowe wspomaganie prac inżynierskich. Szklarska Poręba 1995.
- [2] ADAMCZYK E., MILLER S.: *Zapis postaci układów kinematycznych*. Politechnika Wrocławska, IKEM, Raport Nr 30/1975.
- [3] AMBEKAR A. G., AGRAVAL V. P.: *Identification of kinematic chains, mechanisms, path generators and function generators using min Codes*. Mechanism and Machine Theory, Vol. 22(5) 1987, p. 463–471.
- [4] DITTRICH G., SCHOPEN M.: *Systematik kinematischer Strukturen von Handhabungsgeräten*. Antriebstechnik 6/1985.
- [5] DUCA C., ZVINKA D.: *The Establishment of the Kinematic Scheme – a Matter of Multi-Criteria Decision*. Proc. of IX World Congress on TMM, Milano 1995 (vol II/p.772).
- [6] ERDMAN A.G., SANDOR G.N.: *Mechanism Design. Analysis and Synthesis*. Vol. I. Prentice-Hall 1991.
- [7] GALABOV V. B. et al: *Functional Structure Synthesis of Mechanisms*. Proc. of IX World Congress on TMM, Milano 1995 (vol I/p.320).
- [8] GAWRYSIAK M.: *Inspirująca rola nauki konstruowania w tworzeniu nowych mechanizmów*. Mat. XIV Ogólnopolskiej Konf. TMM. Gdańsk/Gdynia 1994.
- [9] GRONOWICZ A., MILLER S.: *Klasyfikacja struktur łańcuchów kinematycznych z uwzględnieniem ich własności ruchowych*. Zeszyty Naukowe AGH, Kraków 785/1980.
- [10] GRONOWICZ A., MILLER S.: *Problemy formułowania założeń w procesie projektowania maszyn*. Mat. XIV Ogólnopolskiej Konf. TMM. Gdańsk/Gdynia 1994.
- [11] GRONOWICZ A.: *Identifizierungsmethode der Zwanglaufbedingungen von kinematischen Ketten*. Mechanism and Machine Theory, Vol. 16/1981MMT.
- [12] KOLEŚNIAK E.: *Problemy optymalnego doboru struktur układów kinematycznych*. Politechnika Wrocławska, IKEM, Raport S. Preprinty Nr 135(585)/1979.
- [13] KRAJNIEV A. F.: *Slovar-spravočnik po mehanizamam*. Mašinostrojenje. Moskva 1987.
- [14] MILLER S., GRONOWICZ A., ADAMCZYK E.: *Some Remarks on Finding a Solution for the Structure when Designing a Mechanism*. Mechanism and Machine Theory, 1981, Vol. 16.
- [15] MILLER S., GRONOWICZ A.: *Wymiary podstawowe elementem oceny układów kinematycznych*. Warszawa, Archiwum Budowy Maszyn, Z. 2/1982.
- [16] MILLER S.: *Podstawy syntezy strukturalnej układów kinematycznych*. PWN, Warszawa-Wrocław 1984.
- [17] MILLER S.: *Rozwiązania alternatywne układów kinematycznych*. Przegląd Mechaniczny, 1991, nr 4.

- [18] MILLER S.: *Układy kinematyczne*. WNT, Warszawa 1988.
- [19] MŁYŃSKI T., LISTWAN A., PAZDERSKI E.: *Teoria mechanizmów i maszyn*. Cz. I. Analiza strukturalna mechanizmów (wyd. II). Wyd. Politechniki Krakowskiej, Kraków 1989.
- [20] MORECKI A., ODERFELD J.: *Teoria maszyn i mechanizmów*. PWN, Warszawa 1987.
- [21] OLĘDZKI A.: *Podstawy teorii maszyn i mechanizmów*. WNT, Warszawa 1987.
- [22] REHWALD W.: *Linkage Type Identification and Synthesis Through Elementary Groups*. Proc. of IX World Congress on TMM, Milano 1995 (Vol. I/p.193).
- [23] RESETOV L.N.: *Self-aligning mechanisms*. Mir, Moscow 1982.
- [24] TOMASZEWSKI K.: *Roboty przemysłowe*. Projektowanie układów mechanicznych. WNT Warszawa 1993.
- [25] WOO L.: *Type Synthesis of Plane Linkages*. ASME Journal of Eng. for Industry., vol 89/1987.
- [26] ZHANG W. J.: *An Approach To Mechanism Topology Identification With Consideration Of Design Evolution*. Proc. of IX World Congress on TMM, Milano 1995 (Vol. IV/p.2473).