

UNIwersYTET
TECHNOLOGICZNO - PRZYRODNICZY
im. Jana i Jędrzeja Śniadeckich
WYDZIAŁ INŻYNIERII MECHANICZNEJ



INSTYTUT MECHANIKI I KONSTRUKCJI MASZYN

Podstawy Konstrukcji Maszyn

- laboratorium

Temat:

Analiza kinematyczna mechanizmu zmiany ruchu obrotowego na ruch posuwisto zwrotny

Opracował:

mgr inż. Paweł MAĆKOWIAK

1. Analiza kinematyczna mechanizmu zmiany ruchu obrotowego na ruch posuwisto zwrotny

1.1. Podstawowe definicje

Teoria maszyn i mechanizmów jest dziedziną nauki zajmującą się aspektami realizacji ruchu, obejmującą następujące działy: strukturę, kinematykę i dynamikę mechanizmów płaskich i przestrzennych. Dział struktury obejmuje analizę możliwości ruchu przy nałożonych więzach i połączeniach ruchowych elementów. Kinematyka obejmuje zagadnienia dotyczące ruchu mechanizmów bez uwzględnienia przyczyny tego ruchu, czyli sił i mas elementów mechanizmu. Dynamika maszyn i mechanizmów analizuje ruch elementów jako przyczynę i skutek działających w mechanizmie sił oraz określa ich wartości [1].

Mechanizm i maszyna są to układami połączonych ze sobą ciał (ogniw) o ściśle określonym ruchu względnym. Różnica między mechanizmem a maszyną znajduje się w definicji zadań przez nie pełnionych. Zadaniem mechanizmu jest przeniesienie ruchu od jego źródła do organu wykonawczego. Natomiast wykonanie użytecznej pracy bądź przekształcenie energii jest zadaniem maszyny.

Mechanizmy posiadają elementy ruchome i nieruchome nazywane członami. Ruchowe połączenie dwóch członów nazywa się parą kinematyczną (węzłem). Kształt stykających się powierzchni członów pary kinematycznej warunkuje rodzaj ich względnego ruchu. Szereg członów mechanizmu połączony parami kinematycznymi stanowi łańcuch kinematyczny.

1.2. Analiza strukturalna





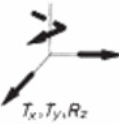

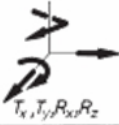



Każdy człon posiada możliwość wykonania sześciu ruchów względnych. W ich skład wchodzi trzy ruchy postępowe oraz trzy ruchy obrotowe. Para kinematyczna nakłada ograniczenia niektórych z tych ruchów. Liczba możliwych ruchów względnych w danej parze kinematycznej określa jej klasę. Dla przykładu, jeżeli dana para kinematyczna umożliwia jeden ruch względny to jest to para pierwszej klasy, jeżeli możliwe są dwa ruchy względne to jest to para drugiej klasy (tabela 1) [1].

Niektóre więzy nie wprowadzają kolejnych ograniczeń ruchomości względnej członów. Takie skojarzenie par kinematycznych nazywa się więzami biernymi i pomija się podczas analizy strukturalnej. Stosowanie w mechanizmach więzów biernych jest podyktowane koniecznością zapewnienia odpowiedniej sztywności układów podczas przenoszenia przez nie sił [1].

W niektórych mechanizmach występują lokalne możliwości ruchu członów, nie mające wpływu na ruch pozostałych członów. Połączenia takie wprowadzają nadmierną ilość stopni swobody i należy je również pomijać podczas analizy ruchomości mechanizmu [1].

Stopień ruchliwości łańcucha kinematycznego definiuje się jako jego liczbę stopni swobody względem nieruchomej podstawy. Łańcuch kinematyczny stanowi nałożenie wspólnych warunków więzów w układzie członów swobodnych i obniżenie ich liczby stopni swobody [1].

Tabela 1. Klasyfikacja par kinematycznych mechanizmów [2]

KL.	SYMBOLE	PRZYKŁADY ROZWIĄZANIA
I		
II		
III		
IV		
V		

Stopień ruchliwości łańcucha kinematycznego względem nieruchomej podstawy określa się wzorem:

$$w = r(n - p) + \sum_{i=1}^{r-1} ip_i \quad (1.1)$$

gdzie:

- r – liczba możliwych ruchów członów łańcucha kinematycznego dopuszczonych warunkami więzów wspólnych,
- n – liczba członów ruchomych,
- p – ogólna liczba par,
- i – numer klasy pary,
- p_i – liczba par poszczególnych klas łańcucha [1].

Przed przystąpieniem do obliczeń konieczne jest wykonanie analizy strukturalnej łańcucha i uwolnienie go od ruchliwości lokalnych i więzów biernych [1].

Stopień ruchliwości określa ilość koniecznych ruchów prostych jego członów, wymuszonych z góry, do uzyskania określoności ruchu wszystkich jego członów. Oznacza to konieczną ilość napędów, które wprawiają w ruch człony napędowe. Pozostałe człony napędzane ruchem członów napędowych nazywa się członami pędzonymi [1].

W zależności od liczby możliwych ruchów członów łańcucha kinematycznego wyróżnia się rodziny mechanizmów, dla których wzory na ruchliwość ulegają uproszczeniu:

- rodzina piąta

- rodzina czwarta

$$w = 4n - 3p_1 - 2p_2 - p_3 \quad (1.2)$$

- rodzina trzecia (mechanizmy płaskie)

$$w = 3n - 2p_1 - p_2 \quad (1.3)$$

- rodzina druga (mechanizmy klinowe)

$$w = 2n - p_1 \quad (1.4)$$

- rodzina pierwsza (maszyny wirnikowe)

$$w = n \quad (1.5)$$

Mechanizmy płaskie poruszają się równolegle względem określonej płaszczyzny. Do tej grupy mechanizmów zalicza się mechanizmy należące do rodziny trzeciej $r=3$ oraz drugiej $r=2$. Ruchy, które mogą wykonywać mechanizmy płaskie ograniczają się do dwóch ruchów postępowych i jednego obrotowego [1].

W odróżnieniu od mechanizmów płaskich w mechanizmach przestrzennych ruchy członów mogą odbywać się w różnych płaszczyznach [1].

Podczas analizy strukturalnej dzieli się mechanizm na grupy strukturalne, złożone z członów pędzonych. Każda grupa musi spełniać dwa warunki:

- jej stopień ruchliwości jest równy zeru jeśli podczas połączenia jej z podstawą parami łączącymi ją z mechanizmem,
- jest niemożliwy podział tej grupy na mniejsze spełniające warunek pierwszy.

Grupy strukturalne dzieli się na klasy, określając maksymalną liczbę par wewnętrznych jakie mogą występować pomiędzy jednym członem a innymi członami grupy. Liczba ta definiuje klasę danej grupy. Dla przykładu, grupa klasy 3 charakteryzuje się tym, że liczba ta jest nie większa niż trzy [1].

Charakteryzując grupę wyznacza się również jej rząd. Rząd grupy jest zależny od liczby wolnych elementów par jakimi może być on połączony z mechanizmem podstawowym [1].

Podczas analizy strukturalnej ocenia się również postać grupy, która zależy od postaci par kinematycznych (obrotowe, postępowe) oraz ich rozmieszczenie wewnątrz grupy [1].

Klasa mechanizmu płaskiego jest determinowana przez najwyższą klasę grupy strukturalnej jaką dany mechanizm zawiera [1].

1.3. Podział funkcjonalny mechanizmów

Klasyfikacja strukturalna mechanizmów stanowi podstawę podczas badania i projektowania mechanizmów. Klasyfikacja funkcjonalna mechanizmów natomiast uwzględnia przeznaczenie i konstrukcję. Według F. Reuleaux i zaproponowanej przez niego klasyfikacji funkcjonalnej mechanizmy dzieli się na:

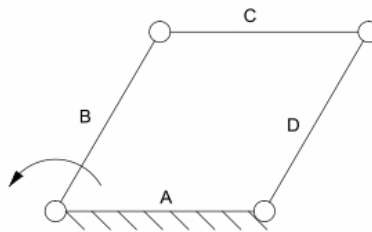
- mechanizmy dźwigniowe,
- mechanizmy śrubowe,
- mechanizmy krzywkowe,
- mechanizmy ruchu obrotowego w tym przekładnie,
- mechanizmy ruchu przerywanego,
- mechanizmy z elementami sprężystymi,

- mechanizmy hydrauliczne i pneumatyczne,
- mechanizmy z członami elektrycznymi.

Ostatnie dwie klasy mechanizmów zostały dodane jednocześnie ze względu na rozwój techniki [1].

Pierwszą klasę stanowią mechanizmy dźwigniowe, i są podstawową grupą mechanizmów stosowaną w budowie maszyn. Mechanizmy dźwigniowe składają się z par niższych z wyłączeniem śrubowych. Mechanizmem dźwigniowym klasy pierwszej jest połączeniem wirnika i ostoi. Większość mechanizmów tej grupy należy jednak do drugiej klasy [1].

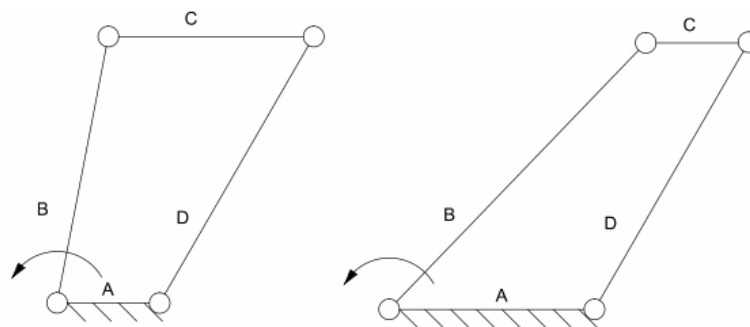
Przykładowym mechanizmem tej klasy jest czworobok przegubowy (rys.1.1). Stanowi on przegubowe połączenie czterech członów. W wyniku tego połączenia powstaje łańcuch kinematyczny zamknięty. Jeśli człon napędowy wykonuje ruch obrotowy o kąt 360° to nazywany jest korbą. Jeśli natomiast wykonuje on ruch wahadłowy nazywany jest wahaczem [1].



Rys. 1.1. Czworobok przegubowy

Transformacja mechanizmu czworoboku podpartego pozwala na wyodrębnienie kolejnych mechanizmów dźwigniowych [1].

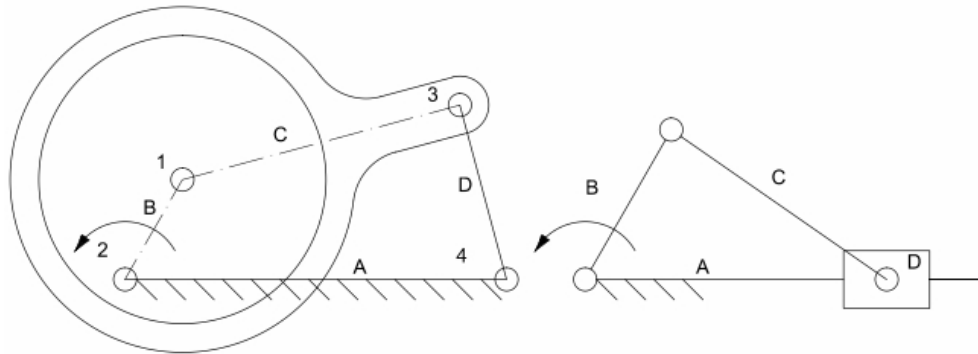
Poprzez zamianę ostoi czworoboku przegubowego możemy uzyskać mechanizm dwukorbowy lub dwuwahaczowy (rys.1.2). W mechanizmie dwukorbowym ostoją, czyli członem nieruchomym jest najkrótszy człon. Wówczas najdłuższe dwa człony stają się korbami i mogą wykonywać ruch obrotowy. W mechanizmie dwuwahaczowym ostoję stanowi bok trzeci pod względem długości. Dwa najdłuższe człony stają się wahaczami, które mogą wykonywać ruch wahadłowy [1].



Rys. 1.2. Mechanizm dwukorbowy i dwuwahaczowy

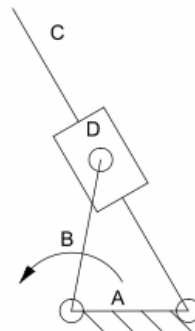
Powiększenie jednego z węzłów tak, aby objął swoim zasięgiem drugi węzeł jest nazywane transformacją przez rozszerzenie. Uzyskany w ten sposób mechanizm jest mimośrodem zastępującym korbę (rys. 1.3) [1].

Powstanie mechanizmu korbowo-wodzikowego (rys.1.3) jest wynikiem zastąpienia jednego z węzłów obrotowych węzłem przesuwным. Ruch mechanizmu można opisać jako ruch posuwisto-zwrotny wodzika na nieruchomej prowadnicy. Elementem wprowadzającym w ruch wodzik jest korbówód poruszany przez człon napędowy czyli korbę [1].



Rys. 1.3. Mechanizm mimośrodowy i korbowo-wodzikowy

Zmiana członu nieruchomego w mechanizmie korbowo-wodzikowym powoduje uzyskanie mechanizmu jarzmowego (rys.1.4), wyróżniającego się ruchomą prowadnicą. W tego typu mechanizmie występuje korbą wprawiająca w ruch suwak. Przesunięcie suwaka (kamienia) wzdłuż ruchomej prowadnicy zwanej jarzmem powoduje jej ruch obrotowy [1].



Rys. 1.4. Mechanizm jarzmowy

Mechanizmy śrubowe, stanowiące drugą klasę mechanizmów posiadają człony połączone w pary śrubowe. W parze śrubowej występuje śruba i nakrętka. Mechanizmy tej grupy stosowane są w: obrabiarkach, urządzeniach podnośnikowych, dźwigniowych i robotach [1].

Mechanizmy krzywkowe składają się z: krzywki, popychacza i osto. W skład mechanizmu krzywkowego zawsze wchodzi para wyższa w miejscu kontaktu krzywki i popychacza. Wyróżnia się wiele rodzajów krzywek, które wykonywać mogą ruch obrotowy, postępowy lub być nieruchome:

- tarczowe,
- walcowe,
- bębnowe,
- stożkowe,
- jednokrotne,

- wielokrotne.

Popychacze podobnie jak krzywki mogą wykonywać ruch postępowy lub obrotowy, wówczas nazywane są wahaczami [1].

Mechanizmy ruchu obrotowego stanowią przekładnie, czyli mechanizmy przenoszące ruch obrotowy z jednego wału na drugi. W tej grupie występuje wiele podziałów np.: ze względu na sposób przenoszenia napędu (kształtowe, cierne), rodzaj styku (bezpośredni, pośredni) [1].

Mechanizmy ruchu przerywanego składają się z koła zapadkowego i zapadki. Do tej klasy należą mechanizmy zapadkowe i mechanizmy maltańskie [1].

W mechanizmach z elementami sprężystymi występują człony, których właściwością jest możliwość kumulowanie energii potencjalnej a po ustaniu wymuszenia zwróceniu jej do układu [1].

W mechanizmach hydraulicznych i pneumatycznych wykorzystuje się właściwości płynów, a w szczególności zdolność ich przepływu, celem przenoszenia i przełożenia napędu [1]. W układach hydraulicznych przekazywanie energii mechanicznej następuje za pośrednictwem cieczy. W układach pneumatycznych przekazywanie energii mechanicznej następuje za pośrednictwem sprężonego powietrza.

1.4. Analiza kinematyczna

W analizie kinematycznej wykorzystuje się metody graficzne, analityczne i numeryczne. Metody numeryczne wypierają z praktyki inżynierskiej metody graficzne i analityczne, mimo to posiadają one wysoki aspekt dydaktyczny. Metoda graficzna pozwala w prosty sposób wyjaśnić pojęcia kinematyczne, dokonać zapisu analitycznego rozpatrywanego układu, sprawdzić poprawność wyników analitycznych i numerycznych. Wadą metod graficznych jest ich określona dokładność i wyniki sprowadzające się do określonej ilości położeń mechanizmu [2].

Metody graficzne wymagają przyjęcia podziałki, która umożliwia jednoznaczne przedstawienie przemieszczenia, czasu, prędkości, przyspieszenia w postaci odcinka linii prostej. Podziałka jest stosunkiem wielkości wartości rysunkowej do wielkości wartości rzeczywistej.

$$P = \frac{w_{rys}}{w_{rz}} \quad (1.6)$$

gdzie:

P - podziałka

w_{rys} - wielkości wartości rysunkowej

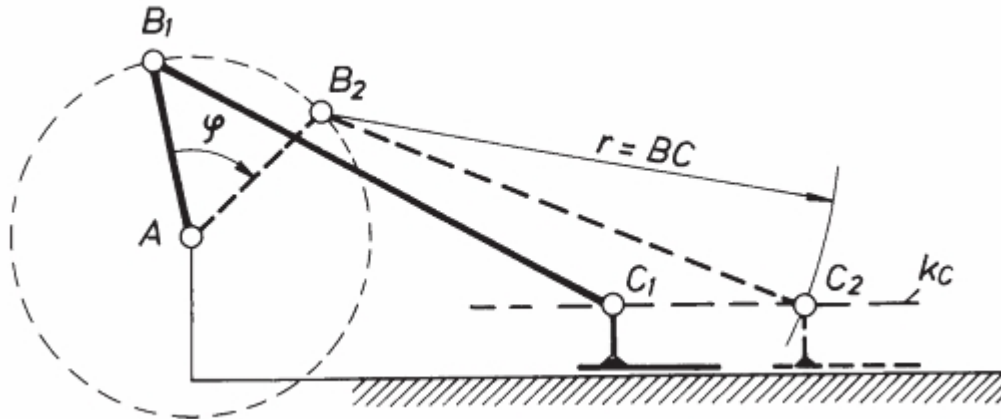
w_{rz} - wielkości wartości rzeczywistej

Wielkość zastosowanej podziałki wpływa na dokładność uzyskanego wyniku.

Czynności wyznaczenia położeń oraz trajektorii (torów) członów mechanizmu w poszczególnych fazach ruchu stanowią podstawę projektowania układów ruchliwych. W metodzie graficznej można analizować układ jako całość bądź w przypadku skomplikowanych układów rozłożyć go na grupy członów [2].

W metodzie graficznej przyjmujemy, że człony mechanizmu są reprezentowane przez punkty charakterystyczne np. dźwignia może być reprezentowana przez jej

punkt początkowy i końcowy. Trajektoria nazywa się miejsce geometryczne kolejnych położeń punktu w przyjętym układzie odniesienia. Jeśli na drodze punktu wyznaczmy jego kolejne połozenia, w równych odstępach czasu, uzyskujemy tor cechowany. Tor cechowany można wykorzystać do wyznaczenia prędkości i przyspieszeń elementów mechanizmu. [2]



Rys. 1.5. Przykład analizy kinematycznej mechanizmu metodą toru cechowanego [2]

Na rysunku 1.5 przedstawiono tarczę, której punktem charakterystycznym jest jej połączenie z dźwignią BC w punkcie B. Punkt B obraca się z pewną prędkością. Położenie pierwsze punktu stanowi punkt B1. Po obróceniu tarczy o kąt φ , punkt B przemieszcza się do pozycji B2. Przemieszczenie punktu B powoduje przemieszczenie końca B dźwigni. Drugi koniec dźwigni C przemieszcza się po prostej równoległej do podstawy kc. Podczas gdy punkt B znajduje się w położeniu B1, punkt C znajduje się w położeniu C1. Położenie punktu C2, występujące przy położeniu punktu B w punkcie B2, określa się poprzez zakreślenie promienia r o długości równej długości dźwigni BC. Stosując metodę toru cechowanego i zakładając, że prędkość kątowna tarczy jest stała, należałoby na okręgu, po którym przemieszcza się punkt B, zaznaczyć kolejne połozenia punktu w równych odstępach. Do wyznaczenia wartości kąta można posłużyć się wzorem:

$$\varphi = \frac{360^\circ}{n} \quad (1.7)$$

gdzie:

φ – kąt obrotu odcinka AB przy kolejnych połozeniach punktu

n – ilość kolejnych rozpatrywanych położeń punktu

Punkt C przebył drogę na odcinku C1C2. Znając prędkość kątowną tarczy ω jesteśmy w stanie określić okres czasu t jaki zajmuje przejście punktu B z punktu B1 do B2, a więc również z punktu C, z punktu C1 do punktu C2.

W ruchu postępowym wektory prędkości i przyspieszenia pokrywają się torem punktu. W takim przypadku wartość prędkości kątowej $\omega=0$ oraz przyspieszenia

kątowego $\varepsilon=0$. Znając czas t jesteśmy w stanie wyznaczyć średnią prędkość VC1-2 punktu C na odcinku C1C2.

$$V_{I_n-I_{n+1}} = \frac{|I_n I_{n+1}|}{\Delta t} \quad (1.8)$$

gdzie:

$|I_n I_{n+1}|$ – odległość pomiędzy dwoma kolejnymi położeniami punkt,

Δt – czas potrzebny do przemieszczenia się punktu pomiędzy dwoma kolejnymi jego położeniami.

Znając dwie średnie prędkości punktu C np. VC1-2 i VC2-3 z sąsiednich odcinków jesteśmy w stanie wyznaczyć średnią wartość przyspieszenia aC1-3.

$$a_{I(n+1)} = \frac{\Delta V}{\Delta t} = \frac{|V_{I_n-I_{n+1}}| - |V_{I(n-1)-I_n}|}{\Delta t} \quad (1.9)$$

gdzie:

$|V_{I_n-I_{n+1}}|$ – wartość wektora średniej prędkości pomiędzy dwoma kolejnymi punktami I_n oraz I_{n+1} ,

$|V_{I(n-1)-I_n}|$ – wartość wektora średniej prędkości pomiędzy dwoma kolejnymi punktami I_{n-1} oraz I_n ,

Δt – czas potrzebny do przemieszczenia się punktu pomiędzy dwoma kolejnymi jego położeniami.

Dla ruchu obrotowego wartość prędkości kątowej $\omega \neq 0$ oraz przyspieszenia kątowego $\varepsilon \neq 0$. Stosując wzór 1.8 oraz 1.9 dla ruchu obrotowego wyznaczymy prędkości i przyspieszenia styczne do toru punktu. Zakładając, że dla niewielkich zmian kąta φ , łuk, po którym porusza się punkt w ruchu obrotowym, jest nieznacznie dłuższy od cięciwy rozwiniętej między kolejnymi położeniami tego punktu. Zwiększając ilość rozpatrywanych punktów n zwiększamy dokładność uzyskanych tą metodą wyników wartości prędkości liniowej oraz przyspieszenia stycznego punktów. W niektórych przypadkach konieczne jest jednak wyznaczenie prędkości kątowej i przyspieszenia normalnego, generujących dodatkowe siły obciążające elementy mechanizmu. Prędkość kątową można wyznaczyć przekształcając wzór:

$$v = \omega \cdot r \quad (1.10)$$

gdzie:

v – prędkość liniowa,

ω – prędkość kątowa,

r – odległość punktu od środka obrotu [3].

Na przyspieszenie a_c punktu w ruchu obrotowym składa się przyspieszenie normalne a_n i przyspieszenie styczne a_s . Przyspieszenie normalne a_n wyznaczamy ze wzoru:

$$a_n = \omega^2 \cdot r \quad (1.11)$$

gdzie:

ω – prędkość kątowna,

r – odległość punktu od środka obrotu [3].

Przyspieszenie styczne a_s wyznaczamy ze wzoru:

$$a_s = \varepsilon \cdot r \quad (1.12)$$

gdzie:

ε – prędkość kątowna,

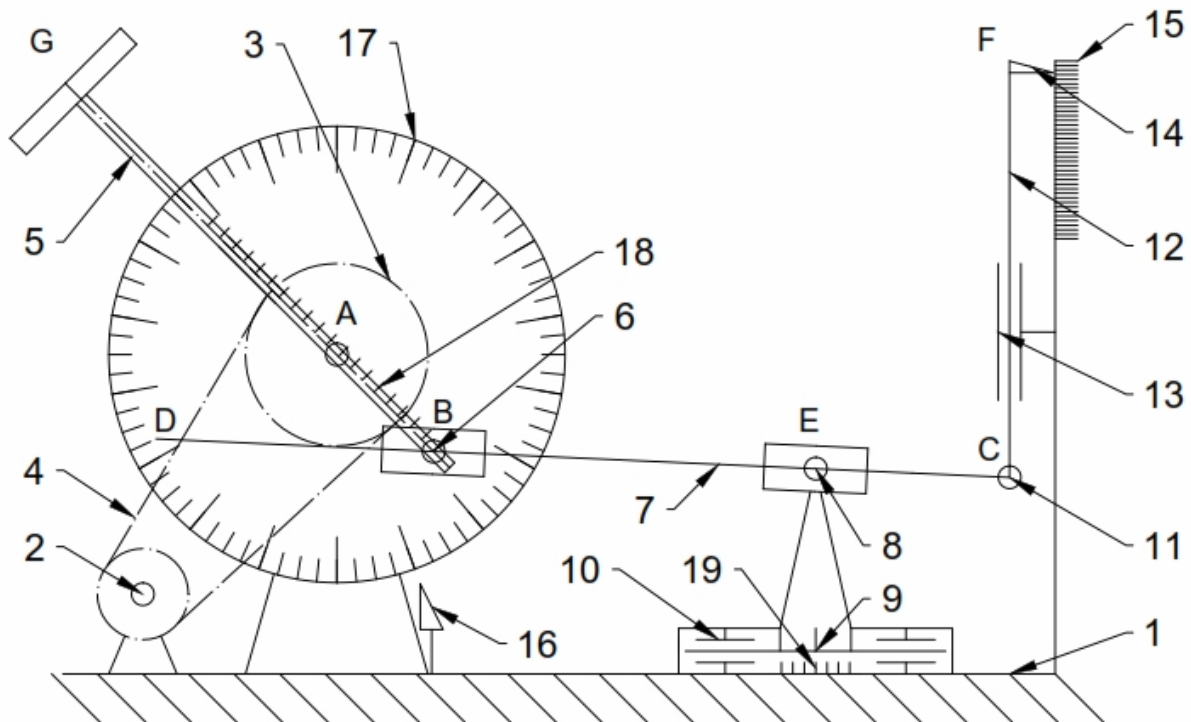
r – odległość punktu od środka obrotu [3].

Całkowite przyspieszenie a_c jest sumą wektorową przyspieszenia normalnego i stycznego:

$$a_c = \sqrt{a_n^2 + a_s^2} \quad (1.13)$$

1.5. Stanowisko laboratoryjne

Podstawowe elementy stanowiska laboratoryjnego stanowią: podstawa 1, silnik elektryczny z kołem pasowym 2, tarcza z kołem pasowym 3, pas zębaty 4 (rys.1.5). Punkt A tarczy 3 oraz silnik są nieruchome względem podstawy 1. Do tarczy 3 zamocowana jest śruba z pokrętkiem 5, która obraca się wraz z tarczą. Na gwincie śruby 5 znajduje się nakrętka 6. Obrót śruby powoduje zmniejszenie lub zwiększenie długości odcinka AB. Częścią nakrętki 6 jest suwak, w którym przesuwa się prowadnica 7. W podporze przesuwnej 8, znajduje się drugi suwak, w którym również przemieszcza się prowadnica 7. Suwak 8 jest zamocowany na prowadnicy 9 która umożliwia przesuwanie go wzdłuż łożyska liniowego 10. Na łożysku 10 znajduje się hamulec blokujący nastawione położenie suwaka 8. Koniec prowadnicy 7 stanowi przegub 11 łączący ją z prowadnicą 12. Prowadnica 12 przemieszcza się w łożysku liniowym 13. Przemieszczenie prowadnicy 12 odczytuje się za pomocą wskaźnika 14 z podziałki kreskowej 15. Kąt obrotu tarczy odczytuje się za pomocą wskaźnika 16 i podziałki kątowej 17. Wartość mimośrod B odczytuje się z podziałki kreskowej 18. Ustawienie suwaka 8 odczytuje się z podziałki 19.



Rys.1.5. Schemat stanowiska do badań mechanizmu zmiany ruchu obrotowego w posuwisto zwrotny

1.6. Przebieg ćwiczenia

a) Pomiary statyczne:

- naszkicować stanowisko,
- określić pary kinematyczne i ich klasę,
- ustawić położenie nakrętki 6 oraz suwaka 8 według wskazań prowadzącego,
- określić wymiary potrzebne do wykonania analizy kinematycznej metodą graficzną,
- zdjąć pasek 4 z tarczy 3,
- zanotować liczbę punktów pomiarowych n podanych przez prowadzącego, obliczyć wartość $\Delta\varphi$,
- wykonać minimum jeden pełny obrót tarczy, obracając o kąt $\Delta\varphi$ i notując kolejne wskazania na podziałce kreskowej 17,
- po zakończeniu zmienić kierunek obrotu i odczytywać wskazania na podziałce kreskowej 15 dla tych samych wartości kątów na tarczy 3,
- powtórzyć procedurę dla kolejnych położenia nakrętki 6 i suwaka 8 podanych przez prowadzącego.

b) Pomiary kinematyczne

- założyć pasek zębany 4 na tarczę 3,
- włączyć zasilacz do gniazdka 230V,
- za pomocą stopera zmierzyć czas pełnego obrotu tarczy 3. Pomiar powtórzyć 5 razy,

- zaczynając od kąta obrotu tarczy 3 równego 0° odczytywać wskazania wskaźnika 14 na podziałce kątovej, co okres czasu Δt podany przez prowadzącego (można wykonywać zdjęcia aby uchwycić chwilowe położenie wskaźnika).

1.7. Opracowanie wyników pomiaru:

- dla tarczy 3 wyznaczyć na podstawie pomiarów czasu pełnych obrotów, prędkość obrotową w obr/min oraz prędkość kątową rad/s,
- na podstawie zadanej przez prowadzącego ilości kolejnych rozpatrywanych położzeń punktów n, wyznaczyć przedział czasu Δt oraz przedział kątowy $\Delta\varphi$ tarczy 3.
- wykonać rysunek uproszczony stanowiska w podziałce zapewniającej pełne wykorzystanie arkusza A4 – podać zastosowaną podziałkę,
- obliczyć ruchliwość łańcucha kinematycznego
- wykonać analizę kinematyczną metodą graficzną - toru cechowanego, zaznaczając kolejne położenia punktów B i C w równych odstępach czasu Δt ,
- na podstawie odczytanych odległości między kolejnymi położeniami punktu C wyznaczyć średnie prędkości i średnie przyspieszenia w przedziałach czasowych.
- w sprawozdaniu zamieścić:
 - a) tabelę z pomiarami dokonanymi w trakcie ćwiczenia,
 - b) wykorzystane wzory i obliczenia (minimum po jednym przykładzie dla wyznaczania każdej wielkości),
 - c) analizę kinematyczną metodą graficzną toru cechowanego,
 - d) wykres przemieszczenia punktu C w zależności od czasu t oraz kąta obrotu φ wyznaczonego metodą eksperymentalną,
 - e) wykres przemieszczenia punktu C w zależności od czasu t oraz kąta obrotu φ wyznaczonego metodą toru cechowanego,
 - f) wykres prędkości punktu C w zależności od czasu t oraz kąta obrotu φ ,
 - g) wykres przyspieszenia punktu C w zależności od czasu t oraz kąta obrotu φ ,
 - h) wnioski

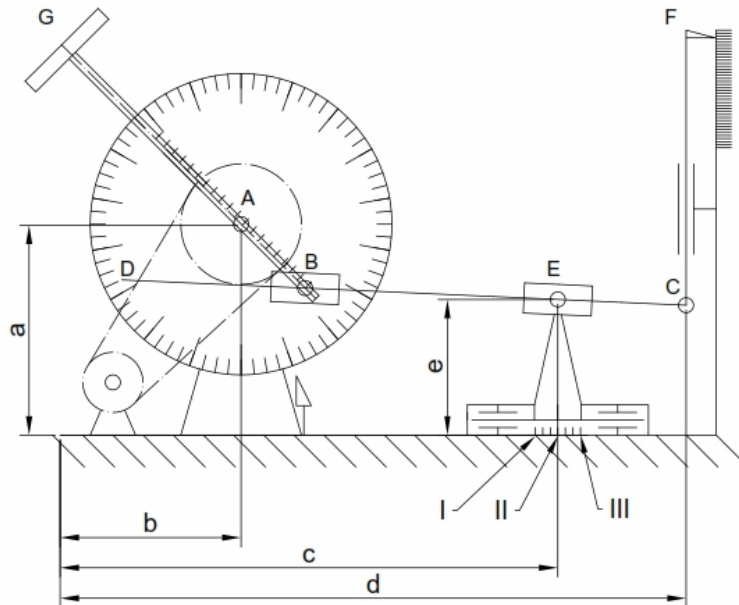
1.8. Literatura do ćwiczenia

- [1] J. Wawrzecki, *Teoria maszyn i mechanizmów*. Politechnika Łódzka, 2008.
- [2] S. Miller, *Teoria maszyn i mechanizmów*, 2. wyd. Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 1996.
- [3] A. Gronowicz, *Podstawy analizy układów kinematycznych*. Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2003.

Karta pomiarowa nr.....

Przeprowadzający pomiar:

Lp.	Nazwisko	Imię
1		
2		
3		
4		
5		
6		



Rys.1.1. Rysunek stanowiska

Tabela 1.1. Dane podane przez prowadzącego

$ AB =$		mm
$E =$	I II III*	
$n =$		

* wybrać rozpatrywany przypadek

Tabela 1.2. Pomiar stanowiska

$a =$		mm
$b =$		mm
$c =$		mm
$d =$		mm
$e =$		mm
$ DC =$		mm
$ BE =$		mm
$ EC =$		mm
$ CF =$		mm

Tabela 1.3. Pomiar obrotów tarczy 3

	Czas obrotu tarczy o 360°
Lp	s
1	
2	
3	
4	
5	
Średnia	

Tabela 1.4. Obliczenia wartości zmiany kąta i czasu

$\Delta\varphi =$		°
$\Delta t =$		s

Analiza kinematyczna mechanizmu zmiany ruchu obrotowego na posuwisto zwrotny

Opracował: mgr inż. Paweł Maćkowiak

Tabela 1.5 Pomiar statyczny

	Kąt obrotu tarczy 3	Położenie wskaźnika 14
Lp	φ [°]	s [mm]
1		
2		
3		
4		
5		
6		
7		
8		
9		
10		
11		
12		
13		
14		
15		
16		
17		
18		
19		
20		
21		
22		
23		
24		
25		
26		
27		
28		
29		
30		
31		
32		
33		
34		
35		
36		

Tabela 1.6 Pomiar kinematyczny

	Czas	Kąt obrotu tarczy 3	Położenie wskaźnika 14
Lp	t [s]	φ [°]	[mm]
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
11			
12			
13			
14			
15			
16			
17			
18			
19			
20			
21			
22			
23			
24			
25			
26			
27			
28			
29			
30			
31			
32			
33			
34			
35			
36			