

## МАЗМҰНЫ

Кіріспе	4
1 Практикалық жұмыс «планетарлық-тісті механизмдерге кинематикалық талдау жасау»	5
2 Практикалық жұмыс «жазық иінтірек механизмдерге кинематикалық талдау жасау»	13
3 Практикалық жұмыс «иінтірек механизмнің күшін есептеу»	26
4 Практикалық жұмыс «жазық иінтірек механизмдерді статикалық теңгеру»	36
5 Практикалық жұмыс «жазық механизмдердегі күш пен массаны келтіру»	41
6 Практикалық жұмыс «иінтірек механизмдердің пайдалы әсер коэффициенті (пәк)»	45
Әдебиеттер	49

## КІРІСПЕ

Тиімділік, сенімділік, мәңгілік және үнемділіктің қазіргі талаптарына жауап беретін жаңа машиналарды, құрылғыларды, автоматтандырылған желілер мен кешендерді жасау зерттеудің жалпы әдістері мен машиналарды жобалай білудің берік іргетасы негізінде ғана мүмкін болады.

Механизмдер мен машиналар теориясы курсы болашақ инженер мамандығына кіріспе болғандықтан, инженерлік бағыты бар. Курстың негізі болып табылатын кинематикалық және динамикалық талдау мен синтез әдістері механизмдер мен машиналарды құрастыруда қолданылады. Лекциялық курстың құрамдас бөлігі болып табылатын практикум студенттердің теориялық білімін бекітеді, машиналарға талдау жасау шеберлігі мен дағдыларын дамытады, шешілетін есептердің физикалық мәнін ашады.

Практикалық жұмыстарды орындау тәртібі мен тақырыптары көптеген техникалық жоғары оқу орындарында қабылданған лекциялық курстарды оқу реттілігіне сай келеді.

«Механизмдер мен машиналар теориясы» курсы бойынша бірінші практикалық сабақта оқытушы әр студентке тапсырма нұсқасын бөліп береді. Студент барлық тапсырмаларды бір дәптерде рәсімдейді және әр тақырып бойынша сабақтың соңында есептеу нәтижелерін қорғайды. Есептеулерді, графикалық сұлбалар мен сызбаларды А4 немесе А3 форматты парақтарда ЭЕМ пайдалана отырып орындау және рәсімдеуге жол беріледі.

# 1 ПРАКТИКАЛЫҚ ЖҰМЫС «ПЛАНЕТАРЛЫҚ-ТІСТІ МЕХАНИЗМДЕРГЕ КИНЕМАТИКАЛЫҚ ТАЛДАУ ЖАСАУ»

## 1.1 Жұмыстың мақсаты

Жазық планетарлық-тісті механизмдерге кинематикалық талдау жасаудың аналитикалық және графикалық әдістері саласындағы студенттердің теориялық білімдерін тереңдету және бекіту, шеберліктері мен практикалық дағдыларын дамыту. Көпсатылы тісті берілістердің шығыс буындарының беріліс қатынасы мен бұрыштық жылдамдығын анықтау.

## 1.2 Қысқаша теориялық мәліметтер

Тісті механизмдер – металл кесетін білдектердегі, көліктік, құрылыс, тау және жол машиналарындағы ең көп кездесетін механизмдер.

Қарапайым тісті механизм өзара қосылған екі жылжымалы тісті доңғалақтан тұрады (1.1-сурет). Байланысқан екі тісті доңғалақтың кішісі – тістегершік, ал үлкені – тісті доңғалақ деп аталады. Тісті механизмдер жетектегі (шығыс) буынның бұрыштық жылдамдығының шамасы мен бағытын өзгерте отырып, бір біліктен басқа білікке айналуы жеткізеді.

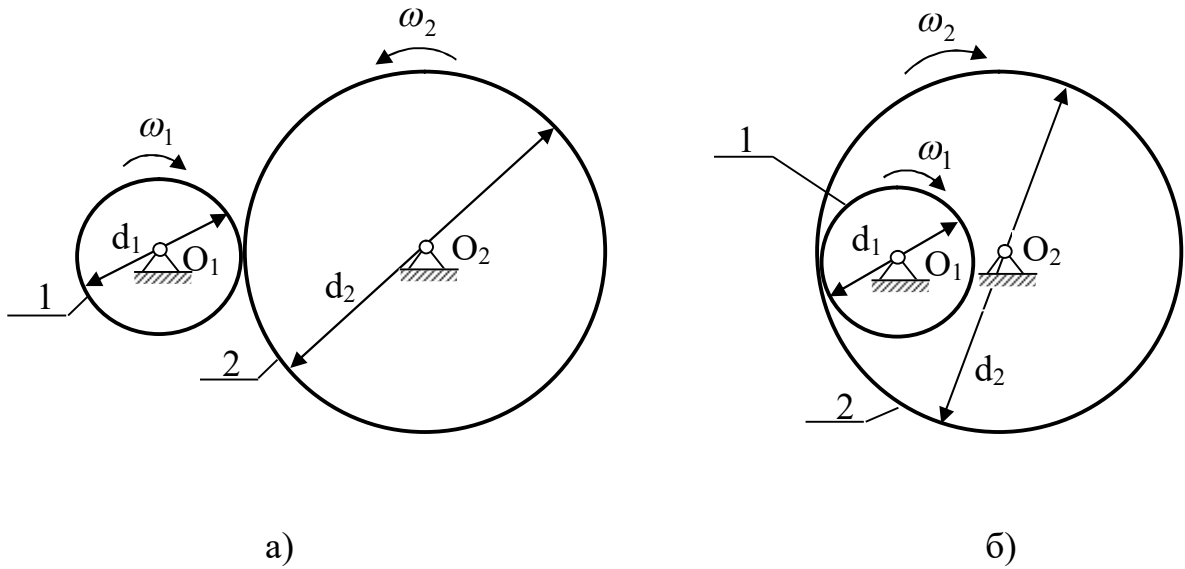
Тісті механизмнің негізгі кинематикалық сипаты болып бұрыштық жылдамдықтардың, доңғалақ тістерінің диаметрі немесе тістерінің ара қатынасымен анықталатын беріліс қатынасы табылады:

$$U_{12} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{d_2}{d_1} = \pm \frac{z_2}{z_1} \quad (1.1)$$

Бұндағы  $U_{12}$  - 1-доңғалақтан 2-доңғалаққа беріліс қатынасы;  $\omega_1$  и  $\omega_2$  - сәйкесінше 1-доңғалақ пен 2-доңғалақтың бұрыштық жылдамдықтары; «плюс» немесе «минус» белгісі ілініс түрін анықтайды. Егер доңғалақтар бір бағытта айналса, онда беріліс қатынасы – дұрыс (ішкі ілініс, 1.1,б сурет), егер әр жаққа айналса – теріс (сыртқы ілініс, 1.1,а сурет).

Қарапайым тісті механизмдер салыстырмалы түрде көп емес беріліс қатынастарын қамтамасыз етеді. Үлкен беріліс қатынастарында күрделі көпсатылы тісті берілістер қолданылады.

1.2-суретте 1 және 2-доңғалақтармен қарапайым тісті механизмнен және 3, 4, 5, 6-доңғалақтармен планетарлық механизм мен интіректен (жетекші)  $H$  тұратын күрделі тісті механизм келтірілген.



Сурет 1.1 – Қарапайым тісті механизмдер

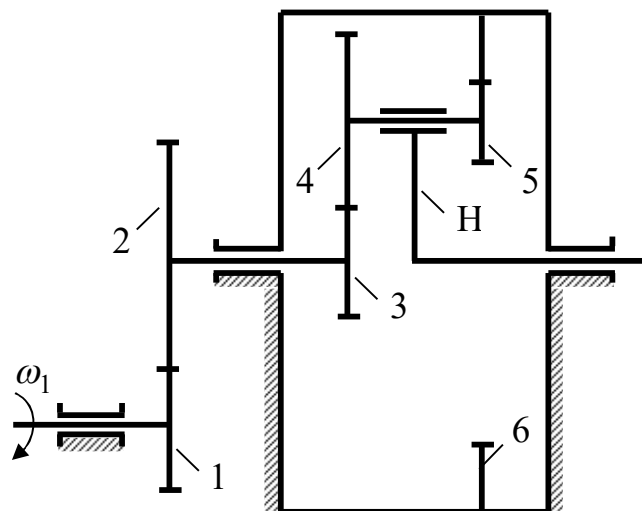
Кейбір доңғалақтарының шүлдіктері кеңістікте орын ауыстыратын тісті механизмдер (4 және 5-доңғалақтар мен 1.2-сурет) планетарлық деп аталады.

Ретпен қосылған көпсатылы механизмдердің беріліс қатынасы олардың беріліс қатынастарының көбейтіндісіне тең. 1.2-суретте көрсетілген механизмнің есептеу тәуелділігі төмендегідей:

$$U_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = U_{12} \cdot U_{ПЛ}, \quad (1.2)$$

мұндағы  $U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1}$  - қарапайым тісті берілістің беріліс қатынасы;

$U_{ПЛ}$  - планетарлық механизмнің беріліс қатынасы.



Сурет 1.2 – Планетарлық-тісті механизм

Планетарлық механизмдердің бұрыштық қозғалыстары мен доңғалақтарының тістері саны арасындағы байланыс  $H$  жетекшісін ойша тоқтату әдісінің (Виллис әдісі) көмегімен орнатылады. Әдіс барлық буындарға қосымша айналысты берген кезде, буындардың салыстырмалы қозғалысы өзгермеу жағдайына негізделген.

### 1.3 Есептеу үшін бастапқы деректер

Планетарлық-тісті механизмнің сұлбасы (1.3-сурет),  $m$  модулі мен доңғалақтар тістерінің саны студентке бекітілген нұсқа нөміріне сәйкес 1.1 кестеден таңдалып алынады.  $b$ -доңғалақтың тістерінің саны планетарлық механизмнің осьтестік шартынан анықталады.

### 1.4 Есептеу үлгісі

Төменде, үлгі ретінде, 1.2-суретте бейнеленген планетарлық-тісті механизмге кинематикалық талдау жасалынған, доңғалақтардың тістерінің саны  $z_1 = 18$ ;  $z_2 = 32$ ;  $z_3 = 18$ ;  $z_4 = 24$ ;  $z_5 = 15$ , модуль  $m = 2,5\text{мм}$  және кіріс буынның бұрыштық жылдамдығы  $\omega_1 = 100\text{с}^{-1}$ .

#### 1.4.1 Аналитикалық әдіс

Планетарлық механизмнің 3, 4, 5 және 6-доңғалақтарының тісті механизмдері  $\omega_3$ ,  $\omega_4 = \omega_5$  жылдамдықтарына сәйкес айналады, ал 6-доңғалағы қозғалмайды ( $\omega_6 = 0$ ) деп санаймыз. Планетарлық механизмнің барлық буындарына жетекшінің бұрыштық жылдамдығына шамасы жағынан тең, ал бағыты жағынан қарама-қарсы бұрыштық жылдамдығы бар қосымша айналысты береміз. Сонда буындардың бұрыштық жылдамдығы төмендегідей:

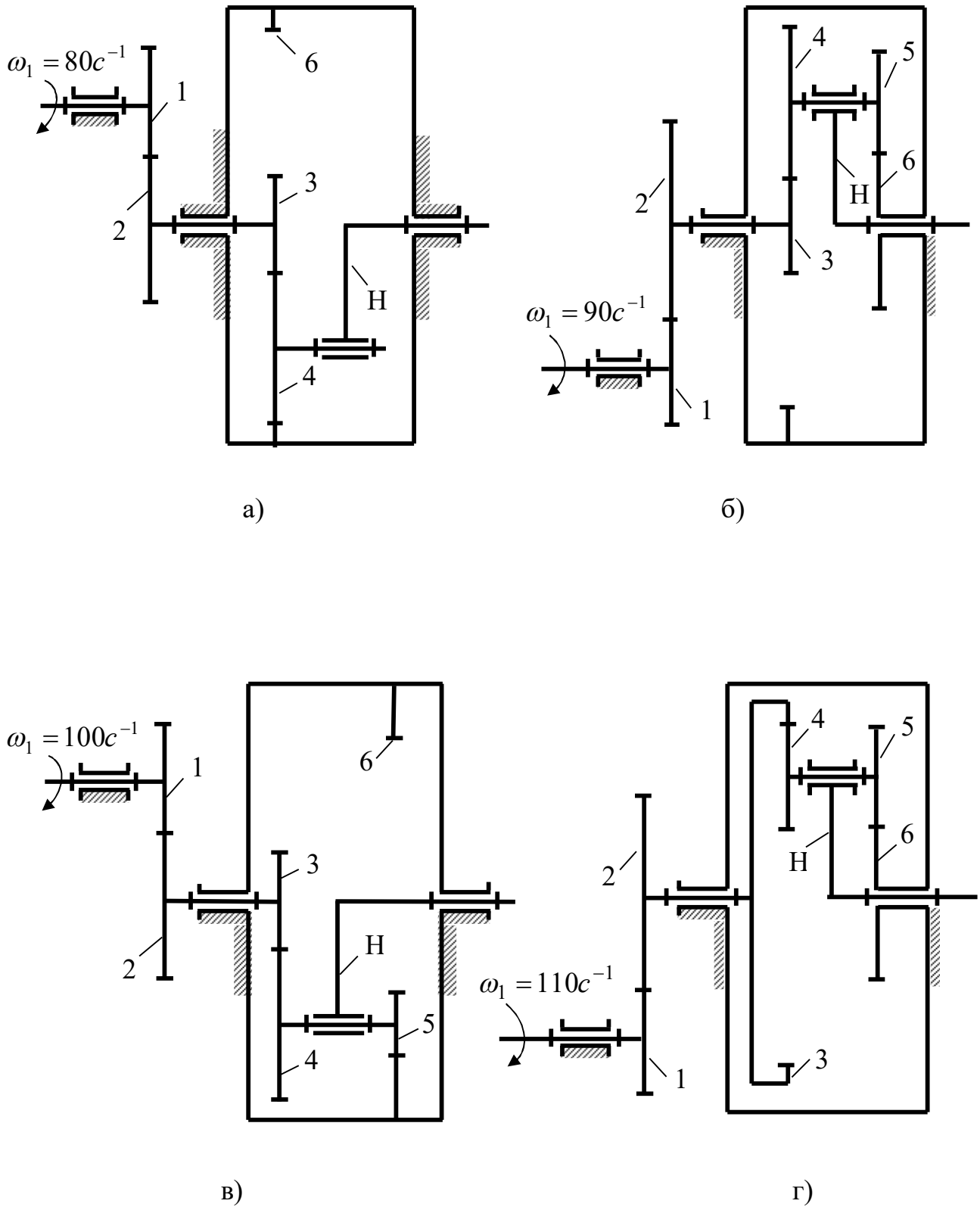
$$\begin{aligned} \text{орталық доңғалақ 3} & \quad \omega'_3 = \omega_3 - \omega_H; \\ \text{орталық доңғалақ 6} & \quad \omega'_6 = \omega_6 - \omega_H = -\omega_H; \\ \text{серік 4} & \quad \omega'_4 = \omega_4 - \omega_H; \\ \text{жетекші } H & \quad \omega'_H = \omega_H - \omega_H = 0. \end{aligned}$$

Жетекші тоқтады. Бұл жағдайда планетарлық механизм қатардағы тісті механизмдердің қосылысына (1.4-сурет) айналады, беріліс қатынасы

$$U_{36}^{(H)} = \frac{\omega'_3}{\omega'_6} = \frac{\omega_3 - \omega_H}{-\omega_H} = -\frac{z_4 \cdot z_6}{z_3 \cdot z_5}. \quad (1.3)$$

Теңдеу (1.3) планетарлық механизмнің ізделетін беріліс қатынасын анықтауға мүмкіндік береді

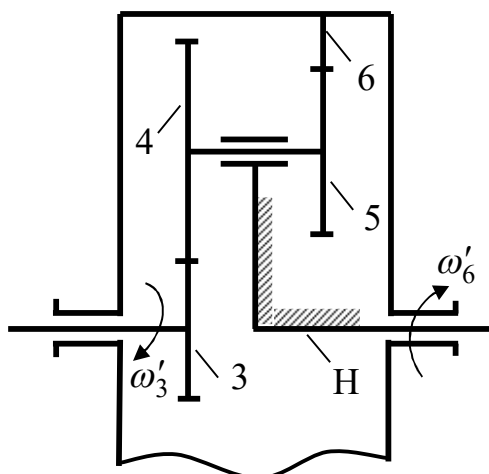
$$U_{ПЛ} = U_{3H} = \frac{\omega_3}{\omega_H} = 1 + \frac{z_4 \cdot z_6}{z_3 \cdot z_5} \quad (1.4)$$



Сурет 1.3 – Планетарлық-тісті механизмдер

Кесте 1.1 – № 1 жұмысқа бастапқы деректердің нұсқалары

Нұсқа нөмірі	Тісті механизмнің сұлбасы	Доңғалақтар тістерінің саны					<i>m</i> модулі, мм
		$z_1$	$z_2$	$z_3$	$z_4$	$z_5$	
1	1.3, а сурет	16	25	16	32	—	2,0
2		18	30		36		
3		20	35	18	34		2,5
4	1.3, б сурет	16	25		36	14	
5		18	30	20	35		
6		20	35		38		
7	1.3, в сурет	16	25	16	26	16	3,5
8		18	30		30		
9		20	35	18	30		4,0
10	1.3, г сурет	16	25		32	18	
11		18	30	20	30		
12		20	35		34		
13	1.3, а сурет	17	28	20	28	—	2,5
14		19	35		38		
15		21	45	18	28		3,0
16	1.3, б сурет	17	28		33	16	
17		19	35	16	28		
18		21	45		34		
19	1.3, в сурет	17	28	18	32	14	4,0
20		19	35		30		
21		21	45	20	33		2,0
22	1.3, г сурет	17	28		38	12	
23		19	35	18	26		
24		21	45		34		



Сурет 1.4 – Қатардағы механизм

Тістердің саны  $z_6$  планетарлық механизмнің орталық доңғалақтарының осьтестік шартынан анықталады:

$$r_6 = r_3 + r_4 + r_5.$$

Тісті доңғалақтардың модулі бірдей, ендеше осьтестік шартын тістер саны арқылы жазуға болады

$$z_6 = z_3 + z_4 + z_5 = 18 + 24 + 15 = 57.$$

Қорытындысы

$$U_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \left(-\frac{32}{18}\right) \cdot \left(1 + \frac{24 \cdot 57}{18 \cdot 15}\right) = -10,8.$$

Зерттеліп отырған тісті механизмнің шығыс білігінің (жетекші) айналуының бұрыштық жылдамдығы

$$\omega_H = \frac{\omega_1}{U_{1H}} = \frac{100}{(-10,8)} = -9,26 \text{ c}^{-1}.$$

#### 1.4.2 Г р а ф и к а л ы қ ә д і с

(п р о ф. Л. С м и р н о в а н ы ң ә д і с і)

Әдіс әр буынның сызықтық жылдамдықтарының үшбұрыштарын құрастыруға негізделген.

Графикалық құрастыруларды төмендегідей жүргізеді.

1.4.2.1 Тісті доңғалақтар құралдың ығысуынсыз қиылған деп санап, тісті доңғалақтардың бөлгіш диаметрлерін есептейді:

$$d = mz,$$



бұдан  $d_1 = 45\text{мм}$ ;  $d_2 = 80\text{мм}$ ;  $d_3 = 45\text{мм}$ ;  $d_4 = 60\text{мм}$ ;  $d_5 = 37,5\text{мм}$ ;  $d_6 = 142,5\text{мм}$ .

1.4.2.2 Зерттеліп отырған механизмнің кинематикалық сұлбасын  $\mu_1$  масштабында дәлме-дәл бейнелеп (1.5,а сурет), кинематикалық жұптарды сұлбада латын әліпбиінің бас әріптерімен белгілейді.

1.4.2.3  $xu$  вертикалын жүргізеді және кинематикалық сұлбаның ерекше нүктелерін ( $O_1, A, O_2, B, K, C$  нүктелері) вертикалға көшіреді.

1.4.2.4  $z_1$  доңғалағы  $A$  нүктесінің жылдамдық векторына сәйкес келетін

$aa' = \frac{\vartheta_A}{\mu_V}$  кесіндіні бөлек салады  $\left( \vartheta_A = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 2,25 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1} \right)$ . Сызықтық

жылдамдықтың масштабтық коэффициенті, мысалы,  $\mu_V = 0,06 \frac{\text{м} \cdot \text{с}^{-1}}{\text{мм}}$  деп

беріледі, соңғысы кесіндінің ұзындығын анықтайды  $aa' = \frac{2,25}{0,06} = 37,5 \text{ мм}$ .

$a'$  және  $O_1$  нүктелерін түзу сызықпен (вертикалға қатысты  $\varphi_1$  бұрышында) қоса отырып,  $1$ -доңғалақ нүктелерінің сызықтық жылдамдықтарының үшбұрышын алады.

$2$  және  $3$ -доңғалақтардан алынған блоктың сызықтық жылдамдықтарының үшбұрыштары екі нүктенің белгілі жылдамдықтарынан құрастырылады:  $A$  нүктесі мен  $O_2$  нүктесі ( $\vartheta_{O_2} = 0$ ).  $a'b'$  түзуі  $2$  және  $3$ -доңғалақтардың нүктелерінің сызықтық жылдамдықтарының үлестірім заңдылығын анықтайды.

1.4.2.5  $4$  және  $5$ -доңғалақтардың блогынан тұратын серік нүктелері жылдамдықтарының үшбұрышы белгілі  $B$  нүктесі ( $\vartheta_{B_3} = \vartheta_{B_4}$ ) және  $C$  нүктесінің ( $\vartheta_C = 0$ , себебі  $6$ -доңғалақ қозғалмайды) жылдамдықтарынан құралады.  $b'c$  сәулесі серікте жатқан нүктелердің сызықтық жылдамдықтарының үлестірім заңдылығын, соның ішінде жетекшінің  $K$  нүктесінің жылдамдығын анықтайды.

Сайып келгенде,  $K'O_2$  сәулесі жетекші нүктелерінің сызықтық жылдамдықтарының үлестірім заңдылығын анықтайды.

Бұрыштық жылдамдықтардың шамасы мен берілістің барлық жылжымалы буындарының айналу бағыты туралы көрнекі түсінік алу үшін ортақ нүктесі  $S$  (1.5,в сурет) болатын бір шоқ сәуле салады, олардың әрбіреуі вертикалмен сәйкес  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_H$  бұрыштарын құрайды. Бұл бұрыштардың катеттері сәйкес буындардың бұрыштық жылдамдықтарына пропорционал болғандықтан, бұл сәулелердің кез келген Т-Т горизонталь сызықпен қиылысуының  $1, 2, 3, 4$  және  $h$  нүктелері ұзындығы бұрыштық жылдамдық немесе сәйкес буындардың айналу жиілігіне пропорционал

$\overline{P1}, \overline{P2}, \overline{Ph}, \overline{P4}, \overline{P5}$  кесінділерін анықтайды.

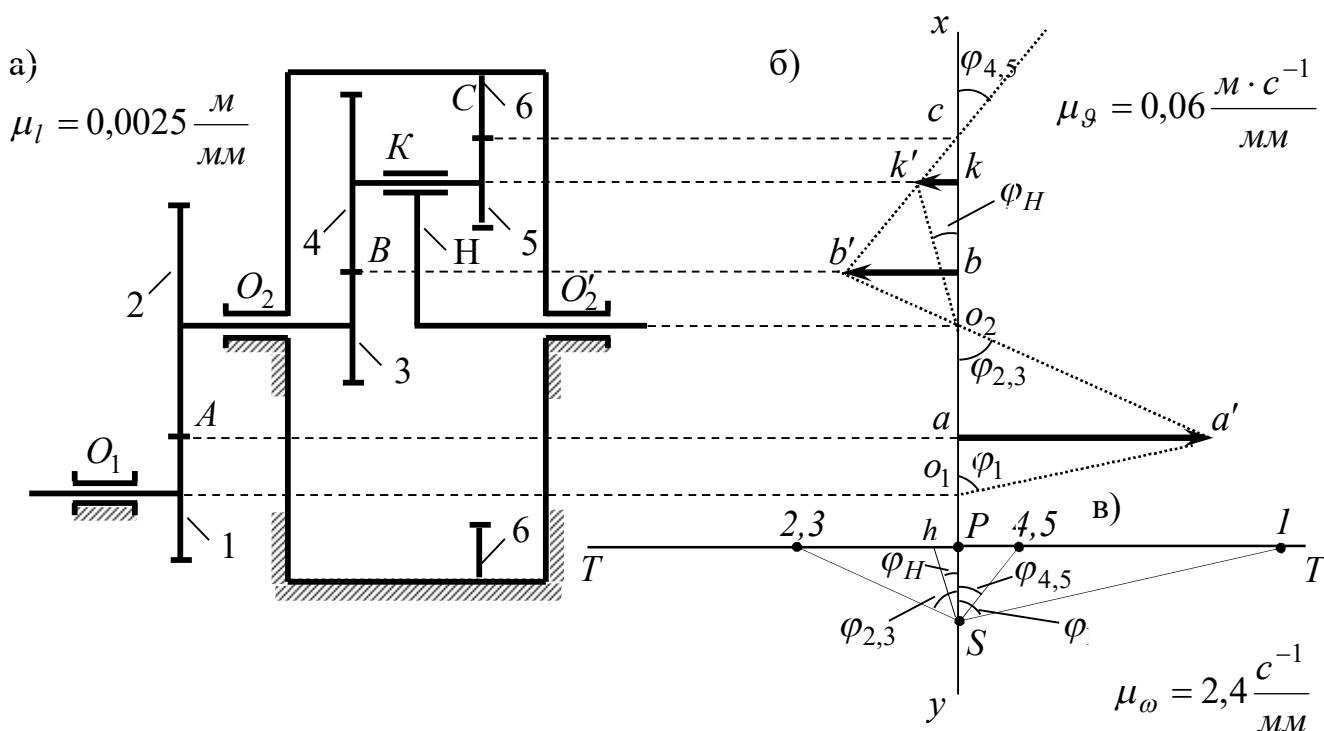
Бұрыштық жылдамдықтың масштабтық коэффициентін  $PS$  кесіндісінің шамасы анықтайды:

$$\mu_{\omega} = \frac{\mu_g}{\mu_l(PS)},$$

ал қарастырылып отырған механизмнің  $U_{1H}$  беріліс қатынасын -  $\overline{P1}$  және  $\overline{Ph}$  кесінділерінің қатынасы анықтайды:

$$U_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{\overline{P1}}{\overline{Ph}} = \frac{46,3}{-4,3} \approx -10,7.$$

$PS$  вертикалынан 2, 3 және  $h$  нүктелерінің солға қарай, ал 1, 4 және 5-нүктелерінің оңға қарай орналасуы 2, 3-доңғалақтар мен  $H$  жетекшісі бір бағытта, ал 4, 5-доңғалақтары блогы мен 1-доңғалақ қарсы бағытта айналатынын көрсетеді, яғни 1-тісті доңғалақ пен  $H$  жетекшісінің арасындағы беріліс қатынасында «минус» белгісі бар.



Сурет 1.5 – Сызықтық және бұрыштық жылдамдықтардың көрінісі

1.5,в суретінде көрсетілген құрылыс механизмі кез келген жылжымалы буындарының арасындағы беріліс қатынасын анықтауға мүмкіндік береді. Графикалық ( $U_{1H} \approx 10,7$ ) және аналитикалық ( $U_{1H} \approx 10,8$ ) әдіспен алынған кіріс және шығыс буындар арасындағы беріліс сандарының есептік мәндері барынша жақын.

## 2 ПРАКТИКАЛЫҚ ЖҰМЫС «ЖАЗЫҚ ИІНТІРЕК МЕХАНИЗМДЕРГЕ КИНЕМАТИКАЛЫҚ ТАЛДАУ ЖАСАУ»

### 2.1 Жұмыстың мақсаты

Студенттердің жазық иінтірек механизмдерге кинематикалық талдау жасау саласындағы теориялық білімдерін тереңдету және бекіту, шеберліктері мен практикалық дағдыларын дамыту.

### 2.2 Қысқаша теориялық мәліметтер

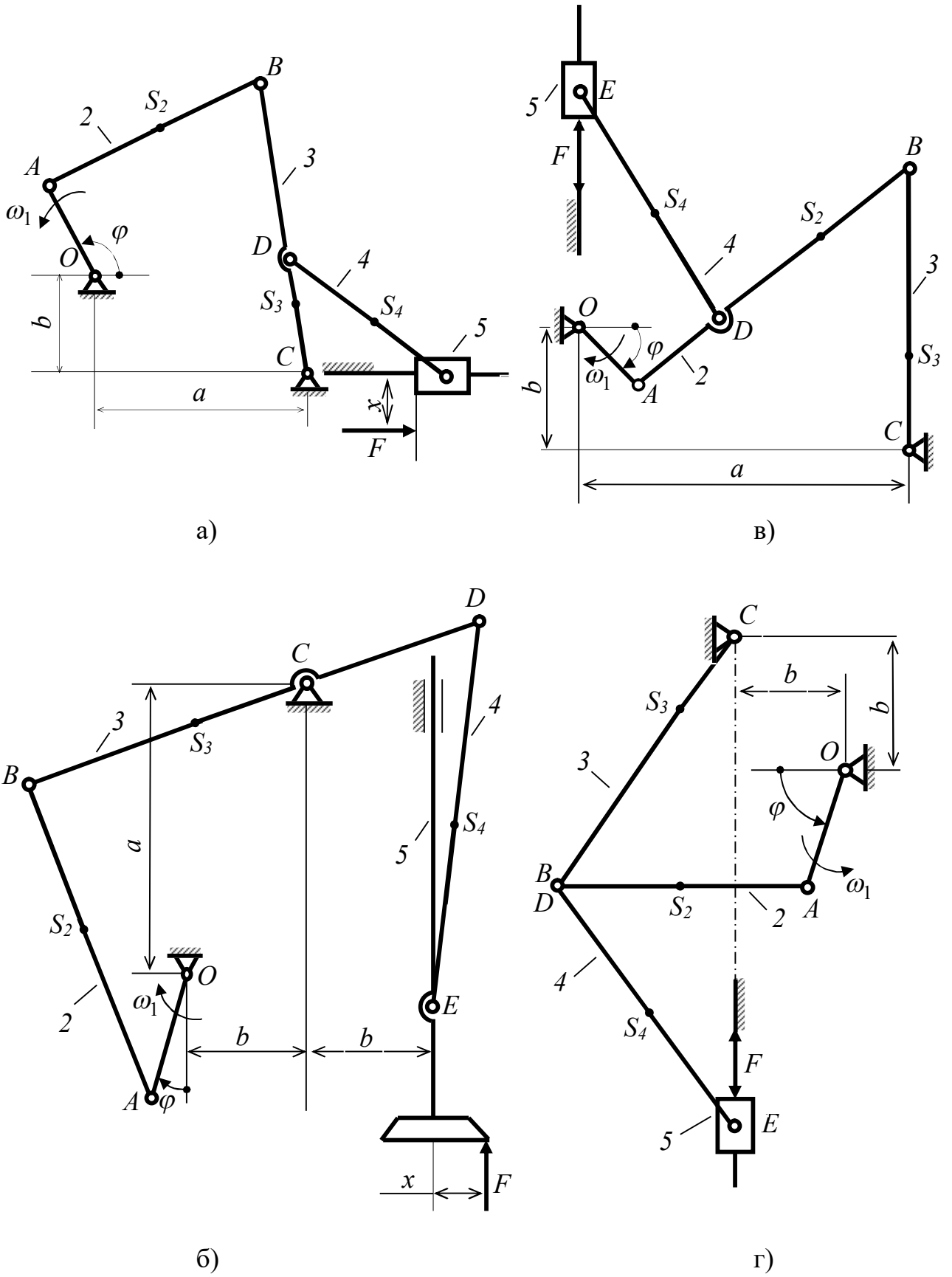
Иінтірек механизмдердің кинематикалық зерттелуіне буындардың орнын, жылдамдығы мен үдеуін және жобалауда қозғалысты сандық жағынан сипаттауды қажет ететін механизмнің тән нүктелерін (масса орталықтары, кинематикалық жұптар және т.б.) анықтау жатады. Кинематикалық талдау аналитикалық және графикалық әдістермен жасалады. Аналитикалық әдістер әр түрлі, дәл болып келеді, алайда сызықтық және бұрыштық координаталарды, механизмнің жылжымалы буындары нүктелерінің жылдамдығы мен үдеуін анықтайтын есептік тәуелділіктер күрделі және шешуде көп еңбекті қажет етеді.

Буындардың орнын, нүктелер мен буындардың жылдамдықтары мен үдеулерін анықтауға мүмкіндік беретін механизмдерді кинематикалық зерттеудің графикалық әдісі кең қолданыс тапты. Бұл жобалаудың қолданбалы мәселелерін шешу жылдамдығы, ыңғайлылығы және көрнекілігімен байланысты. Графикалық әдістердің дәлдігі көптеген практикалық есептерді шешуге жеткілікті.

Орналасу, жылдамдықтар мен үдеулердің сызбаларын пайдалануға негізделген графикалық әдіс әсіресе жазық иінтірек механизмдерге кинематикалық талдау жасау кезінде ыңғайлы болып келеді.

### 2.3 Есептеу үшін бастапқы деректер

Иінтірек механизмнің (2.1-сурет) кинематикалық сұлбасы, оның буындарының өлшемдері, механизмнің бастапқы буынының орны ( $\varphi$  бұрышы) мен бұрыштық жылдамдығы ( $\omega_1$ ) студентке бекітілген нұсқа нөміріне сәйкес 2.1 кестеден таңдалып алынады.



Сурет 2.1 – Жазық иіктірек механизмдер

Кесте 2.1 – № 2 жұмысқа бастапқы деректердің нұсқалары

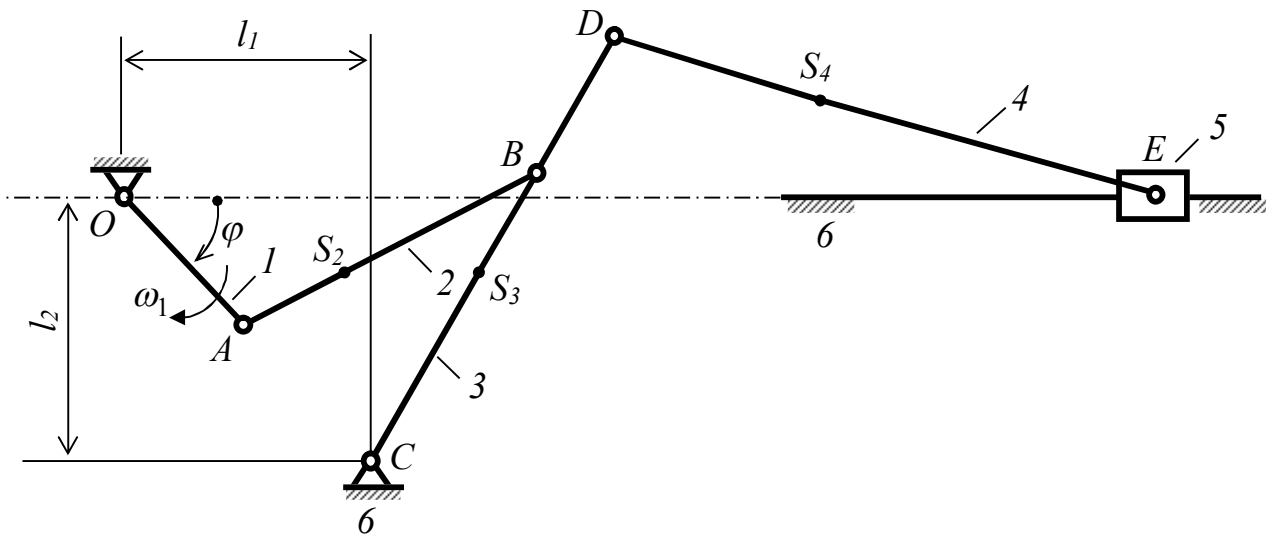
Нұсқа нөмірі	Иіңтірек механизм-нің сұлбасы	$\varphi$ , град.	$\omega_1$ с <sup>-1</sup>	Буындардың өлшемдері , м		
				$l_{OA}$	$l_{CD}$ $l_{AD}$ $x$	$l_{AB}; l_{BC}; l_{DE}$ $a, b$ өлшемдері
1	2.1,а сурет	50	40	0,06	$x=0,4l_{OA}$ $l_{CD}=0,5l_{BC}$	$a=2,2l_{OA};$ $b=0,5a;$ $l_{AB}=l_{BC}=l_{DE}=1,2a$ $l_{CS_3} = 0,3l_{BC};$ $l_{BS_2} = 0,4l_{AB};$ $l_{DS_4} = 0,5l_{DE}.$
2		80	50	0,08		
3		110	60	0,1		
4	2.1,б сурет	30	40	0,1		
5		60	50	0,06		
6		90	60	0,08		
7	2.1,в сурет	20	40	0,06	$l_{AD}=0,3l_{AB}$	
8		70	50	0,08		
9		120	60	0,1		
10	2.1,г сурет	50	40	0,08	—	
11		100	50	0,1		
12		150	60	0,05		
13	2.1,а сурет	140	35	0,1	$x=0,5l_{OA}$ $l_{CD}=0,6l_{BC}$	
14		170	45	0,08		
15		200	25	0,06		
16	2.1,б сурет	120	35	0,1		
17		150	45	0,06		
18		0	25	0,08		
19	2.1,в сурет	170	25	0,06	$l_{AD}=0,4l_{AB}$	
20		220	35	0,08		
21		270	45	0,1		
22	2.1,г сурет	200	25	0,08	—	
23		250	35	0,06		
24		300	45	0,1		

## 2.4 Есептеу үлгісі

Төменде, үлгі ретінде, 2.2 кестеде берілген бастапқы параметрлер бойынша 2.2-суретте бейнеленген жазық иіңтірек механизмге кинематикалық зерттеу жүргізілген.

Кесте 2.2 – Есептеуге арналған бастапқы деректер

Бұрыш $\varphi$ , град.	Бұрыштық жылдамдық $\omega_1$ , $c^{-1}$	Буындардың ұзындығы, м	Буын. массалары ортал. орны, м	Тірек координаталары, м
$45^0$	100	$l_{OA}=0,1;$ $l_{AB}=l_{BC}=0,2;$ $l_{CD}=0,28; l_{DE}=0,35$	$l_{AS_2} = \frac{1}{3} l_{AB}$ $l_{BS_3} = \frac{1}{3} l_{BC}$ $l_{DS_4} = \frac{1}{3} l_{DE}$	$l_1=0,15$ $l_2=0,15$



Сурет 2.2 – Жазық иіңтірек механизмнің сұлбасы

Кинематикалық талдау орналасу, жылдамдық пен үдеулер сызбаларын пайдалана отырып, графикалық әдіспен орындалған (2.3-сурет).

### 2.4.1 Механизмнің жоспары

Бастапқы буынның белгілі орнына ( $\varphi$  бұрышы) сай келетін механизмнің кинематикалық сұлбасының бейнесі механизм сызбасы деп аталады.

Механизм сызбасын құрастыруды төмендегідей орындаймыз.

2.4.1.1 Механизмнің бастапқы буыны тіреуішінің орналасу орнын таңдап алып, соңынан транспортирдің көмегімен  $\varphi$  бұрышының берілген мәнін бөлек саламыз, соңғысы  $OA$  қосиіннің бағытын анықтайды (2.3, а сурет).

2.4.1.2  $OA$  қосиіннің сызбалық өлшемін ерікті түрде алып (мысалы, 20...60 мм), ұзындықтың масштабтық коэффициентін анықтаймыз

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{OA} = \frac{0,1m}{20mm} = 0,005 \frac{m}{mm}$$

және басқа буындардың сызбалық өлшемдерін табамыз:

$$AB = BC = \frac{l_{AB}}{\mu_l} = \frac{0,2}{0,005} = 40 \text{ мм};$$

$$h_1 = h_2 = \frac{l_1}{\mu_l} = \frac{0,15}{0,005} = 30 \text{ мм},$$

осы іспеттес

$$CD = 56 \text{ мм}; DE = 70 \text{ мм}; AS_2 = BS_3 = 13,3 \text{ мм}; DS_4 = 23,3 \text{ мм}.$$

2.4.1.3 Сызбада  $C$  айналмалы кинематикалық жұбының орнын белгілейміз және 5-сырғақтың қозғалу сызығын жүргіземіз.

2.4.1.4 Циркульдің көмегімен,  $O$  нүктесінен бастап, керту әдісімен механизмнің барлық буындарының сызбалық өлшемдерін ретпен бөлек сала отырып,  $A, B, D, E$  кинематикалық жұптары мен  $S_2, S_3, S_4$  масса орталықтарын, сәйкесінше 2, 3 және 4-буындардың орнын анықтайды.

2.4.1.5 Тіреуіштер, кинематикалық жұптар мен барлық буындарды бейнелеп, механизмнің ізделіп отырған сызбасын аламыз (2.3, а сурет).

## 2.4.2 Жылдамдықтар жоспары

$I$ -буынның  $A$  нүктесінің модуль бойынша жылдамдығы

$$\mathcal{G}_A = \omega_1 \cdot l_{OA} = 100 \cdot 0,1 = 10 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1} \text{ тең болып,}$$

$OA$  қосиінге оның айналу жағына қарай перпендикуляр бағытталған (2.3 сурет). Қосиіннің  $A$  нүктесінің  $\mathcal{G}_A$  жылдамдығын бейнелейтін кесінді ( $Pa$ ) келесіге тең

$$Pa = \frac{\mathcal{G}_A}{\mu_g} = \frac{10}{0,25} = 40 \text{ мм},$$

бұндағы  $\mu_g = 0,25 \frac{м \cdot с^{-1}}{мм}$  - жылдамдықтар сызбасының масштабтық коэффициенті, оны ерікті таңдалып алынған  $P$  нүктесінен (жылдамдықтар сызбасының полюсі)  $OA$  буынына перпендикуляр бөлек саламыз (2.3, б сурет).

$B$  кинематикалық жұбы 2 және 3-буындардан жасалған. 2-бұлғағы параллель-жазықтық, ал 3-күйентесі – айналмалы қозғалыс жасайды.  $B$  нүктесінің жылдамдығын графикалық түрде, векторлық теңдеулер жүйесін шеше отырып табуға болады:

$$\bar{\mathcal{G}}_B = \bar{\mathcal{G}}_A + \bar{\mathcal{G}}_{BA} \quad \text{және} \quad \bar{\mathcal{G}}_B = \bar{\mathcal{G}}_C + \bar{\mathcal{G}}_{BC} \quad (2.1)$$

Механизм сызбасында  $\bar{\mathcal{G}}_{BA}$  қатыстық жылдамдық векторы  $AB$  сызығына перпендикуляр, ал  $\bar{\mathcal{G}}_{BC}$  жылдамдық векторы  $BC$  сызығына перпендикуляр (2.3,а сурет).  $C$  нүктесі тіреуіштікі болғандықтан,  $\mathcal{G}_C = 0$ ; теңдеудің оң бөліктерін теңестіре отырып (2.1) келесіні аламыз:

$$\bar{\mathcal{G}}_A + \bar{\mathcal{G}}_{BA} = \bar{\mathcal{G}}_{BC}. \quad (2.2)$$

Жылдамдықтар сызбасындағы  $a$  және  $P$  нүктелері арқылы жүргізілген сәулелердегі  $(ab)$  және  $(Pb)$  кесінділері  $\bar{\mathcal{G}}_{BA}$  және  $\bar{\mathcal{G}}_B$  жылдамдықтары бағытында осы жылдамдықтың модулін анықтайды:

$$\mathcal{G}_B = \mathcal{G}_{BC} = (Pb) \cdot \mu_g = 68 \cdot 0,25 = 17 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}; \quad (2.3)$$

$$\mathcal{G}_{BA} = (ab) \cdot \mu_g = 69 \cdot 0,25 = 17,3 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}.$$

$\bar{\mathcal{G}}_{BA}$  және  $\bar{\mathcal{G}}_B$  векторлары 2 және 3-буындардың бұрыштық жылдамдықтарының шамасы мен бағытын анықтайды

$$\omega_2 = \frac{\mathcal{G}_{BA}}{l_{AB}} = \frac{17,3}{0,20} = 86,5 \text{ с}^{-1}; \quad (2.4)$$

$$\omega_3 = \frac{\mathcal{G}_{BC}}{l_{BC}} = \frac{17,0}{0,20} = 85 \text{ с}^{-1}.$$

Айналмалы қозғалыс жасайтын бір буынға жатқандықтан,  $D$  нүктесі жылдамдығының бағыты  $B$  нүктесі жылдамдығының бағытымен үйлеседі.  $\mathcal{G}_D$  жылдамдық модулі келесіге тең

$$\mathcal{G}_D = \omega_3 \cdot l_{DC} = 85 \cdot 0,28 = 23,75 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}.$$

$\mathcal{G}_D$  жылдамдығы сызбада келесі кесіндімен көрсетілген



$$Pd = \frac{\vartheta_D}{\mu_g} = \frac{23,75}{0,25} = 95 \text{ мм}.$$

(Сондай-ақ  $\vartheta_D$  жылдамдығын ұқсастық теориясының көмегімен анықтауға болады).

Соңында 5-сырғағының  $E$  нүктесінің жылдамдығы келесі векторлық теңдеуден анықталады:

$$\bar{\vartheta}_E = \bar{\vartheta}_D + \bar{\vartheta}_{ED}, \quad (2.5)$$

бұнда  $\bar{\vartheta}_{ED} \perp DE$ , ал  $\bar{\vartheta}_E // x-x$  сызықтары.

Жылдамдықтар сызбасының  $d$  нүктесі арқылы  $DE$  сызығына перпендикуляр сәуле, ал  $P$  полюсі арқылы  $x-x$  сызығына параллель сәуле жүргіземіз, осы сәулелердің  $e$  қиылысу нүктесі ( $de$ ) және ( $Pe$ ) кесінділерінің шамасы мен  $\bar{\vartheta}_{ED}$  және  $\bar{\vartheta}_E$  жылдамдықтарының модулін анықтайды:

$$\vartheta_{ED} = (de) \cdot \mu_g = 49 \cdot 0,25 = 12,25 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}, \quad (2.6)$$

$$\vartheta_E = (Pe) \cdot \mu_g = 95 \cdot 0,25 = 23,75 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}.$$

$\bar{\vartheta}_{ED}$  векторы  $ED$  буынының  $\omega_4$  бұрыштық жылдамдығының шамасы мен бағытын анықтайды

$$\omega_4 = \frac{\vartheta_{ED}}{l_{ED}} = \frac{12,25}{0,35} = 35 \text{ с}^{-1}.$$

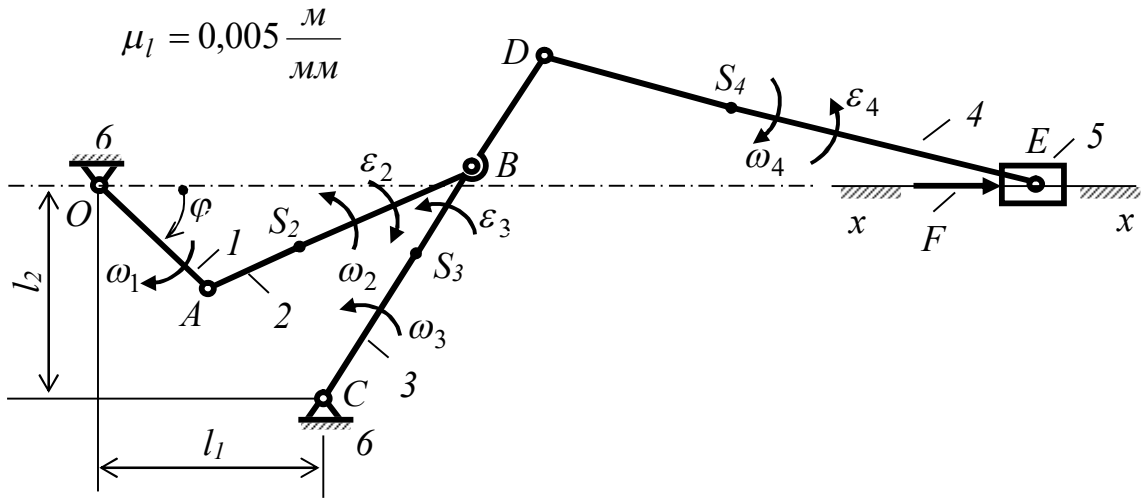
Жылжымалы буындардың  $S_2$ ,  $S_3$  және  $S_4$  масса орталықтары жылдамдық сызбасының сызықтарында ұқсастық ережесі бойынша орналасқан. Мысалы,  $AB$  бұлғағы  $S_2$  масса орталығы жылдамдық сызбасындағы ( $ab$ ) сызығында орналасуы және 2-бұлғағының  $AB$  кесіндісін  $S_2$  нүктесі бөлетін қатынаста ( $ab$ ) кесіндісін бөліп өтуі тиіс, яғни

$$\frac{(aS_2)}{(ab)} = \frac{l_{AS_2}}{l_{AB}}, \quad \text{бұдан} \quad (aS_2) = (ab) \cdot \frac{l_{AS_2}}{l_{AB}} = 69 \cdot \frac{1}{3} = 23 \text{ мм};$$

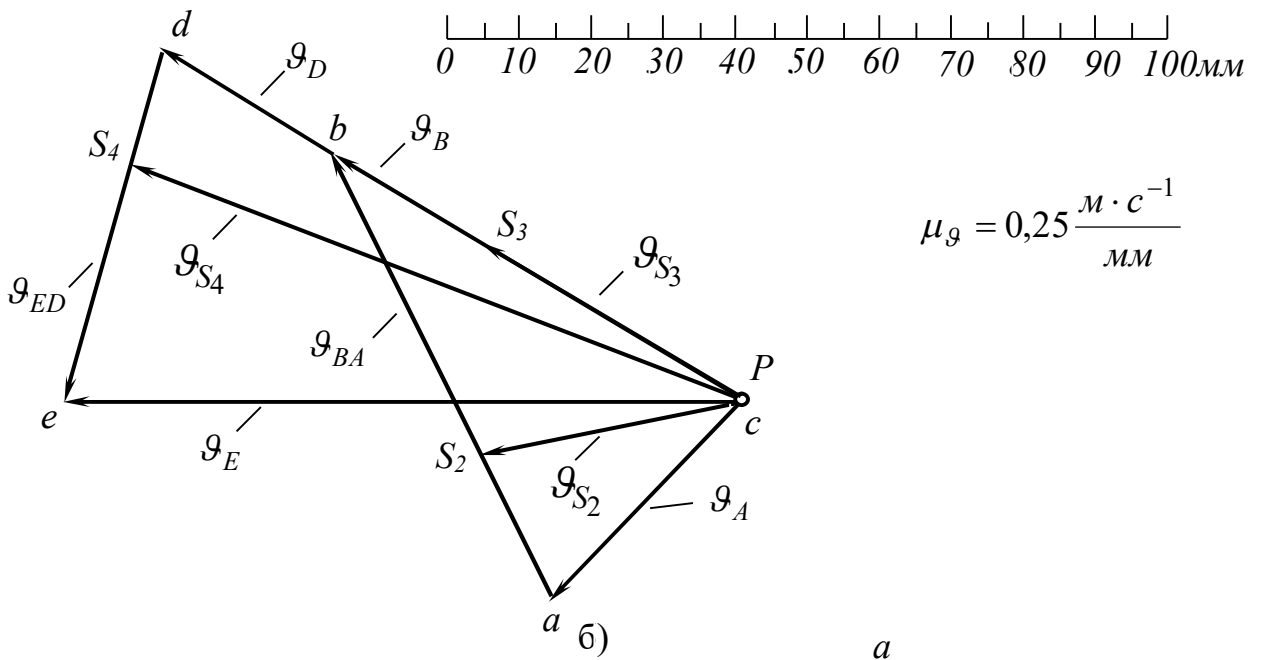
Осы іспеттес

$$(bS_3) = (bc) \cdot \frac{l_{BS_3}}{l_{BC}} = 68 \cdot \frac{1}{3} = 22,7 \text{ мм};$$

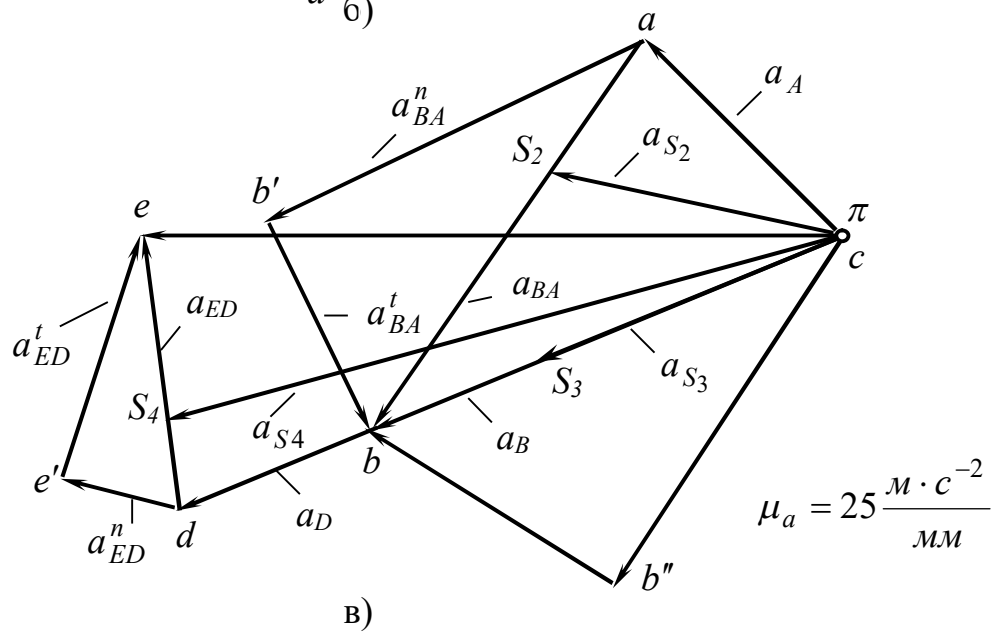
$$(dS_4) = (de) \cdot \frac{l_{DS_4}}{l_{DE}} = 49 \cdot \frac{1}{3} = 16,3 \text{ мм}.$$



a)



a б)



б)

Сурет 2.3 – Орналасу, жылдамдықтар мен үдеулер сызбасы

$(aS_2)$ ,  $(bS_3)$ ,  $(dS_4)$  кесінділерінің есептік мәндерін жылдамдық сызбасындағы сәйкес сызықтарға бөлек салып, масса орталықтары жылдамдықтарының модульдерін анықтаймыз:

$$\mathcal{G}_{S_2} = (PS_2) \cdot \mu_g = 39 \cdot 0,25 = 9,75 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1};$$

$$\mathcal{G}_{S_3} = (PS_3) \cdot \mu_g = 45,3 \cdot 0,25 = 11,3 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$$

$$\mathcal{G}_{S_4} = (PS_4) \cdot \mu_g = 91 \cdot 0,25 = 22,7 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}.$$

$\mathcal{G}_{S_2}$ ,  $\mathcal{G}_{S_3}$  және  $\mathcal{G}_{S_4}$  жылдамдықтарының бағыттары сәйкесінше  $\overline{PS_2}$ ,  $\overline{PS_3}$  және  $\overline{PS_4}$  векторларын анықтайды.

Механизм сызбасында (2.3, а сурет) белгіленген буындардың бұрыштық жылдамдықтары мен нүктелердің сызықтық жылдамдықтарының есептік мәндерін 2.3 кестеге енгіземіз.

#### 2.4.3 Ү деулер сызбасы

$OA$  қосиіні  $\omega_1$  тұрақты бұрыштық жылдамдықпен айналады. Олай болса, қосиіннің  $A$  нүктесінің үдеуін тек оның қалыпты (ортаға тартушы) құрамы ғана қалыптастырады, оның модулі

$$a_A = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 100^2 \cdot 0,1 = 1000 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} \quad (2.7)$$

тең және оның бағыты  $A$  нүктесінен  $O$  нүктесіне қарай  $OA$  сызығына параллель.

Үдеулер сызбасындағы масштабтық коэффициент  $\mu_a = 25 \frac{\text{м} \cdot \text{с}^{-2}}{\text{мм}}$  деп алып,  $\pi$  ерікті нүктеден (үдеулер сызбасының полюсі) (2.3,в сурет)  $OA$  қосиінге параллель ( $\pi a$ ) кесіндіні бөлек саламыз, ол

$$(\pi a) = \frac{a_A}{\mu_a} = \frac{1000}{25} = 40 \text{ мм -ге тең.}$$

$(\overline{\pi a})$  векторы үдеулер сызбасындағы  $a_A$  үдеуін бейнелейді.

$B$  нүктесінің үдеуін екі векторлық теңдеу жүйесі анықтайды:

$$\left. \begin{aligned} \bar{a}_B &= \bar{a}_A + \bar{a}_{BA} = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t \\ \bar{a}_B &= \bar{a}_C + \bar{a}_{BC} = \bar{a}_{BC}^n + \bar{a}_{BC}^t \end{aligned} \right\} \quad (2.8)$$

Оң бөліктерді теңдестіре отырып, келесіні аламыз:

$$\bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t = \bar{a}_{BC}^n + \bar{a}_{BC}^t \quad (2.9)$$

$\bar{a}_{BA}^n$  және  $\bar{a}_{BC}^n$  қалыпты үдеулері үдеулер сызбасында сәйкесінше  $(ab')$  және  $(\pi b'')$  кесінділерімен берілген

$$(ab') = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{\omega_2^2 \cdot l_{AB}}{\mu_a} = \frac{86,5^2 \cdot 0,2}{25} = 59,8 \text{ мм};$$

$$(\pi b'') = \frac{a_{BC}^n}{\mu_a} = \frac{\omega_3^2 \cdot l_{BC}}{\mu_a} = \frac{85^2 \cdot 0,2}{25} = 57,8 \text{ мм},$$

олар сәйкесінше  $B$  нүктесінен  $A$  нүктесіне және  $B$  нүктесінен  $C$  нүктесіне бағытталған  $AB$  мен  $BC$  буындарына сәйкес параллель бөлек салынған.

$\bar{a}_{BA}^t$  және  $\bar{a}_{BC}^t$  тангенциал үдеулердің модульдері  $AB$  мен  $BC$  буындарына қалыпты жүргізілген және үдеулер сызбасындағы  $b'$  мен  $b''$  сәйкес нүктелер арқылы өтетін түзулердегі  $(bb')$  және  $(bb'')$  кесінділерін анықтайды

$$\bar{a}_{BA}^t = (bb') \cdot \mu_a = 32 \cdot 25 = 800 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

$$\bar{a}_{BC}^t = (bb'') \cdot \mu_a = 41 \cdot 25 = 1025 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

$(ab)$  мен  $(\pi b)$  кесінділері (2.3, в сурет)  $\bar{a}_{BA}$  және  $\bar{a}_{BC}$  үдеулерінің шамалары мен бағыттарын анықтайды:

$$\bar{a}_{BA} = (ab) \cdot \mu_a = 68 \cdot 25 = 1700 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

$$\bar{a}_{BC} = \bar{a}_B = (\pi b) \cdot \mu_a = 71 \cdot 25 = 1775 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

$B$ ,  $C$  және  $D$  нүктелері 3-буынында орналасқан, сондықтан ұқсастық теориясының негізінде  $\mu_a$  масштабында  $\bar{a}_D$  үдеу модулін көрсететін  $(\pi d)$  кесіндісін анықтау мүмкін болады

$$\frac{(\pi b)}{(\pi d)} = \frac{l_{BC}}{l_{CD}},$$

бұдан

$$(\pi d) = (\pi b) \cdot \frac{l_{CD}}{l_{BC}} = 71 \cdot \frac{0,28}{0,2} = 99,4 \text{ мм},$$

$$\bar{a}_D = (\pi d) \cdot \mu_a = 99,4 \cdot 25 = 2485 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

Соңында, сырғақтың  $E$  нүктесінің үдеуін келесі векторлық теңдеуден анықтауға болады:

$$\bar{a}_E = \bar{a}_D + \bar{a}_{ED} = \bar{a}_D + \bar{a}_{ED}^n + \bar{a}_{ED}^t. \quad (2.10)$$

Теңдеуде (2.10) барлық векторлардың бағыттары ( $\bar{a}_E // x - x$ ,  $\bar{a}_{ED}^n // DE$ ,  $\bar{a}_{ED}^t \perp DE$ ) мен  $\bar{a}_D$  және  $\bar{a}_{ED}^n$  үдеулерінің модульдері белгілі

$$a_{ED}^n = \omega_4^2 \cdot l_{ED} = 35^2 \cdot 0,35 = 428,75 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

$\bar{a}_{ED}^n$  үдеуі үдеулер сызбасында  $DE$  буынына параллель жүргізілген және  $E$  нүктесінен  $D$  нүктесіне қарай салынған ( $de'$ ) кесіндісімен берілген, оның шамасы

$$(de') = \frac{a_{ED}^n}{\mu_a} = \frac{428,75}{25} = 17,2 \text{ мм}.$$

Теңдеуге (2.10) сәйкес  $\pi$  полюсі бойынша сырғақтың жүрісіне ( $x-x$  сызықтары) параллель ( $\pi e$ ) сәулесін, ал  $e'$  нүктесі бойынша 4-бұлғақтың  $DE$  сызығына перпендикуляр ( $e'e$ ) сәулесін жүргіземіз. ( $\pi e$ ) және ( $e'e$ ) кесінділері (2.3, в сурет)  $\bar{a}_E$  және  $\bar{a}_{ED}^t$  үдеулерінің модульдерін анықтайды

$$\bar{a}_E = (\pi e) \cdot \mu_a = 96 \cdot 25 = 2400 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

$$\bar{a}_{ED}^t = (e'e) \cdot \mu_a = 35 \cdot 25 = 1225 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

$S_2$ ,  $S_3$  және  $S_4$  масса орталықтары сәйкесінше механизмнің жылжымалы буындарының  $AB$ ,  $BC$  және  $DE$  сызықтарында (2.3, а сурет) орналасқан. Олай болса, үдеулер сызбасының  $S_2$ ,  $S_3$  және  $S_4$  нүктелері аттас ( $ab$ ), ( $bc$ ) және ( $de$ ) сызықтарында орналасады. Нүктелердің орнын ұқсастық ережесі бойынша табамыз:

$$\frac{(aS_2)}{(ab)} = \frac{l_{AS_2}}{l_{AB}},$$

бұдан

$$(aS_2) = (ab) \cdot \frac{l_{AS_2}}{l_{AB}} = 68 \cdot \frac{1}{3} = 22,7 \text{ мм};$$

осы іспеттес

$$(bS_3) = (bc) \cdot \frac{l_{BS_3}}{l_{BC}} = 71 \cdot \frac{1}{3} = 23,7 \text{ мм};$$

$$(dS_4) = (de) \cdot \frac{l_{DS_4}}{l_{DE}} = 38 \cdot \frac{1}{3} = 12,7 \text{ мм}.$$

Үдеулер сызбасының сәйкес сызықтарындағы  $(aS_2)$ ,  $(bS_3)$ ,  $(dS_4)$  кесінділерінің есептік мәндерін бөлек салып, масса орталықтарының үдеу модульдерін анықтаймыз:

$$a_{S_2} = (\pi S_2) \cdot \mu_a = 41 \cdot 25 = 1025 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

$$a_{S_3} = (\pi S_3) \cdot \mu_a = 47 \cdot 25 = 1175 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

$$a_{S_4} = (\pi S_4) \cdot \mu_a = 97 \cdot 25 = 2425 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

Масса орталықтарының  $\bar{a}_{S_2}$ ,  $\bar{a}_{S_3}$  және  $\bar{a}_{S_4}$  үдеулерінің бағытын үдеулер сызбасындағы  $\overline{\pi S_2}$ ,  $\overline{\pi S_3}$  және  $\overline{\pi S_4}$  векторлары анықтайды. Жанама (тангенциал)  $\bar{a}_{BA}^t$ ,  $\bar{a}_{BC}^t$  және  $\bar{a}_{ED}^t$  үдеулердің модульдері мен бағыттарын сәйкесінше үдеулер сызбасындағы  $b'b$ ,  $b''b$  және  $e'e$  векторлары анықтайды:

$$\bar{a}_{BA}^t = (b'b) \cdot \mu_a = 32 \cdot 25 = 800 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

$$\bar{a}_{BC}^t = (b''b) \cdot \mu_a = 41 \cdot 25 = 1025 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

$$\bar{a}_{ED}^t = (e'e) \cdot \mu_a = 35 \cdot 25 = 875 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2},$$

өз кезегінде соңғылары механизмнің жылжымалы буындарының бұрыштық үдеулерінің бағыттары мен шамаларын анықтауға мүмкіндік береді:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^t}{l_{BA}} = \frac{800}{0,2} = 4000 \text{ с}^{-2};$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{BC}^t}{l_{BC}} = \frac{1025}{0,2} = 5125 \text{ с}^{-2};$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{ED}^t}{l_{ED}} = \frac{875}{0,35} = 2500 \text{ с}^{-2}.$$

Бұрыштық үдеулер  $\varepsilon_2$ ,  $\varepsilon_3$ ,  $\varepsilon_4$  бағыттары механизм сызбасында (2.3, а сурет) меңзерлермен көрсетілген. Қосиіннің  $\varepsilon_1$  бұрыштық үдеуі нөлге тең, себебі  $\omega_1 - \text{const}$ .

Механизм сұлбасында (2.3, а сурет) бейнеленген буындардың бұрыштық үдеулері мен нүктелердің сызықтық үдеулерінің есептік мәндерін 2.3 кестеге енгіземіз.

Кесте 2.3 – Жылдамдықтар мен үдеулердің есептік мәндері

Кинематикалық параметр	Механизмнің ерекше нүктелері мен жылжымалы буындарының белгіленуі											
	A	B	C	D	E	S <sub>2</sub>	S <sub>3</sub>	S <sub>4</sub>	OA	AB	CD	DE
1. Нүктелердің сызықтық жылдамдықтары, м·с <sup>-1</sup>	10	17	0	23,75	23,75	9,75	11,3	22,7	-	-	-	-
2. Буындардың бұрыштық жылдамдықтары, с <sup>-1</sup>	-	-	-	-	-	-	-	-	100	86,5	85,0	35,0
3. Нүктелердің сызықтық үдеулері, м·с <sup>-2</sup>	1000	1775	0	2485	2400	1025	1175	2425	-	-	-	-
4. Буындардың бұрыштық үдеулері, с <sup>-2</sup>	-	-	-	-	-	-	-	-	0	4000	5125	2500

### 3 ПРАКТИКАЛЫҚ ЖҰМЫС «ИІНТІРЕК МЕХАНИЗМНІҢ КҮШІН ЕСЕПТЕУ»

#### 3.1 Жұмыстың мақсаты

Механизмдердің күшін талдау саласындағы студенттердің теориялық білімдерін тереңдету және бекіту, шеберліктері мен практикалық дағдыларын дамыту. Жылжымалы буындарға әсер ететін инерциялық жүктемелерді есептеп шығару, жазық иінітiрек механизмнің кинематикалық жұптарындағы теңестіру моменті мен реакцияларды анықтау.

#### 3.2 Қысқаша теориялық мәліметтер

Механизмнің күшін талдау кезінде әсер етуші күштер (жұмыстық жүктеме, ауырлық, серіппелер күштері) белгілі болуы тиіс, ал анықтауға жататындар – барлық кинематикалық жұптардағы инерциялық жүктемелер, реакциялар мен механизмнің бастапқы буынындағы теңестіру моменті (немесе теңестіруші күш). Механизмге әсер етуші басқа күштермен салыстырғанда аз болғандықтан, кинематикалық жұптардағы үйкеліс күшіне әдетте мән бермейді.

Кинематикалық жұптардағы күштерді білу оларды беріктік, қатаңдық, тозуға төзімділік мен сенімділікке есептеу, мойынтіректердің түрі мен өлшемдерін таңдау, механизмнің пайдалы әсер коэффициентін анықтау үшін қажет.

Кинематикалық жұптардағы реакцияларды анықтау Даламбер принципін (буындарға әсер етуші сыртқы күштерге инерция күшін қосса, механизмнің буынын немесе буындар тобын тепе-теңдік жағдайда деп қарастыруға болады) пайдалана отырып статика теңдеулері формасында жазылған қозғалыс теңдеулерін шешуге негізделеді.

Механизмдердің күшін талдау аналитикалық, сондай-ақ графикалық әдістермен келесі тәртіпте жүргізіледі:

- механизмнің жылжымалы буындарына әсер ететін күштерді (инерция, салмақ күштері, жұмыстық жүктемелер, серіппелер күші) анықтайды;

- Ассур құрылымдық топтарын белгілейді. Күшті есептеуді соңғы қосылған топтан бастайды, ары қарай Ассурдың алдыңғы тобына көшеді және т.б.;

- механизмнің күшін есептеуді бастапқы буынды есептеумен аяқтайды. Тепе-теңдік шартынан тіреуіш жағынан қосынғы әсер ететін теңестіру моменті мен реакцияны табады.

#### 3.3 Есептеу үшін бастапқы деректер

Бастапқыда орындалған № 2 жұмыстан студенттер механизмнің кинематикалық сұлбасы мен оның жылжымалы буындарының масса



орталықтарының  $\varepsilon$  бұрыштық және  $a_s$  сызықтық үдеулерінің есептік мәндерін (2.3 кесте) алады, ал қосымша деректер – буындардың массалары мен инерция моменттерін, жұмыс мәрмііндегі  $F$  жұмыстық жүктемені өз нұсқасының нөміріне сәйкес 3.1 кестеден алады.

Кесте 3.1 – № 3 жұмысқа бастапқы деректердің нұсқалары

Нұсқа нөмірі	Иітірек механизм-нің сұлбасы	Буындардың масссы, кг			Инерция моменттері, кг·м <sup>2</sup>			Жүктеме $F$ , кН
		$m_2, m_3$	$m_4$	$m_5$	$J_{S_1}$	$J_{S_2}, J_{S_3}$	$J_{S_4}$	
1	2.1,а сурет	3	9	20	0,06	0,15	0,18	4
2		4	12	30				6
3		5	15	40				8
4	2.1,б сурет	5	15	40	0,08	0,20	0,20	8
5		3	9	20				4
6		4	12	30				6
7	2.1,в сурет	3	9	20	0,06	0,18	0,22	4
8		4	12	30				6
9		5	15	40				8
10	2.1,г сурет	4	12	30	0,08	0,24	0,24	6
11		5	15	40				8
12		3	9	20				4
13	2.1,а сурет	6	24	50	0,08	0,20	0,22	8
14		4	16	40				6
15		3	12	30				4
16	2.1,б сурет	6	24	50	0,1	0,24	0,24	8
17		4	12	30				4
18		5	20	45				6
19	2.1,в сурет	4	16	40	0,1	0,22	0,26	4
20		5	20	45				6
21		6	24	50				8
22	2.1,г сурет	5	20	45	0,08	0,28	0,28	6
23		3	12	30				4
24		6	24	50				8

### 3.4 Есептеу үлгісі

Төменде 3.1-суретте бейнеленген механизмнің күшіне талдау жасалынған. Бұл механизмнің кинематикалық сұлбасы мен үдеулер сызбасы, сондай-ақ буындардың бұрыштық және сызықтық үдеулері мен олардың масса орталықтарының мәндері № 2 практикалық жұмыстан (2.3-сурет пен 2.3 кестені қараңыз) алынған және 3.2 кестеге енгізілген.

Кесте 3.2 – Кинематикалық, салмақтық және күштік сипаттамалар

Буындардың бұрыштық үдеулері, $c^{-2}$	Сызықтық үдеулер, $m \cdot c^{-2}$	Буындардың инерция моменттері, $кг \cdot m^2$	Буындардың массасы, кг	Жұмыстық жүктеме, кН
$\varepsilon_2 = 4000$ $\varepsilon_3 = 5125$ $\varepsilon_4 = 2500$	$a_{S_2} = 1025$ $a_{S_3} = 1175$ $a_{S_4} = 2425$ $a_E = 2400$	$J_{S_2} = J_{S_3} = 0,1$ $J_{S_4} = 0,1$ $J_{S_1} = 0,06$	$m_2 = m_3 = 5$ $m_4 = 5$ $m_5 = 10$	$F=5$

#### 3.4.1 Буындардың инерция күштері мен салмақ күштерін есептеу

$P_u$  инерция күштері мен  $M_u$  инерция күштері жұптары моменттерінің шамалары келесі теңдеулерден анықталады:

$$P_u = m_S \cdot a_S, \quad (3.1)$$

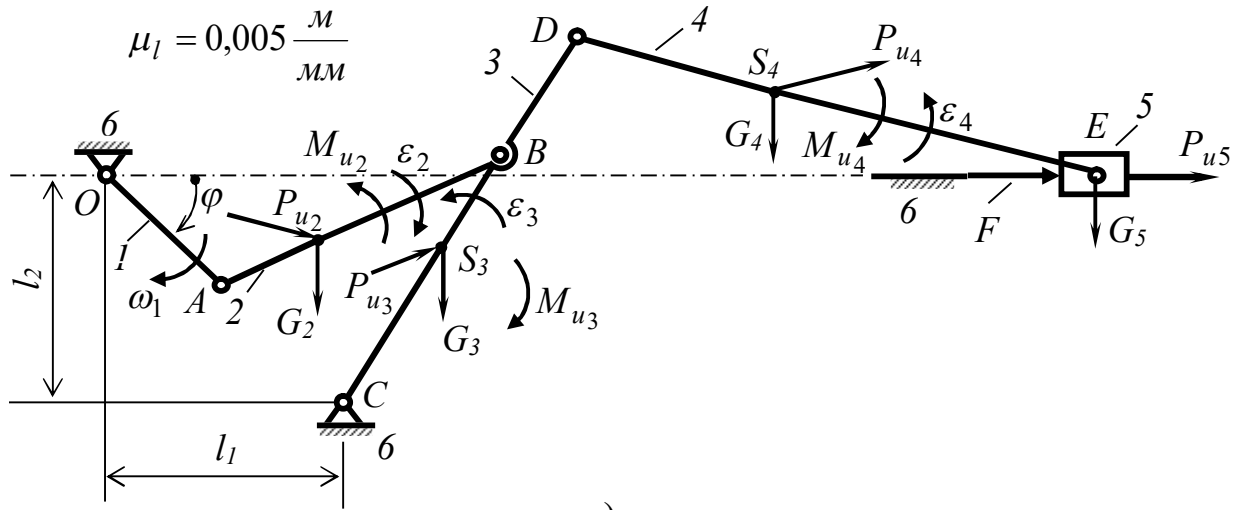
$$M_u = J_S \cdot \varepsilon. \quad (3.2)$$

3.1 мен 3.2 формулаларға массалардың ( $m_S$ ), инерция моменттерінің ( $J_S$ ), масса орталықтары мен зерттеліп отырған механизмнің жылжымалы буындарының сызықтық ( $a_S$ ) және бұрыштық ( $\varepsilon$ ) үдеулерінің сәйкес мәндерін қоя отырып,  $P_u$  инерция күшінің мәні мен  $M_u$  инерция күшінің жұп моментін анықтаймыз:

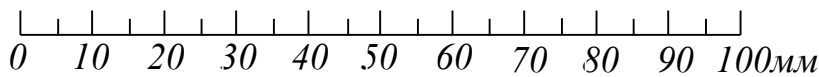
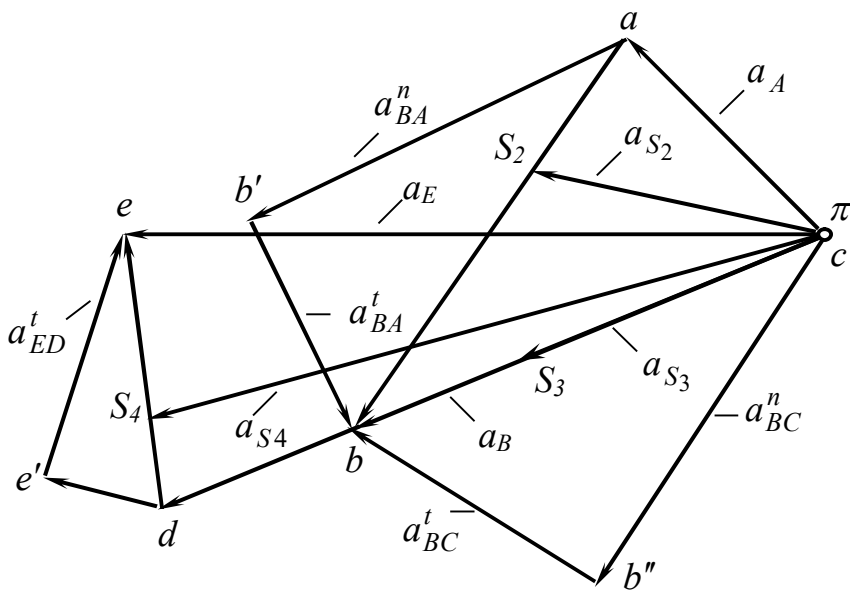
$$P_{u_2} = 5125 \text{ Н}, \quad P_{u_3} = 5875 \text{ Н}, \quad P_{u_4} = 12125 \text{ Н}, \quad P_{u_5} = 24000 \text{ Н},$$

$$M_{u_2} = 400 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad M_{u_3} = 512,5 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad M_{u_4} = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Инерция күштерінің  $\bar{P}_{u_2}$ ,  $\bar{P}_{u_3}$ ,  $\bar{P}_{u_4}$  және  $\bar{P}_{u_5}$  векторларының бағыттары жылжымалы буындардың масса орталықтарының  $a_{S_2}$ ,  $a_{S_3}$ ,  $a_{S_4}$  және  $a_E$  сызықтық үдеулерінің сәйкес бағыттарына қарама-қарсы (3.1-сурет).



а)



б)

Сурет 3.1 – Механизмнің күшін есептеуге арналған

$M_{u_2}$ ,  $M_{u_3}$ ,  $M_{u_4}$  инерция күштері жұптары моменттерінің бағыттары  $\varepsilon_2$ ,  $\varepsilon_3$  және  $\varepsilon_4$  бұрыштық үдеулерінің сәйкес бағыттарына қарама-қарсы (3.1, а сурет).

Зерттеліп отырған механизмнің жылжымалы буындарының салмақ күшінің шамалары олардың массаларымен келесі формула бойынша анықталады:

$$G = mg, \quad (3.3)$$

бұндағы  $m$  – буындардың массасы, кг;

$g \approx 10 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$  - дененің еркін құлау үдеуі.

Буындар массаларының сәйкес мәндерін тәуелділікке (3.3) қоя отырып, төмендегіні аламыз

$$G_2 = m_2 g = 5 \cdot 10 = 50 \text{ Н}$$

$$G_2 = G_3 = G_4$$

$$G_5 = 100 \text{ Н}.$$

Біздің бұл жағдайымыздағы  $G_2$ ,  $G_3$  және  $G_4$  салмақ күштері  $F$  жұмыстық жүктемеден бір пайыздан аспайды, сондықтан бұдан әрі есептеулерде тек  $G_5$  салмақ күшін есепке аламыз, ал  $G_2$ ,  $G_3$  және  $G_4$  жүктемелерін ескермейміз.

Зерттеліп отырған механизмде бірінші жылжымалық дәрежесі бар, оның құрамына бастапқы механизм мен екі Ассур тобы кіреді. Механизмнің құрылымдық формуласы төмендегідей:

$$I(1,6) + II(2,3) + II(4,5)$$

Күшті есептеуді соңғы қосылған Ассур тобынан бастайды.

3.4.2 А с с у р т о п т а р ы н ы ң к ү ш і н е с е п т е у

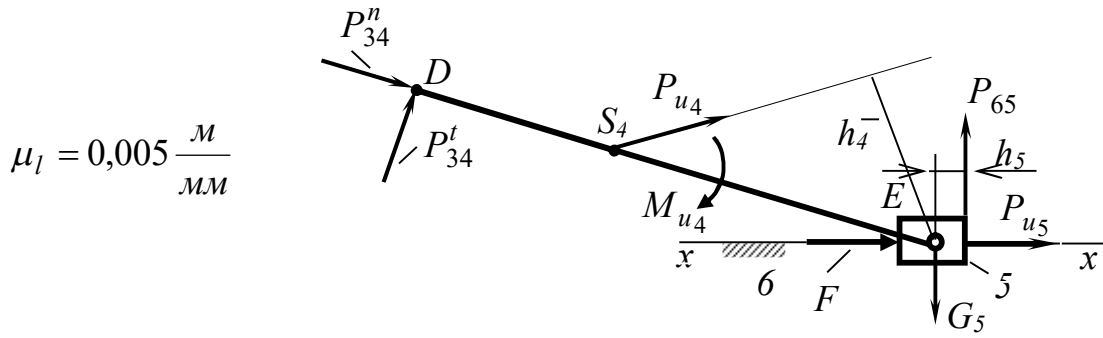
3.4.2.1 4 - 5 б у ы н д а р д ы ң т о б ы.

$\mu_l = 0,005 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$  масштабында Ассур тобын сызамыз (3.2, а сурет), ол 3.1, а

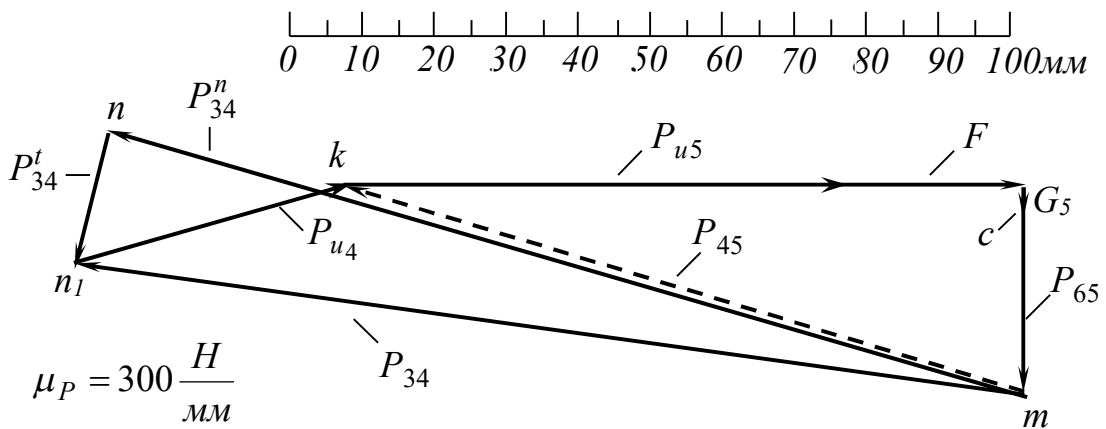
суретінде көрсетілген күйде болуы керек.

Барлық топ немесе оның жеке буындарының тепе-теңдік теңдеулерін пайдалана отырып, графикалық-аналитикалық әдіспен келесі нысанда есептеуді жүргіземіз

$$\sum \bar{M}_i = 0; \quad \sum \bar{P}_i = 0.$$



а)



б)

Сурет 3.2 – 4-5 буындар тобының күшін есептеуге арналған

$D$  кинематикалық жұбындағы 3-буынының 4-буынына реакциясын  $\bar{P}_{34}$  деп белгілейміз, ол шамасы мен бағыты жағынан белгісіз, сондықтан оны  $DE$  буынының бойымен және көлденеңімен бағытталған сәйкесінше  $\bar{P}_{34}^n$  және  $\bar{P}_{34}^t$  құрамдастарына бөлеміз.

Тіреуіштің сырғаққа  $\bar{P}_{65}$  реакциясы сырғақ жолына перпендикуляр ( $x-x$  сызықтары) бағытталған, оның қосылу нүктесі белгісіз.  $\bar{P}_{65}$  реакциясын  $E$  нүктесінен біршама  $h_5$  қашықтықта орналастырамыз.

Топқа әсер ететін күштер тепе-теңдігінің теңдеуі төмендегідей:

$$\bar{P}_{34}^n + \bar{P}_{34}^t + \bar{P}_{u4} + \bar{P}_{u5} + \bar{F} + \bar{G}_5 + \bar{P}_{65} = 0 \quad (3.4)$$

Теңдеуде (3.4) шамасы жағынан  $\bar{P}_{34}^n$ ,  $\bar{P}_{34}^t$  және  $\bar{P}_{65}$  күштері белгісіз.  $\bar{P}_{34}^t$  реакциясы  $E$  нүктесінің қатысына қарай  $DE$  буынына әсер ететін күштер моментінің теңдеуінен аналитикалық жолмен анықталады:

$$P_{34}^t \cdot l_{DE} + M_{u4} + P_{u4} \cdot h_4 = 0,$$

бұдан

$$P_{34}^t = -\frac{M_{u4} + P_{u4} \cdot h_4}{l_{DE}} = -\frac{250 + 12125 \cdot 0,125}{0,35} = -5044 \text{ Н}.$$

Бұнда  $h_4$  иіні мен  $DE$  буынының ұзындығы метрмен қойылады ( $h_4$  иіні сызбада миллиметрмен өлшеніп,  $\mu_l$  масштабына көбейтіледі).  $\bar{P}_{34}^t$  реакциясының кері мәні жүктеме 3.2, а суретінде көрсетілгенге қарама-қарсы бағытта екенін көрсетеді.

$\bar{P}_{34}$  және  $\bar{P}_{65}$  реакциялары  $\mu_P = 300 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$  масштабында салынған күштер сызбасындағы  $mn_1$  және  $cm$  кесінділерін (сурет 3.2, б) теңдеуге (3.4) сәйкес анықтайды:

$$P_{34} = (mn_1) \cdot \mu_P = 136 \cdot 300 = 40800 \text{ Н};$$

$$P_{65} = 28 \cdot 300 = 8400 \text{ Н}.$$

Бұнда 5-буынына әсер етуші күштер теңдеуінен табылған  $E$  кинематикалық жұбындағы  $\bar{P}_{45}$  реакциясы сызықшалармен көрсетілген:

$$\bar{P}_{u5} + \bar{F} + \bar{P}_{65} + \bar{G}_5 + \bar{P}_{45} = 0$$

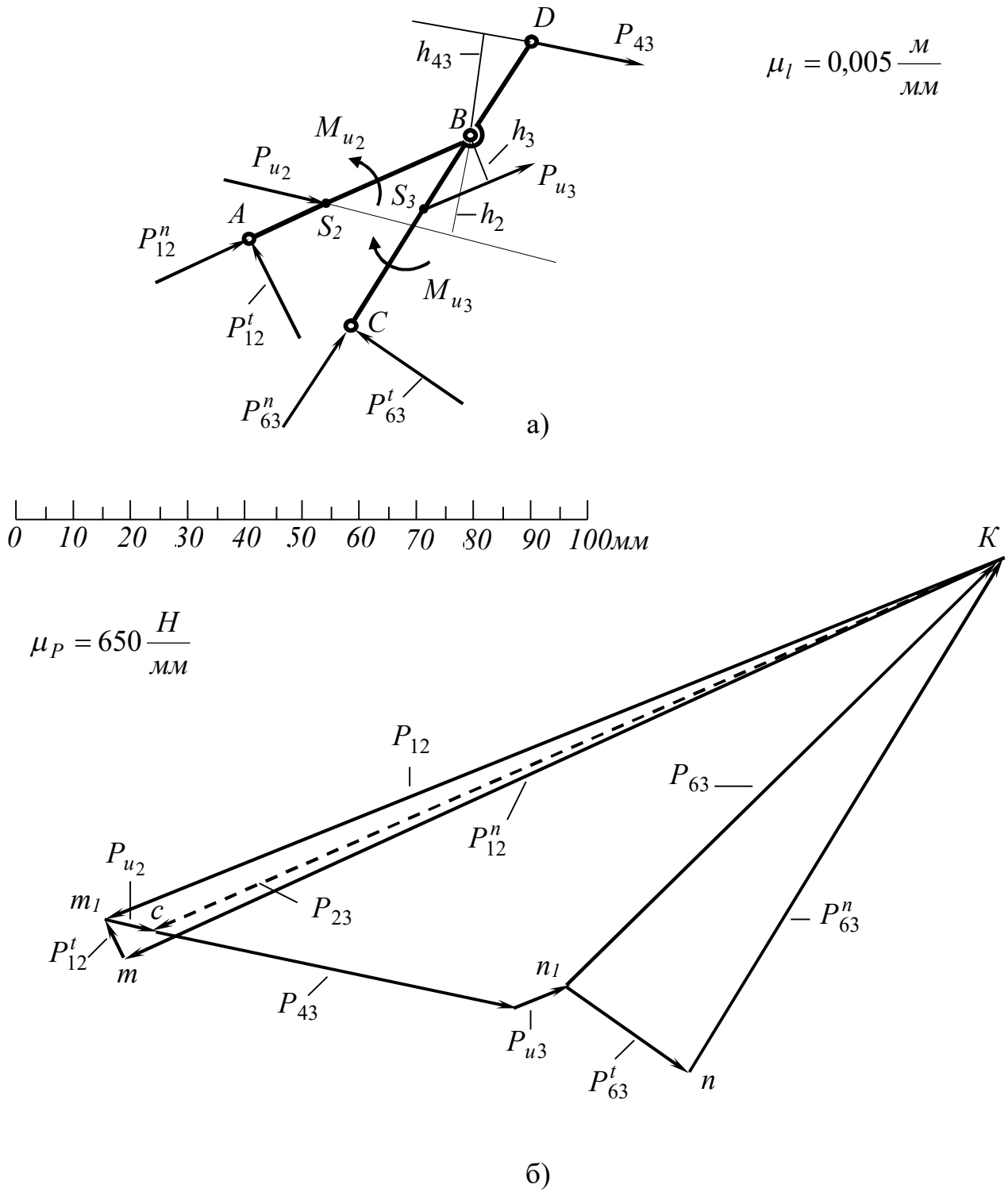
$$P_{45} = (mk) \cdot \mu_P = 101 \cdot 300 = 30300 \text{ Н}$$

$E$  нүктесінен  $\bar{P}_{65}$  күшінің әсер ету иіні ( $h_5$  қашықтығы) нөлге тең, себебі  $F$ ,  $P_{u5}$ ,  $G_5$  мен  $P_{45}$  күштері  $E$  нүктесі арқылы өтеді.  $h_5 = 0$  болғанда ғана  $E$  нүктесінің қатысына қарай 5-буынына әсер етуші күштер моменттерінің жалпы саны нөлге тең болады.

#### 3.4.2.2 2 - 3 б у ы н д а р ы н ы ң т о б ы

Топтың буындарына (3.3, а сурет) 2-буынына қосиін реакциясының ( $P_{12}$ )  $P_{u2}$ ,  $P_{u3}$ ,  $M_{u2}$ ,  $M_{u3}$  инерциялық жүктемелері, 3-буынына б-тіреуіштің ( $P_{63}$ ) және 3-буынына 4-бұлғақтың ( $P_{43}$ ) реакциялары әсер етеді.  $\bar{P}_{43}$  реакциясы шамасы жағынан  $\bar{P}_{34}$  күшіне тең болғанымен, бағыты бойынша қарама-қарсы.

$\bar{P}_{12}$  мен  $\bar{P}_{63}$  күштері шамасы және бағыты жағынан белгісіз. Оларды  $AB$  және  $BC$  буындарының бойымен және көлденең бағытталған сәйкесінше  $P_{12}^n$ ,  $P_{12}^t$ ,  $P_{63}^n$ ,  $P_{63}^t$  құрамдастарына бөлеміз.



Сурет 3.3 – 2-3 буындар тобының күшін есептеуге арналған

Қарастырылып отырған Ассур тобының буындарына әсер етуші күштердің векторлық теңдеуі төмендегідей болады:

$$\bar{P}_{12}^n + \bar{P}_{12}^t + \bar{P}_{u2} + \bar{P}_{43} + \bar{P}_{u3} + \bar{P}_{63}^t + \bar{P}_{63}^n = 0 \quad (3.5)$$

$P_{12}^t$  реакциясы  $B$  нүктесінің қатысына қарай 2-буынға әсер ететін күштер моменттерінің тепе-теңдік шартынан анықталады (3.3, а сурет).

$$P_{12}^t \cdot l_{AB} - P_{u2} \cdot h_2 - M_{u2} = 0,$$

бұдан

$$P_{12}^t = \frac{P_{u2} \cdot h_2 + M_{u2}}{l_{AB}} = \frac{5125 \cdot 0,09 + 400}{0,2} = 4310 \text{ Н}.$$

Осы іспеттес  $P_{63}^t$  реакциясы анықталады

$$P_{63}^t \cdot l_{BC} + M_{u3} - P_{u3} \cdot h_3 + P_{43} \cdot h_{43} = 0,$$

$$P_{63}^t = \frac{P_{u3} \cdot h_3 - M_{u3} - P_{43} \cdot h_{43}}{l_{BC}} = \frac{5875 \cdot 0,04 - 512,5 - 40800 \cdot 0,0725}{0,2} = -16178 \text{ Н}$$

Бұндағы минус белгісі  $P_{63}^t$  векторының бағыты 3.3, а фигурасында көрсетілген бағытқа қарама-қарсы екенін көрсетеді. Бұл фактіні топқа әсер етуші күштердің векторлық көпбұрышын (3.3, б сурет) салған кезде есепке аламыз. Алдымен теңдеуге (3.5) сәйкес модулі мен бағыты бойынша белгілі  $\bar{P}_{12}^t$ ,  $\bar{P}_{u2}$ ,  $\bar{P}_{43}$ ,  $\bar{P}_{u3}$ ,  $\bar{P}_{63}^t$  векторларының жалпы саны шығарылып, содан кейін  $m$  және  $n$  нүктелері арқылы  $P_{63}^n$  және  $P_{12}^n$  құрамдастарына сәйкесінше параллель  $nk$  және  $mk$  сәулелері жүргізіледі.

$nk$  және  $mk$  кесінділері сәйкесінше  $\bar{P}_{63}^n$  және  $\bar{P}_{12}^n$  жүктемелерінің шамаларын, ал  $kn_1$  мен  $km_1$  кесінділері –  $C$  және  $A$  кинематикалық жұптарындағы  $P_{63}$  және  $P_{12}$  толық реакцияларын анықтайды:

$$P_{63} = (kn_1) \cdot \mu_P = 102 \cdot 650 = 66300 \text{ Н};$$

$$P_{12} = (km_1) \cdot \mu_P = 172 \cdot 650 = 111800 \text{ Н}.$$

Күштердің векторлық көпбұрышында (3.3, б сурет) сызықшалармен 3-буынға әсер ететін күштер теңдеуінен табылған  $B$  кинематикалық жұбындағы  $P_{23}$  реакциясы көрсетілген:

$$\bar{P}_{u3} + \bar{P}_{43} + \bar{P}_{63} + \bar{P}_{23} = 0$$

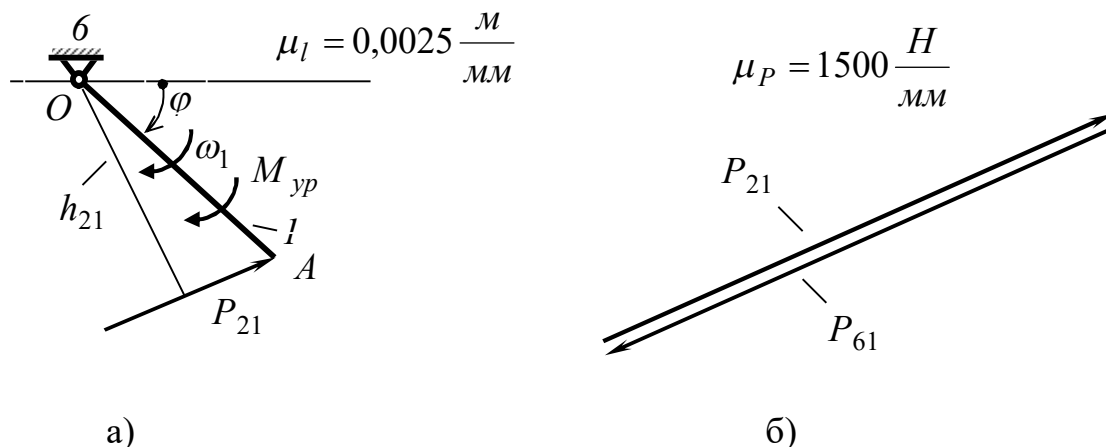
$kc$  кесіндісі осы реакцияның шамасын анықтайды:

$$P_{23} = (kc) \cdot \mu_P = 165 \cdot 650 = 107250 \text{ Н}.$$



### 3.4.2.3 Бастапқы буынның күшін есептеу

$OA$  қосиіні (3.1-сурет) айналууды қозғалтқыштан алады. Қозғалтқыш қосиінмен муфта арқылы қосылған деп санап, қосиінге  $\bar{P}_{21}$  реакциясын ғана емес, сондай-ақ қозғалтқыштан  $M_{yp}$  теңгеру моментін (3.4, а сурет) де қоса салу қажет.  $\bar{P}_{21}$  реакциясы  $\bar{P}_{12}$  реакциясына модуль бойынша тең болғанымен, бағыты жағынан қарама-қарсы (3.3, б сурет).



Сурет 3.4 – Бастапқы буынның күшін есептеуге арналған

$M_{yp}$  теңгеру моменті  $O$  нүктесінің қатысына қарай  $l$ -буынға әсер етуші күштер моменттерінің теңдеуінен анықталады:

$$P_{21} \cdot h_{21} - M_{yp} = 0$$

бұдан

$$M_{yp} = P_{21} \cdot h_{21} = 111800 \cdot (38 \cdot 0,0025) = 10621 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$O$  тіреуішіндегі реакция  $l$ -буынға әсер етуші күштердің векторлық теңдеуінен анықталмақ:

$$\bar{P}_{21} + \bar{P}_{61} = 0$$

бұдан

$$\bar{P}_{61} = -\bar{P}_{21}, \text{ т.е. } P_{61} = 111800 \text{ Н}.$$

$OA$  қосиінінің күйін жүйелі ауыстыра отырып (мысалы, әрбір 30 градус сайын  $\varphi$  бұрышын өзгертіп), мойынтіректер мен қозғалтқышты іріктеуге қажетті механизмнің барлық кинематикалық жұптарындағы реакциялардың орта және экстремалды мәндері мен теңгеру моментінің орта мәндерін анықтау мүмкін болады.

## 4 ПРАКТИКАЛЫҚ ЖҰМЫС «ЖАЗЫҚ ИІНТІРЕК МЕХАНИЗМДЕРДІ СТАТИКАЛЫҚ ТЕҢГЕРУ»

### 4.1 Жұмыстың мақсаты

Айналмалы буындар мен иінітiрек механизмдердi теңгеру бойынша теориялық бiлiмдi тереңдету мен бекiту, шеберлiктер мен практикалық дағдыларды дамыту. Топсалы 4 буынды механизмнiң инерция күштерiнiң негiзгi векторын теңгеру әдiстерiмен танысу.

### 4.2 Қысқаша теориялық мәліметтер

Қазiргi заманғы машиналар, әдеттегiдей, тез жүредi. Механизмдердiң жылжымалы буындарының инерция күштерi (динамикалық жүктеме) жиi жұмыстық жүктемеден артық болады, олар шамасы мен бағыты бойынша ауыспалы, кинематикалық жұптар мен буындардағы дiрiл, шу және қосымша кернеулердiң көзi болып табылады. Машиналарды жобалау кезiнде iргетасқа механизмнiң ауыспалы құрамдас қысымын толықтай немесе жартылай өшiруге тырысады.

Механизмнiң iргетасқа динамикалық қысымын толық жою үшiн  $\bar{F}_u$  негiзгi векторы мен  $\bar{M}_u$  инерция күштерiнiң негiзгi моментi механизм қозғалысының кез келген моментiнде нөлге тең болуы тиiстi екенi белгiлi:

$$\bar{F}_u = 0 \quad \text{және} \quad \bar{M}_u = 0 \quad (4.1)$$

Кейде механизмнiң жылжымалы буындары масса орталықтары күйiнiң тұрақтылық шартына тең болғандықтан, тек бiрiншi шарттың ( $\bar{F}_u = 0$ ) орындалуымен шектеледi. Есеп теңсалмақтардың массалары мен олардың механизм буындарында орналасуларын таңдау жолымен шешiледi, ол кезде бұл теңсалмақтардың инерция күштерi буындардың тiреуiштерiне механизмнiң жылжымалы буындарының инерция күштерi келтiретiн әсерлерге тең және қарама-қарсы әсер етедi.

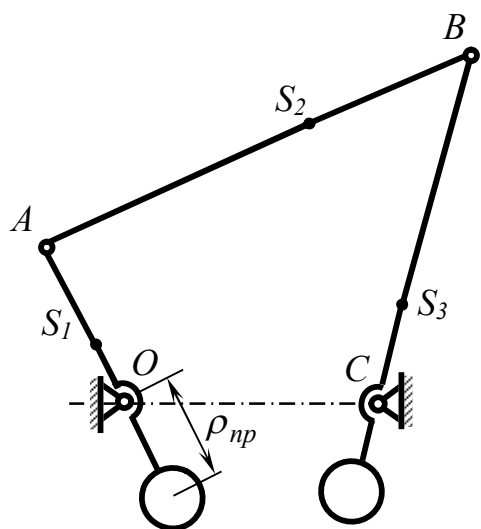
Тiреуiштiң қатысына қарай жылжымайтын нүктеге масса орталықтарын аударатын механизмнiң жылжымалы буындарының массаларын бөлудi механизм массаларын статикалық теңгеру деп атайды. Айналу осiмен созылыңқылығы аз буындар (шкив, тегершiк, тiстi доңғалақтар және т.с.с.) үшiн ( $\bar{F}_u = 0$ ) статикалық теңгеруi жеткiлiктi. Басқа пiшiндi буындар (мысалы, бiлiктер мен барабандар) үшiн формуланың (4.1) екi шарты да орындалуы тиiс. Статикалық теңгеру теңсалмақтардың көмегiмен жылжымалы буындардың масса орталықтары механизмнiң тiрек тiреуiштерiне келтiрiлген жағдайда қамтамасыз етiледi.

### 4.3 Есептеу үшін бастапқы деректер

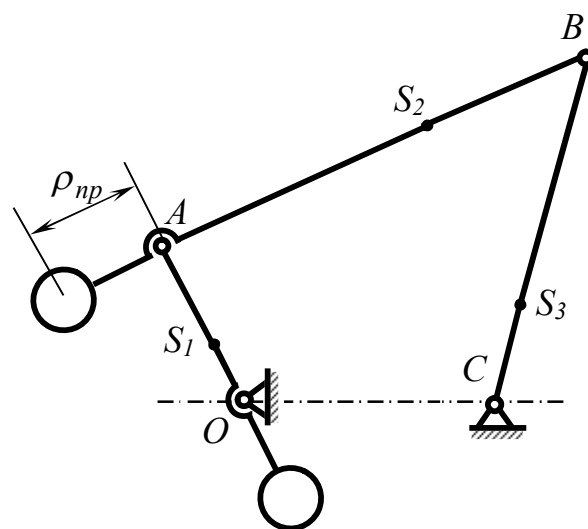
Иіңтірек механизмнің сұлбасы (4.1-сурет), оның өлшемдері мен массалары, теңсалмақтарды орнату орны мен жылжымалы буындардың масса орталықтарының күйі студентке бекітілген нұсқа нөміріне сәйкес 4.1 кестеден таңдалып алынады.

Кесте 4.1 – № 4 жұмысқа бастапқы деректердің нұсқалары

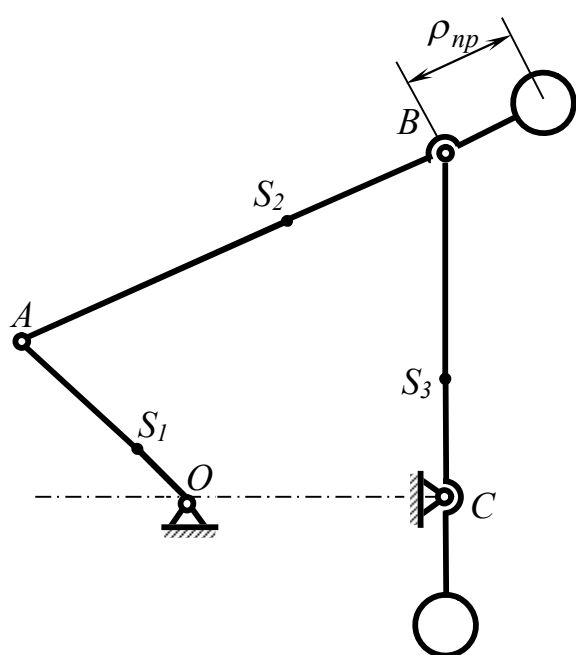
Нұсқа нөмірі	Иіңтірек механизмнің сұлбасы	Буындардың өлшемдері, м		Буындардың массасы, кг		
		$l_{OA}$	$l_{AB}; l_{BC}; l_{OC}$	$m_1$	$m_2$ $m_3$	
1	4.1,а сурет	0,1	$l_{AB} = 2,4l_{OA}$ $l_{BC} = 1,8l_{OA}$ $l_{OC} = 1,4l_{OA}$	1,5	$m_2 = 2,5m_1$  $m_3 = 2m_1$	
2		0,15		2,0		
3		0,20		2,5		
4	4.1,б сурет	0,1		1,8		
5		0,15		2,2		
6		0,20		2,6		
7	4.1,в сурет	0,1		2,0	$m_2 = 3,0m_1$	
8		0,15		2,4		
9		0,20		2,8		
10	4.1,г сурет	0,1		$l_{OS_1} = 0,3l_{OA}$ $l_{BS_2} = 0,4l_{AB}$ $l_{CS_3} = 0,4l_{BC}$	3,0	$m_3 = 2,5m_1$
11		0,15		3,5		
12		0,20		3,8		
13	4.1,а сурет	0,25	$l_{AB} = 2,0l_{OA}$ $l_{BC} = 2,2l_{OA}$ $l_{OC} = 1,6l_{OA}$	2,5	$m_2 = 2,2m_1$  $m_3 = 2,6m_1$	
14		0,30		3,0		
15		0,35		3,5		
16	4.1,б сурет	0,25		2,8		
17		0,30		3,5		
18		0,35		4,0		
19	4.1,в сурет	0,25		3,0	$m_2 = 2,6m_1$	
20		0,30		3,8		
21		0,35		4,4		
22	4.1,г сурет	0,25		$l_{OS_1} = 0,4l_{OA}$ $l_{BS_2} = 0,6l_{AB}$ $l_{CS_3} = 0,6l_{BC}$	2,8	$m_3 = 3,0m_1$
23		0,30		3,6		
24		0,35		4,2		



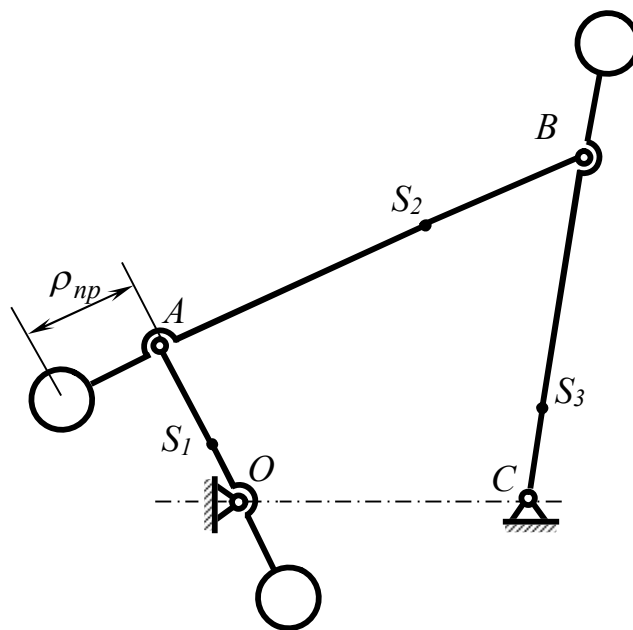
a)



б)



в)



г)

Сурет 4.1 – Жазық иіктірек механизмдер

Теңсалмақтарды орнатудың  $\rho$  радиустарын келесі арақатыстан анықтау қажет

$$\rho = 0,6l_{OA}$$

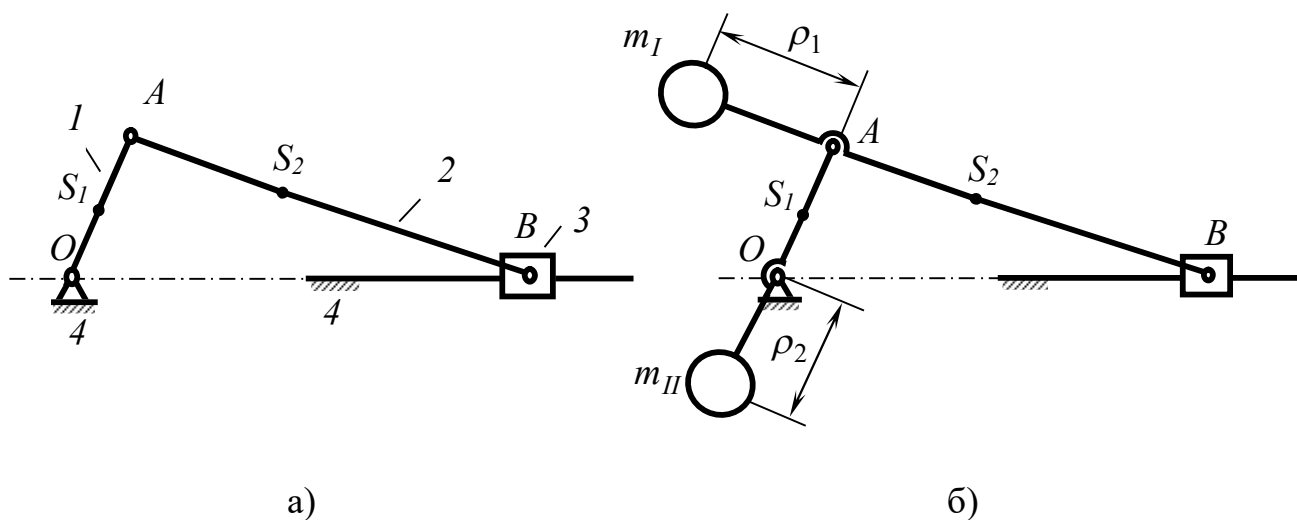
#### 4.4 Есептеу үлгісі

Төменде, үлгі ретінде қосиінді-бұлғақты механизмді статикалық теңгеру орындалған (4.2-сурет). 4.2 кестеде статикалық теңгеру есебін шешуге арналған зерттеліп отырған механизмнің жылжымалы буындарының қажетті өлшемдері мен массалары келтірілген.

Кесте 4.2 – Буындардың өлшемдік және салмақтық сипаттамалары

Буындардың өлшемдік сипаттамалары, м						Буындардың массалары, кг		
$l_{OA}$	$l_{AB}$	$l_{OS_1}$	$l_{AS_2}$	$\rho_1$	$\rho_2$	$m_1$	$m_2$	$m_3$
0,15	0,4	0,075	0,16	0,09	0,09	0,1	0,2	0,3

Статикалық теңгеру кезінде теңсалмақтардың  $m_I$  және  $m_{II}$  массаларын жылжымалы буындардың масса орталықтары 4-тіреуіштің  $O$  нүктесіне (4.2-сурет) ауысатындай етіп таңдайды..



Сурет 4.2 – Қосиінді-сырғақты механизмді теңгеру

Бірінші теңсалмақ  $AB$  буынының жалғасына орнатылады, теңсалмақтың  $m_I$  массасы  $m_2$ ,  $m_3$  және  $m_I$  масса орталықтары  $A$  нүктесінде болатындай таңдалып алынады, соның өзінде келесі шарт орындалуы тиіс

$$m_I \cdot \rho_1 = m_2 \cdot l_{AS_2} + m_3 \cdot l_{AB},$$

бұдан

$$m_I = \frac{m_2 \cdot l_{AS_2} + m_3 \cdot l_{AB}}{\rho_1} = \frac{0,2 \cdot 0,16 + 0,3 \cdot 0,4}{0,09} = 1,69 \text{ кг}.$$

Екінші теңсалмақ (4.2-сурет)  $OA$  қосиінінің жалғасына орнатылады. Теңсалмақтың  $m_{II}$  массасы жылжымалы буындар мен теңсалмақтардың масса орталықтары  $O$  нүктесінде орналасу шартынан анықталады, соның өзінде келесі шарт орындалуы тиіс

$$m_{II} \cdot \rho_2 = m_1 \cdot l_{OS_1} + (m_3 + m_2 + m_I) \cdot l_{OA},$$

бұдан

$$m_{II} = \frac{m_1 \cdot l_{OS_1} + (m_3 + m_2 + m_I) \cdot l_{OA}}{\rho_2} = \frac{0,1 \cdot 0,075 + (0,3 + 0,2 + 1,69) \cdot 0,15}{0,09} = 3,73 \text{ кг}$$

Осылайша, екі  $m_I$  және  $m_{II}$  теңсалмақтарын орнату арқылы қосиінді-сырғақты механизмнің статикалық теңгеруін қамтамасыз етеміз, машинаның іргетасы инерциялық күштердің әсерінен жеңілдетіледі.

## 5 ПРАКТИКАЛЫҚ ЖҰМЫС «ЖАЗЫҚ МЕХАНИЗМДЕРДЕГІ КҮШ ПЕН МАССАНЫ КЕЛТІРУ»

### 5.1 Жұмыстың мақсаты

Көпбуынды механизмді эквивалент бірмассалы динамикалық модельмен (тіреуіш – келтіру буыны) ауыстыру жолымен механизмдерге динамикалық талдау жасау міндеттерін шешу бойынша теориялық білімді тереңдету және бекіту, шеберліктер мен практикалық дағдыларды дамыту.

### 5.2 Қысқаша теориялық мәліметтер

Берілген күштердің әсерімен механизмнің қозғалу заңын зерделеу машина динамикасының негізгі міндеттерінің бірі болып табылады. Күрделі көпбуынды жүйенің (машина, машина агрегаты) кинематикалық сипаттамаларын (жылдамдық, үдеу, орын ауыстыру) анықтау көп еңбекті қажет етеді, себебі сыртқы жүктемелер – қозғалтушы күштер мен кедергі күштер, әдеттегідей, шамасы мен бағыты бойынша ауыспалы, ал күштердің әсері кезеңді болумен қатар, кезеңсіз де болады. Егер механизмде еркіндіктің бір дәрежесі ( $W=1$ ) болса, онда көпбуынды механизмге динамикалық талдау жасау міндетін келтіру буыны қозғалысы заңы нақты көпбуынды механизмнің кіріс буыны қозғалысы заңымен толық сәйкес келетіндей  $J_n$  инерция моменті бар және  $M_n$  моментімен жүктелген келтіру буыны деп аталатын бір буын қозғалысының теңдеуін шешуге келтіруге болады. Егер  $M_n$  моменті өрістететін қуат күш қуаттары мен зерттеліп отырған механизмнің жылжымалы буындарына қосымша берілген моменттердің жалпы санына тең, ал келтіру буынының кинетикалық энергиясы осы механизмнің жылжымалы буындарының кинетикалық энергияларының жалпы санына тең болса, келтіру буыны зерттеліп отырған механизмнің өзгеше динамикалық моделі болып табылады.

Баяндалған шарттар төменде аналитикалық формада берілген:

- қосиінге келтірілген  $OA$  моменті үшін

$$M_n = \frac{\sum F_i \cdot \varrho_i \cos \alpha_i + \sum M_i \cdot \omega_i}{\omega_1}, \quad (5.1)$$

мұнда  $F_i$  және  $M_i$  -  $i$  буынға түсірілген күш пен момент, сәйкесінше  $H$  және  $H \cdot m$ ;

$\varrho_i$  -  $F_i$  күші нүктесінің жылдамдығы,  $m \cdot c^{-1}$ ;

$\alpha_i$  -  $F_i$  күші векторы мен  $\nu_i$  жылдамдық векторы арасындағы бұрыш, град.;

$\omega_i$  және  $\omega_1$  - сәйкесінше  $i$  буыны мен келтіру буынының бұрыштық жылдамдығы,  $c^{-1}$ .

- келтірілген инерция моменті үшін

$$J_n = \frac{\sum m_i \vartheta_i^2 + \sum J_i \omega_i^2}{\omega_1^2}, \quad (5.2)$$

мұнда  $m_i$  -  $i$  буынының массасы, кг;

$\vartheta_i$  -  $i$  буыны масса орталығының жылдамдығы,  $m \cdot c^{-1}$ ;

$J_i$  - масса орталығы арқылы өтетін осьтің қатысына қарай  $i$  буынының инерция моменті,  $кг \cdot м^2$ .

### 5.3 Есептеу үшін бастапқы деректер

Студент өзі бұрын орындаған № 2 және № 3 жұмыстардан механизмнің кинематикалық сұлбасын, буындардың масса орталықтарының шамалары мен  $\vartheta_S$  жылдамдық векторларының бағыттарын, жылжымалы буындардың  $\omega$  бұрыштық жылдамдықтары мен  $J_S$  инерция моменттері,  $G$  салмақ күші мен  $F$  жұмыстық жүктемесінің мәндерін алады. Келтіру буыны деп  $OA$  қосиінін таңдап алу қажет.

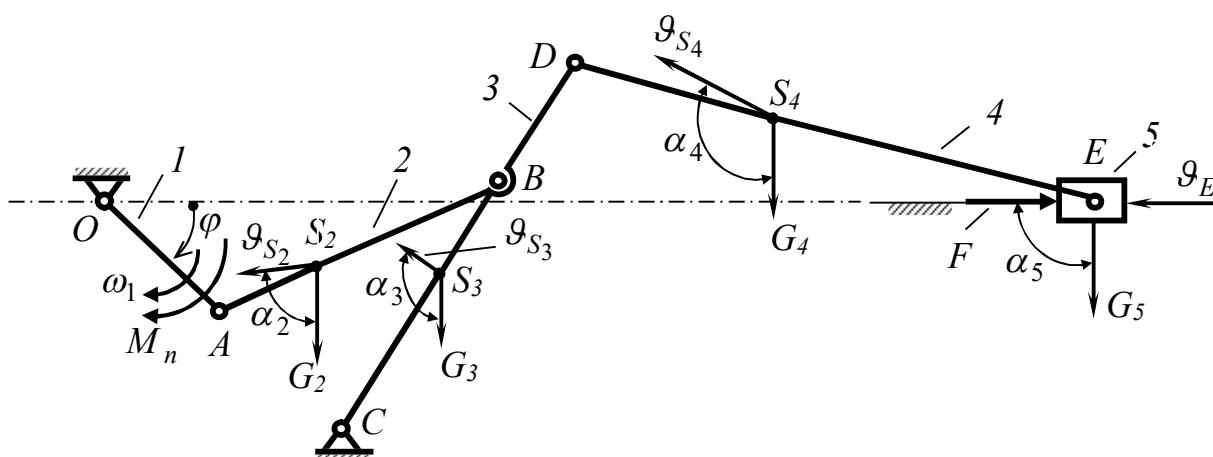
### 5.4 Есептеу үлгісі

Иінтірек механизмнің кинематикалық сұлбасы (5.1-сурет), буындардың жылдамдықтары ( $v_S$  және  $\omega$ ) мен инерция моменттерінің мәндері, салмақтық  $G$  және  $F$  жұмыстық жүктемелері № 2 және № 3 практикалық жұмыстардан (2.4 пен 3.4 бөлімдерді қараңыз) алынған және 5.1 кестеге енгізілген.

Кесте 5.1 – Бастапқы кинематикалық және күш параметрлері

Сызықтық жылдамдықтар, $м \cdot c^{-1}$	Бұрыштық жылдамдықтар, $c^{-1}$	Буындардың инерция моменттері, $кг \cdot м^2$	Буындардың массалары, кг	Сыртқы жүктемелер, Н
$\vartheta_{S_2} = 9,75$ $\vartheta_{S_3} = 11,3$ $\vartheta_{S_4} = 22,7$ $\vartheta_E = 23,75$	$\omega_1 = 100$ $\omega_2 = 86,5$ $\omega_3 = 85$ $\omega_4 = 35$	$J_{S_2} = 0,1$ $J_{S_3} = 0,1$ $J_{S_4} = 0,1$ $J_{S_1} = 0,06$	$m_2 = m_3 = m_4 = 5$ $m_5 = 10$	$G_2 = G_3 = G_4 = 50$ $G_5 = 100$ $F = 5000$





Сурет 5.1 – Жазық иітірек механизмнің есептеу сұлбасы

#### 5.4.1 Күштерді келтіру

Күштерді келтіру қуаттардың тепе-теңдігі негізінде орындалады, яғни  $M_n$  келтірілген моменті өрістететін қуат механизмнің буындарына әсер етуші сыртқы күштер өрістететін қуаттардың жалпы санына тең.

5.1-суретте бейнеленген механизм үшін сыртқы күштер:  $F$  кедергі күші мен  $G_2$ ,  $G_3$ ,  $G_4$  және  $G_5$  салмақ күштері болып табылады.  $\vartheta_{S_2}$ ,  $\vartheta_{S_3}$  және т.б. жылжымалы буындардың масса орталықтары жылдамдықтары векторларының бағыттары жылдамдықтар сызбасына (2.3, б сурет) сәйкес салынған.

$OA$  қосиініне келтірілген  $M_n$  моментінің шамасын 5.1 формуладан шығатын 5.3 тәуелділігі анықтайды

$$M_n = \frac{F \cdot \vartheta_E \cos \alpha_E + \sum G_i \cdot \vartheta_i \cos \alpha_i}{\omega_1}, \quad (5.3)$$

мұнда  $\alpha_i$  -  $i$  масса орталығының  $G_i$  салмақ күші векторы мен  $\vartheta_{S_i}$  жылдамдық векторының арасындағы бұрыш;

$\alpha_E$  - сырғақтың  $F$  күш векторы мен  $\vartheta_E$  жылдамдығының арасындағы бұрыш ( $\alpha_E = 180^\circ$ ).

5.1-суреттен көрініп тұрғандай,  $\alpha_2$  мен  $\alpha_3$  бұрыштары  $90^\circ$ -қа жақын, ал  $\alpha_5 = 90^\circ$ . Бұдан басқа  $G_2$  және  $G_3$  салмақ күштері  $F = 5000H$  жұмыстық жүктеменің тек бір пайызын құрайды, сондықтан 5.3 есептеу формуласына тек  $F$  және  $G_4$  күштерінен деректер кіреді:

$$M_n = \frac{F \cdot \vartheta_E \cos \alpha_E + G_4 \cdot \vartheta_{S_4} \cos \alpha_4}{\omega_1},$$

бұдан

$$M_n = \frac{5000 \cdot 23,75 \cdot \cos 180^0 + 50 \cdot 22,7 \cdot \cos 109^0}{100} \approx -1191 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

«Минус» белгісі келтірілген буындағы  $M_n$  моменті мен  $\omega_1$  бұрыштық жылдамдығының бағыттары қарама-қарсы екенін дәлелдейді.

#### 5.4.2 М а с с а л а р д ы к е л т і р у

Массаларды келтіру кинетикалық энергиялардың тепе-теңдігі негізінде орындалады. *ОА* буыны айналып қозғалады, ендеше келтірілген  $J_n$  инерция моменті ұғымын пайдаланған орынды.

Келтірілген буынның (*ОА* қосиіні)  $T_n$  кинетикалық энергиясы зерттеліп отырған механизмнің жылжымалы буындары кинетикалық энергияларының жалпы санына тең болуы тиіс:

$$\frac{J_n \omega_1^2}{2} = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5, \quad (5.4)$$

бұдан

$$J_n \cdot \omega_1^2 = \sum m_i \cdot \vartheta_{S_i}^2 + \sum J_{S_i} \cdot \omega_i^2 \quad (5.5)$$

Жылжымалы буындардың  $m_i$  массалары мен  $J_i$  инерция моменттерінің бастапқы деректерін, буындардың  $\omega_i$  бұрыштық және сызықтық жылдамдықтары мен олардың масса орталықтарының мәндерін 5.5 формулаға қойып, келесіні аламыз:

$$\begin{aligned} J_n \cdot \omega_1^2 &= J_1 \cdot \omega_1^2 + m_2 \cdot \vartheta_{S_2}^2 + J_2 \cdot \omega_2^2 + m_3 \cdot \vartheta_{S_3}^2 + J_3 \cdot \omega_3^2 + m_4 \cdot \vartheta_{S_4}^2 + J_{S_4} \cdot \omega_4^2 + \\ &+ m_5 \cdot \vartheta_E^2 = 0,06 \cdot 100^2 + 5 \cdot 9,75^2 + 0,1 \cdot 86,5^2 + 5 \cdot 11,3^2 + 0,1 \cdot 85^2 + \\ &+ 5 \cdot 22,7^2 + 0,1 \cdot 35^2 + 10 \cdot 23,75^2 = 11522 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{с}^{-2}, \end{aligned}$$

бұдан

$$J_n = \frac{\sum T_i}{\omega_1^2} = \frac{11522}{100^2} = 1,152 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Осындай есептеулерді механизмнің 12...24 бірізді күйлері үшін орындайды және есептеулердің мәліметтері бойынша қосиіннің бұрылу бұрышынан келтірілген күштер мен келтірілген массалардың тәуелділіктерін құрастырады

$$M_n = M_n(\varphi) \quad \text{және} \quad J_n = J_n(\varphi).$$

Соңғылары машиналар мен механизмдер динамикалары бойынша есептерді шешуде кең пайдаланылады.

## 6 ПРАКТИКАЛЫҚ ЖҰМЫС «ИІНТІРЕК МЕХАНИЗМДЕРДІҢ ПАЙДАЛЫ ӘСЕР КОЭФФИЦИЕНТІ (ПӘК)»

### 6.1 Жұмыстың мақсаты

Иінтірек механизмдердің ПӘК есептеу бойынша теориялық білімді тереңдету және бекіту, шеберлік пен практикалық дағдыны дамыту.

### 6.2 Қысқаша теориялық мәліметтер

Механизм қозғалысының толық уақытына екіпін алу, қалыптасқан қозғалыс уақыты мен қозғалыстан шығу уақыты енеді. Механизмнің пайдалы әсер коэффициенті қалыптасқан қозғалыс циклі үшін ғана анықталады.

Қалыптасқан қозғалыс циклі кезеңінде қозғалтушы күштердің  $A_D$  жұмысы түрінде механизмге жеткізілетін энергия  $A_n$  пайдалы жұмысы мен кинематикалық жұптардағы үйкеліс күштері мен ортаның үйкеліс күштерін игерумен байланысты  $A_T$  жұмысын іске асыруға жұмсалады:

$$A_D = A_n + A_T$$

Төмендегі қатынас механизмнің механикалық пайдалы әсер коэффициенті деп аталады

$$\eta = \frac{A_n}{A_D} = \frac{A_D - A_T}{A_D} = 1 - \varphi, \quad (6.1)$$

мұнда  $\varphi = \frac{A_T}{A_D}$  - шығын коэффициенті.

Механизмнің ПӘК машина жасайтын жұмысты (мысалы, жүк көтеру) жүзеге асыруға машинаға жеткізілетін механикалық энергияның қай бөлігі пайдалы түрде жұмсалатынын көрсетеді. Үйкеліске кететін шығын әрқашан болмақ, сондықтан коэффициент  $\varphi > 0$ , ендеше үнемі  $\eta < 1$  болады.

Буындардың жылжымалы қосылыстарындағы үйкеліске кететін шығын тұрақсыз, сондықтан механизмдердің ПӘК әдетте эксперимент арқылы – стендтерде анықталады. ПӘК аналитикалық есептеулері тым жуық және көп еңбекті қажет етеді, алайда  $A_D$  және  $A_n$  жұмыстарының орнына сәйкесінше  $P_D$  және  $P_n$  қуаттарының орташа мәндерін қолданатын болсақ, есептеулер жеңілдетіледі

$$\eta = \frac{P_n}{P_D} = 1 - \frac{P_T}{P_D} = 1 - \varphi \quad (6.2)$$

Айналмалы және **кіріс** кинематикалық жұптардағы үйкеліс күштерінің  $P_T$  шұғыл қуаттары сәйкесінше келесі формулалардан анықталады:

$$P_T = 0,5f'Rd\omega \quad \text{және} \quad P_T = 0,5fR \cdot \vartheta, \quad (6.3)$$

бұнда  $f'$  және  $\omega$  - айналмалы кинематикалық жұптағы сәйкесінше келтірілген үйкеліс коэффициенті мен бұрыштық жылдамдық,  $c^{-1}$ ;

$f$  және  $\vartheta$  - **кіріс** кинематикалық жұбындағы үйкеліс коэффициенті мен сырғанау жылдамдығы,  $m \cdot c^{-1}$ ;

$R$  – кинематикалық жұптағы реакция,  $H$ ;

$d$  – біліктің диаметрі,  $m$ .

### 6.3 Есептеу үшін бастапқы деректер

Өзі бұрын орындаған № 2 және № 3 жұмыстардан студент механизмнің кинематикалық сұлбасын, жылжымалы буындардың  $\omega_1$ ,  $\omega_2$ ,  $\omega_3$  және  $\omega_4$  бұрыштық жылдамдықтарының шамалары мен бағыттарын және барлық кинематикалық жұптардағы реакциялардың мәндерін алады.

Қосымша деректер:

- механизмнің кинематикалық жұптары сұйықтық үйкеліс жағдайында жұмыс істейді, ілгерілемелі жұбындағы  $f$  үйкеліс коэффициенті мен айналмалы жұптардағы  $f'$  келтірілген коэффициенті 0,01-ге тең;

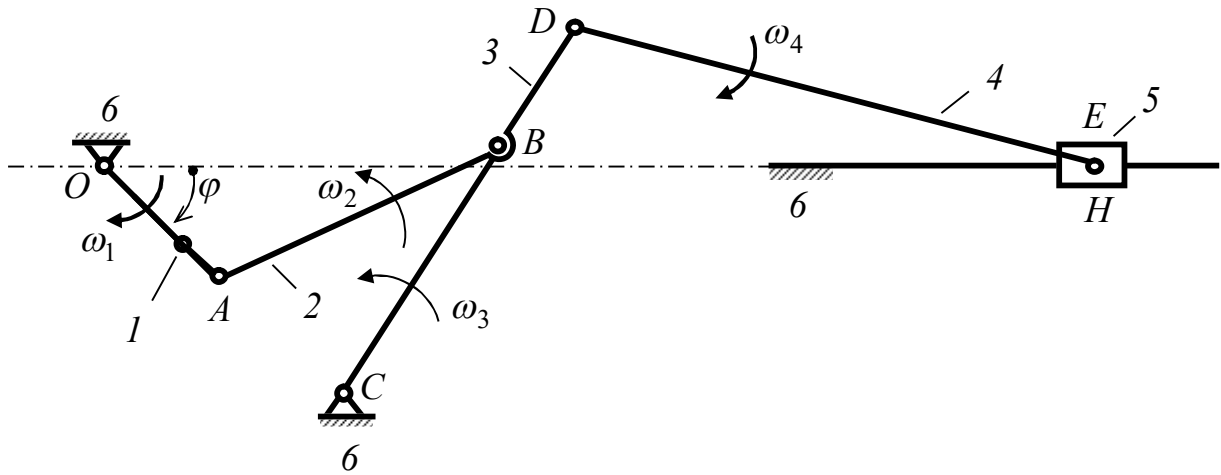
- барлық айналмалы кинематикалық жұптардағы біліктің диаметрі 60 мм-ге тең.

### 6.4 Есептеу үлгісі

ПӘК анықтау үшін қажетті зерттеліп отырған механизмнің кинематикалық сұлбасы (6.1-сурет), оның буындарының бұрыштық жылдамдықтары мен кинематикалық жұптардағы реакциялар № 2 және № 3 практикалық жұмыстардан (2.4 пен 3.4 бөлімдерді қараңыз) алынған және төмендегі 6.1 кестеде берілген.

Кесте 6.1 – Механизмнің кинематикалық және күш параметрлері

Буындардың бұрыштық жылдамдықтары, $c^{-1}$ және сырғақтың жылдамдығы, $m/c$					Кинематикалық жұптардағы реакциялар, $H$						
$\omega_1$	$\omega_2$	$\omega_3$	$\omega_4$	$\vartheta_E$	$P_{61}$	$P_{12}$	$P_{23}$	$P_{34}$	$P_{45}$	$P_{65}$	$P_{63}$
100	86,5	85	35	23,75	111800	111800	107250	40800	30300	8400	63300



Сурет 6.1 – Жазық иінтірек механизмнің есептеу сұлбасы

Зерттеліп отырған механизмде алты айналмалы ( $O$ ,  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$  және  $E$ ) және бір кіріс ( $H$ ) кинематикалық жұбы бар. Кинематикалық жұптардағы үйкеліс күшін жеңуге кететін қуат шығыны мына формулалар (6.3) бойынша анықталады:

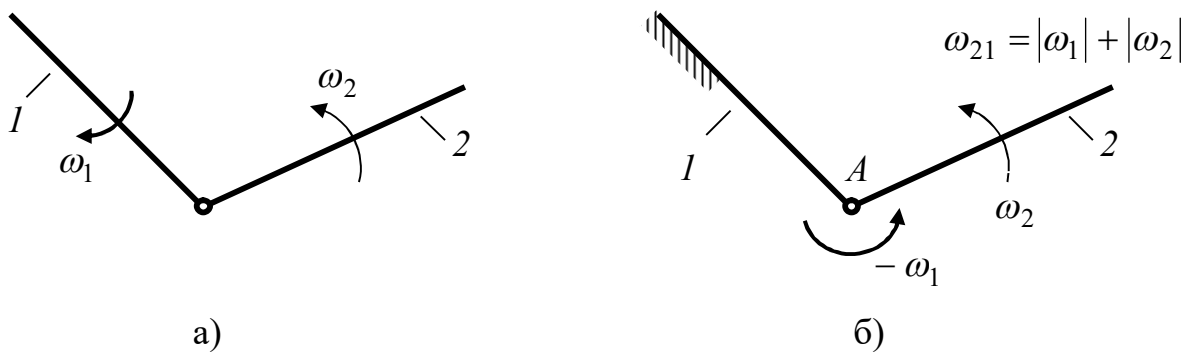
- « $O$ » айналмалы жұбында

$$N_{T.O} = f' \cdot R_{61} \cdot r \cdot \omega_1 = 0,01 \cdot 111800 \cdot 0,03 \cdot 100 = 3350 \text{ Вт}$$

- « $A$ » айналмалы жұбында

$$N_{T.A} = f' \cdot R_{12} \cdot r \cdot [\omega_{21}] = 0,01 \cdot 111800 \cdot 0,03 \cdot 186,5 = 6255 \text{ Вт}.$$

$A$  топсасындағы қатыстық бұрыштық жылдамдық  $[\omega_{21}]$  ойша 1 және 2-буындарға (6.2, а сурет) минус  $\omega_1$  жылдамдығы бар қосымша айналыс берсе анықталады. Сонда 1-буын тоқтайды (6.2, б сурет), ал 2-сі  $[\omega_{21}] = |\omega_1| + |\omega_2| = 100 + 86,5 = 186,5 \text{ с}^{-1}$  жылдамдықпен айналады.



Сурет 6.2 – Топсадағы  $\omega_{21}$  жылдамдығын анықтауға арналған

Топсада (B)

$$N_{T.B} = f' \cdot P_{23} \cdot r \cdot [\omega_{32}] = 0,01 \cdot 107250 \cdot 0,03 \cdot (86,5 - 85,0) = 48 \text{ Вт}.$$

Топсадағы (B) қатыстық жылдамдық  $[\omega_{32}]$   $\omega_2$  және  $\omega_3$  жылдамдықтарының айырмашылығына тең, себебі олар бір жаққа бағытталған.

Топсада (C)

$$N_{T.C} = f' \cdot P_{63} \cdot r \cdot \omega_3 = 0,01 \cdot 63300 \cdot 0,03 \cdot 85 = 1614 \text{ Вт}.$$

Топсада (D)

$$N_{T.D} = f' \cdot P_{34} \cdot r \cdot [\omega_{43}] = 0,01 \cdot 40800 \cdot 0,03 \cdot 120 = 1469 \text{ Вт}.$$

Бұнда  $\omega_{43} = |\omega_3| + |\omega_4| = 85 + 35 = 120 \text{ с}^{-1}$ , себебі  $\omega_3$  мен  $\omega_4$  қарама-қарсы жаққа бағытталған.

Топсада (E)

$$N_{T.E} = f' \cdot P_{45} \cdot r \cdot [\omega_{54}] = 0,01 \cdot 30300 \cdot 0,03 \cdot 35 = 318 \text{ Вт}.$$

Соңында, H ілгерілемелі жұбында

$$N_{T.H} = f \cdot P_{65} \cdot \vartheta_E = 0,01 \cdot 8400 \cdot 23,75 = 1995 \text{ Вт}.$$

Механизмнің барлық кинематикалық жұптарындағы үйкеліс күштерін жеңуге кеткен шұғыл қуат

$$N_T = \sum N_T^i = 3350 + 6255 + 48 + 1614 + 1469 + 318 + 1995 = 15,05 \text{ кВт}.$$

Пайдалы кедергілер күшін жеңуге кеткен шұғыл қуат келесі тәуелділіктен анықталады

$$N_n = F \cdot \vartheta_E = 5000 \cdot 23,75 = 118,5 \text{ кВт}.$$

$\varphi$  бұрышы күйіндегі механизмнің ПӘК шұғыл мәні

$$\eta_1 = 1 - \frac{N_T}{N_T + N_n} = 1 - \frac{15,05}{15,05 + 118,5} = 0,887.$$

Қосиін бір рет айналғандағы механизмнің ПӘК механизмнің 12...24 күйі үшін орташа арифметикалық болып есептеледі:

$$\eta_{cp} = \frac{\sum \eta_i}{12}.$$

## ӘДЕБИЕТТЕР

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988
2. Бурковский А.К. Теория механизмов и машин: Лабораторный практикум для студентов механических специальностей / ВКГТУ. – Усть-Каменогорск, 2004
3. Вульфсон И.И. и др. Механика машин: Учебное пособие для вузов. / Под ред. Г.А. Смирнова. – М.: Высшая школа, 1996
4. Попов С.А., Тимофеев Г.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин: учебное пособие для вузов / под ред. К.В. Фролова. – М.: Высшая школа, 2002
5. Смелягин А.И. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование: Учебное пособие. – М.: ИНФРА-М; Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2003
6. Фролов К.В., Попов С.А, Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и машин. Учебник. / под ред. К.В. Фролова. 4-е издание – М.: Высшая школа, 2003
7. Юдин В.А. и др. Сборник задач по теории механизмов и машин: Учебное пособие. - М.: Высшая школа, 1992.