

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.

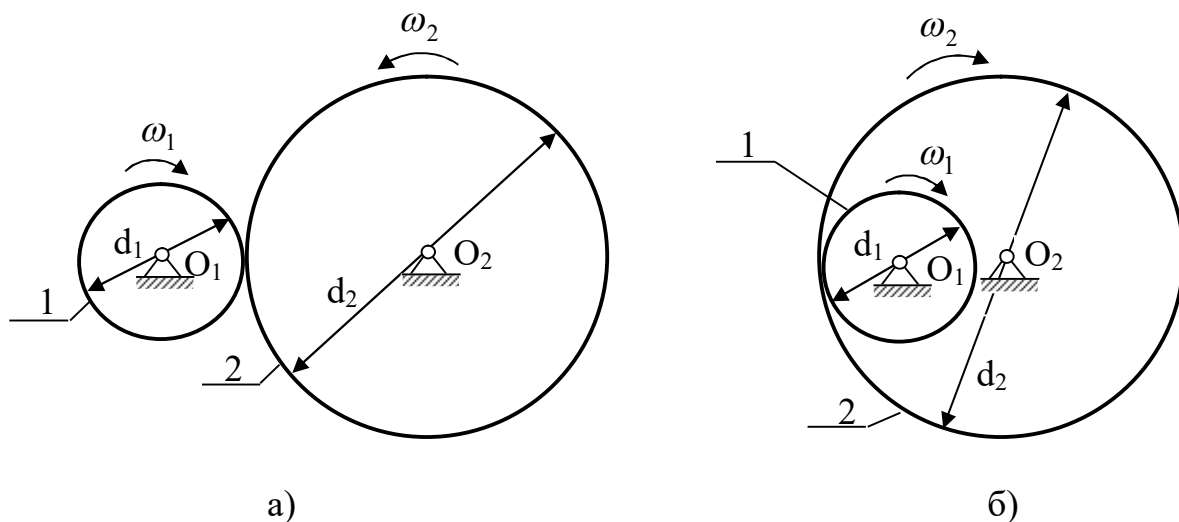
Тісті механизмнің негізгі кинематикалық сипаты болып бұрыштық жылдамдықтардың, доңғалақ тістерінің диаметрі немесе тістерінің ара қатынасымен анықталатын беріліс қатынасы табылады:

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

Бұндағы U_{12} - 1-доңғалақтан 2-доңғалаққа беріліс қатынасы; ω_1 и ω_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

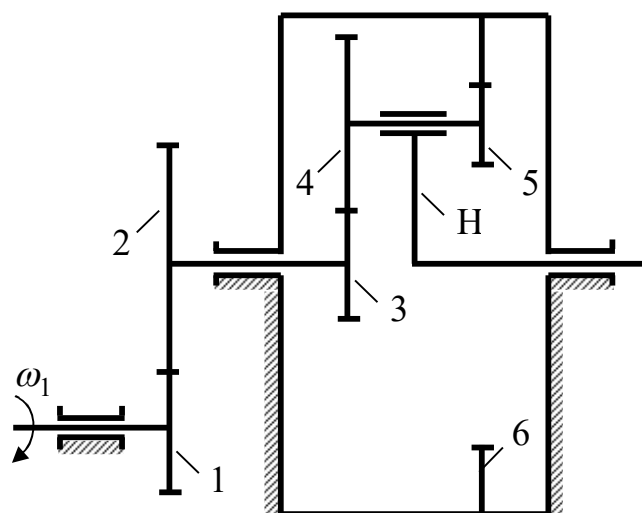
Кейбір доңғалақтарының шүлдіктері кеңістікте орын ауыстыратын тісті механизмдер (4 және 5-доңғалақтар мен 1.2-сурет) планетарлық деп аталады.

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. 6-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 ω_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:

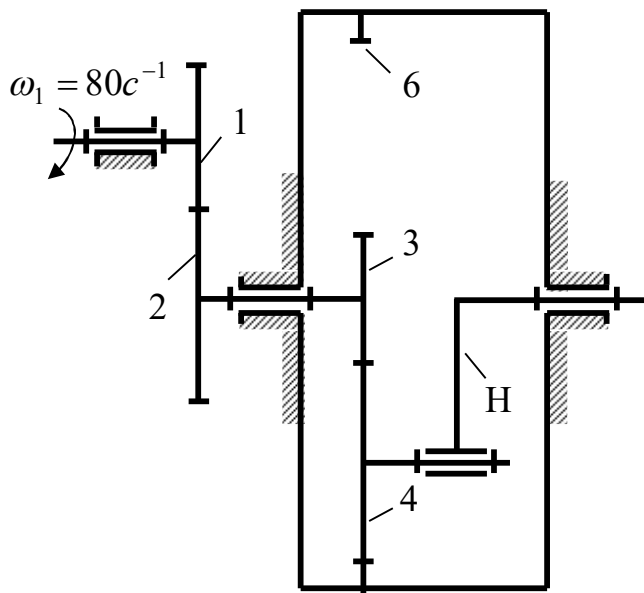
$$\begin{aligned} \text{орталық доңғалақ 3} & \quad \omega'_3 = \omega_3 - \omega_H; \\ \text{орталық доңғалақ 6} & \quad \omega'_6 = \omega_6 - \omega_H = -\omega_H; \\ \text{серік 4} & \quad \omega'_4 = \omega_4 - \omega_H; \\ \text{жетекші H} & \quad \omega'_H = \omega_H - \omega_H = 0. \end{aligned}$$

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

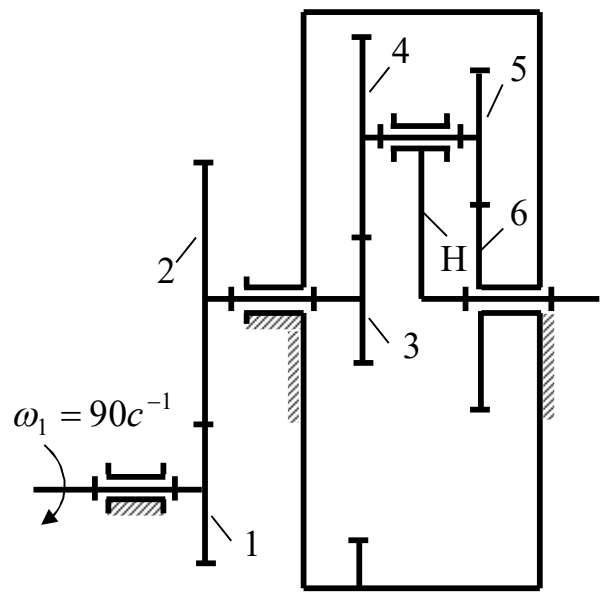
$$U_{36}^{(H)} = \frac{\omega'_3}{\omega'_6} = \frac{\omega_3 - \omega_H}{-\omega_H} = -\frac{z_4 \cdot z_6}{z_3 \cdot z_5}. \quad (1.3)$$

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

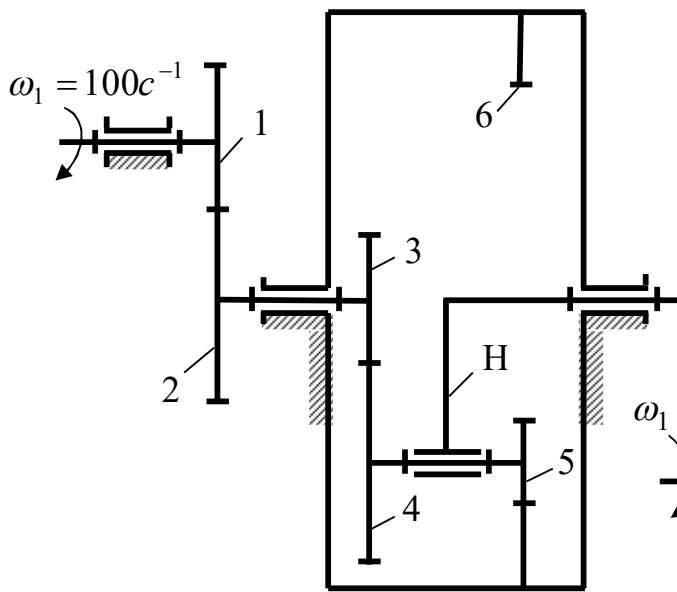
$$U_{\text{ПЛ}} = U_{3H} = \frac{\omega_3}{\omega_H} = 1 + \frac{z_4 \cdot z_6}{z_3 \cdot z_5} \quad (1.4)$$



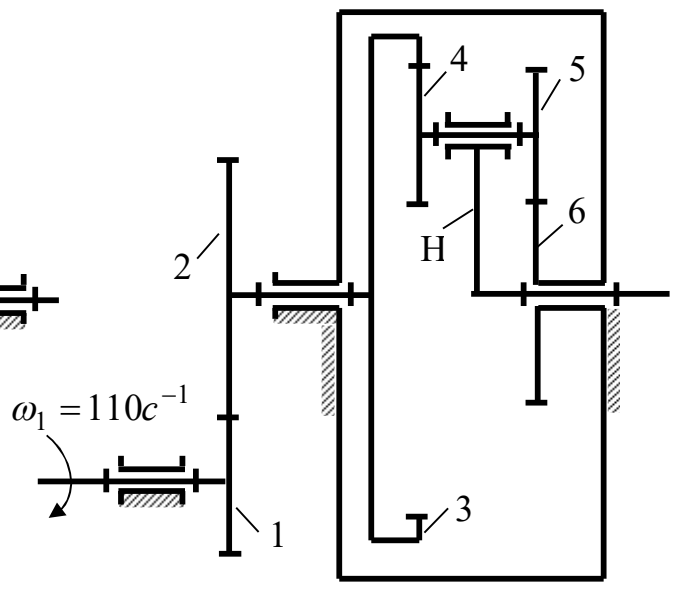
a)



б)



в)

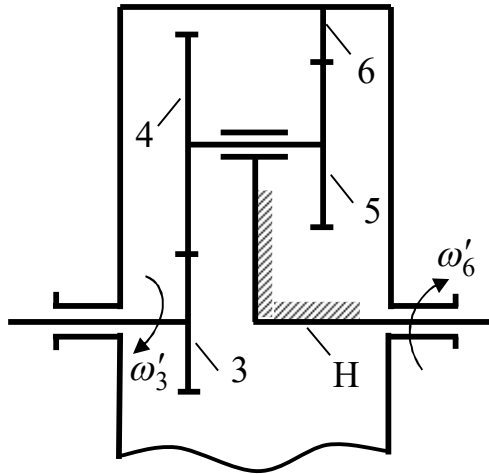


г)

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		
4	1.3, б сурет	16	25		36		
5		18	30	20	35	3,0	
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		
10	1.3, г сурет	16	25		32		
11		18	30	20	30	2,0	
12		20	35		34		
13	1.3, а сурет	17	28	20	28	—	2,5
14		19	35		38		
15		21	45	18	28		
16	1.3, б сурет	17	28		33		
17		19	35	16	28	3,5	
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		
22	1.3, г сурет	17	28		38		
23		19	35	18	26	12	3,0
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 μ_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 φ_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 $\overline{P1}, \overline{P2}, \overline{Ph}, P4, P5$ кесінділерін анықтайды.

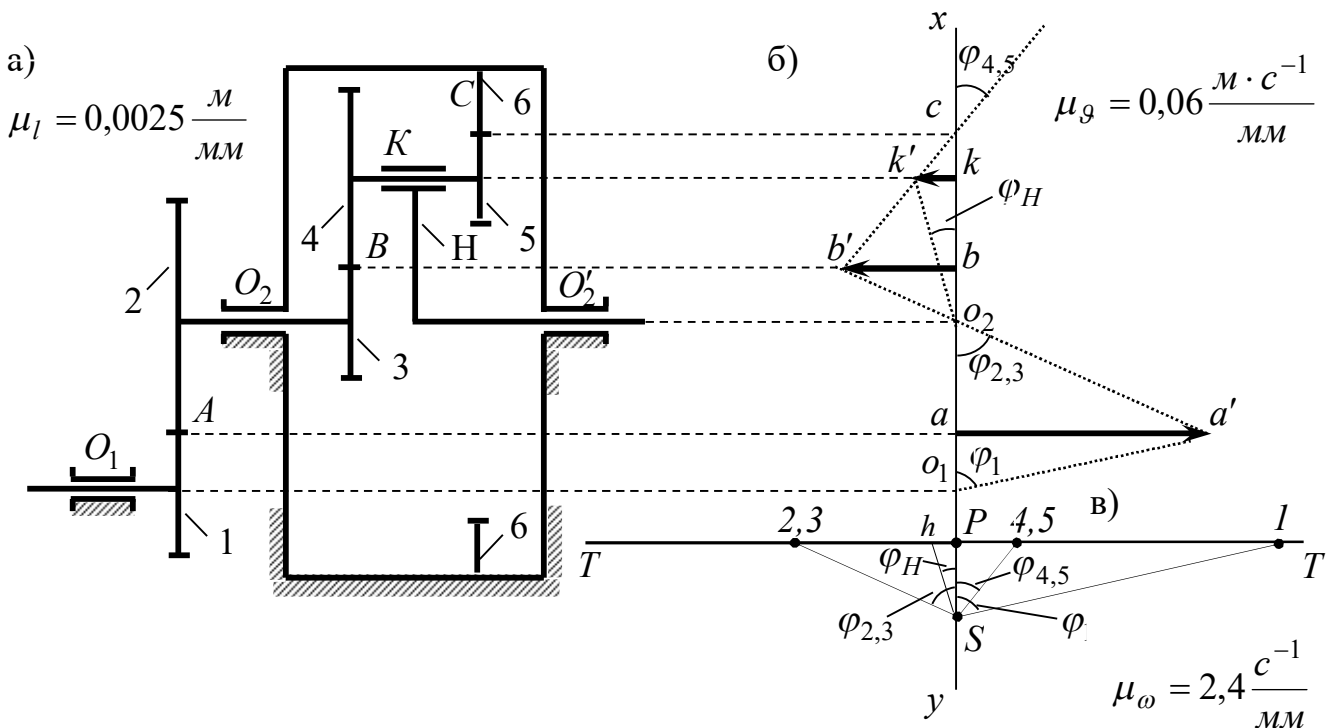
Бұрыштық жылдамдықтың масштабтық коэффициентін PS кесіндісінің шамасы анықтайды:

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

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.