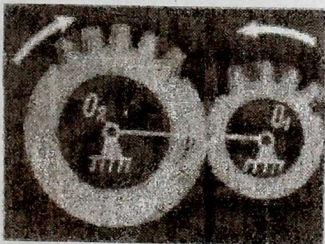


34.41.73  
mc 81

Б.А.Жоробеков, Б.Т.Тагаев

# Тиштүү дөңгөлөктүү механизмдердин назарияты



УДК.621.01/03  
ББК 34.41.73  
Ж 81

**Рецензенттер:** Кыргыз техникалык университетинин  
«Машиналарды долбоорлоонун негиздери»  
кафедрасынын профессорлору Ж.У.Усубалиев,  
М.З.Алмаматов, доцент Э.А. Садиева

**Жоробеков Болотбек Астаевич, Тагаев Базарбай Тагаевич**

**Ж-81** **Тиштүү дөңгөлөктүү механизмдердин назарияты:**  
Жогорку окуу жайларынын техникалык, технологиялык  
адистиктери үчүн окуу куралы, аспиранттар, машина  
куруудагы адистигиндеги инженер-конструкторлор үчүн  
усулдук колдонмо-Ош: 2008-227 б.,ил.

ISBN 978-9967-24-432-0

Китепте тиштүү дөңгөлөктүү механизмдердин түзүлүшүн,  
кинематикалык жактан анализдөө жана түзмөлөө (синтездөө) ыкмалары  
кыргыз тилинде алгачкылардан болуп берилген.

Китеп жогорку окуу жайларынын студенттерине, илимий жана  
инженердик-техникалык кызматкерлерине арналган.

Ж 2702000 000-07

УДК.621.01/03  
ББК 34.41.73

ISBN 978-9967-24-432-0

© Ош технологиялык университети, 2008



## Алгачкы сөз

Бул окуу куралы авторлор тарабынан Кыргыз Республикасындагы бир топ университеттердин механикалык адистиктеринин студенттерине окулуп жүргөн сабактарынын (дисциплинасынын) негизинде жазылды.

Китепте, инженердик практикада колдонулуучу машиналык агрегаттары негизги үч бөлүктөн туруп: кыймылдаткыч, жумушчу машиналарына жана аларды байланыштырып турган тиштүү дөңгөлөктүү механизмдеринин назариятын бүтүндөй өзүнө камтыган жалпак мейкиндик сателиттик-планетардык кыймыл өткөргүч механизмдеринин кинематикасына, алардын ыкмаларына кенен орун берилген.

Окуу куралын жазууда механизмдердин жалпы ыкмаларына жана усулдарына көбүрөөк көңүл бөлүндү. Жалпы ыкмаларды өздөштүргөндөн кийин, алар атайын курстардын өндүрүштүк машиналарын долбоорлоо боюнча илимдин пайдубалы болуп, студенттерге машиналарды, приборлорду, механизмдерди изилдөөнүн жана долбоорлоонун жалпы ыкмаларын үйрөтөт.

Берилген кинематикалык мүнөздөмө боюнча кээ бир технологиялык, өндүрүштүк шарттарды эске алып, жалпак, мейкиндик, сателиттик-планетардык механизмдерди синтездөөнүн ыкмаларына кенен орун берилген жана бардык бөлүктөр боюнча көп сандагы мисалдар чыгарылып жана графикалык жумуштар, кенен түшүндүрүлгөн.

Мындай окуу куралы жогорку техникалык окуу жайларынын мугалимдерине, аспиранттарга, инженерлерге, тиштүү дөңгөлөктүү механизмдерди эсептеп, долбоорлоо проблемасына кызыккандарга пайдалуу болушу мүмкүн. Тиштүү дөңгөлөктүү механизмдер боюнча бул окуу китебин түзүүдө авторлор усулдук, ар түрдүү техникалык областта колдонулуучу механизмдерди алып, анын окуу процессиндеги максатына гана эмес, башка дагы инженердик эсептерди чечүүдө колдонулушун берүүгө аракет жасадык.

Окуу куралды окуп чыгып баалуу кеңештерин беришкен Кыргыз техникалык университетинин машиналардын жана механизмдердин кафедрасынын профессорлору Ж. Усубалиевге жана М. Алмаматовго, кол жазманы басмага чейин даярдашкан ОшТУнун «Колдонмо механика» кафедрасынын окутуучусу Т. С. Мамбетовко терең ыраазычылыгыбызды билдиребиз.

Авторлор

# ***1 тарам* Машинаны кыймылга келтирүүчү**

## ***механизмдер***

Долбоорлонуп куралган машина же механизм бекем болуп, үзгүлтүксүз иштөөсү, өндүрүмдүүлүгү жогору болуп, ошондой эле жеңил, чакан, айлана чөйрөнү булгабаган техникалык, эстетикалык жана эргономика талабына жооп берүүсү зарыл.

Машина агрегатынын структурасын өзүнө камтыган энергиянын булагы болгон-кыймылдаткыч (моторду), кыймыл өткөргүч механизм-жумушчу машинага айланма кыймылды ал талап кылгандай өзгөртүп өткөрүп берет.

### **1.1 Машина агрегаттарынын структурасы**

Машина-бул техникалык курама-түзүлүш, механикалык кыймыл жасап энергияны, материалдардын абалын, касиетин, формасын жана информацияларды өзгөртөт. Ал адам баласынын оор физикалык жана акыл-эс эмгегин толук алмаштыруу, же болбосо, аны жеңилдетүү максатында жасалат. Демек, машинанын аныктамасы, анын кыймылы механикалык энергиянын агымына байланыштуу болот.

Ал, механикалык энергиянын булагынан башталат б.а. кыймылдаткыч мотордон (КМ) башталат жана андан кийин кыймыл өткөргүч механизм  $\Theta$ М аркылуу, механикалык энергияны талап кылуучу-жумушчу (технологиялык) машинага ЖМ өткөрүлүп берилет.

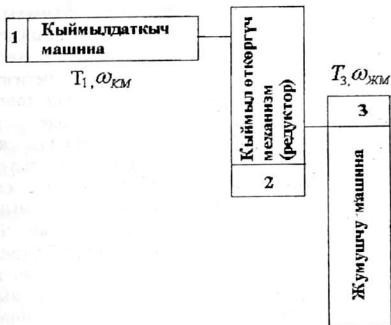
Мындан ары үч бөлүктөн турган КМ- $\Theta$ М-ЖМ, бардык системасын, машина агрегаты деп атайбыз.

Машина агрегатынын энергетикалык өзгөчөлүгү боюнча түзүлгөн структуралык схема 1.1-сүрөттө көрсөтүлгөн.

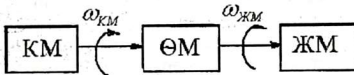
Машина агрегатынын күчтүк жүктөлүшүн мүнөздөп кете турган болсок, кыймылдаткыч машинанын механизминде,  $F_{кый}$  кыймылдаткыч күч же  $T_{кый}$  кыймылдаткыч күчтүн моменти таасир этет; жумушчу машинанын механизминде болсо,  $F_{кар}$  -каршылык күч же  $T_{кар}$  каршылык күчтүн моменти таасир этет. Ошентип машина

1.1-сүрөткө көңүл бурсак, анда энергетикалык чынжыр көрсөтүлгөн, б.а. ал чынжыр, негизги механикалык энергиянын агымынын аккан чынжыры болуп эсептелет.

а)



б)



1.1-сүрөт. Кыймылдаткыч машина кыймыл өткөрүүчү механизм, жумушчу машиналардын структуралык схемасы

Жыйынтыктап айтканда, машиналык агрегат үч негизги бөлүктөн:

- кыймылдаткыч машина;
- жумушчу машина;
- аларды байланыштырып турган кыймылды өткөрүүчү механизмден турат.

Машина агрегаттын үч негизги бөлүктөн турган системасына кыскача баяндама берип кетели:

1. Механикалык энергиянын булагы же кыймылдаткыч-машиналар ар түрдүү энергияларды механикалык жумушка айландырып берет.

Кыймылдаткыч машиналарга төмөнкүлөр кирет: ичтен күйүүчү машиналар, буу машиналары, электр кыймылдаткыч машиналары, гидротурбиналар ж.б. кирет. Кыймылдаткыч машиналар  $T_1$  [Нм] толгоо моменти жана  $\omega_1$  бурчтук ылдамдыгы

боюнча мүнөздөлөт жана кыймылдаткыч машиналардын негизги параметрлери болуп эсептелет.

2. Кыймыл өткөрүүчү механизмдердин негизги аткарган кызматы болуп, кыймылды, кыймылдаткыч машинадан, технологиялык машинага (жумушчу машинага) өткөрүп берүү кызматы эсептелет.

Кыймылдаткыч машинанын бурчтук ылдамдыгы, жумушчу машинанын бурчтук ылдамдыгына барабар болбойт, көпчүлүк убакта  $\omega_{км} > \omega_{жм}$  болот. Кыймыл өткөрүүчү механизмдин негизги функциясы жумушчу машинага бурчтук ылдамдыкты азайтып, толгоо моментин көбөйтүп берүү. Мисал үчүн, автомобилдерде жана башка транспорттук машиналарда, ылдамдыктын чоңдугун жана багытын өзгөртүү талап кылынат, ал эми өйдөлүштө жана ордуна жылууда айлантма моментти жетелөөчү дөңгөлөккө бир топ эсе көбөйтүүнү талап кылат. Автомобилди кыймылдатуучу мотору, мындай талапты аткара албайт, себеби ал туруктуу кыска чекте гана  $T_1$  айлантуучу моментти жана  $\omega_1$  бурчтук ылдамдыкты өзгөртүп бергендиктен, ушул чектен чыккан учурда автомобилдин кыймылдаткыч мотору өчүп калат. Ошондуктан ушул сыяктуу башка бир топ кыймылдаткыч машиналар, көпчүлүк электрдик кыймылдаткыч машиналарды жөнгө салуусу төмөндөйт. Демек, кыймыл өткөрүүчү механизм, кыймылдаткыч машинанын параметрин, жумушчу машина талап кылган параметрге өзгөртүп берет.

Ошол себептен, кыймыл өткөрүүчү механизмдин өнүп- өсүшүнө көп көңүл бурулууда. Өткөрүлүүчү кубаттуулуктун жана ылдамдыктын чеги кеңейип, чоңдугу жана анын массасы азайып, иштөө мөөнөтү өсүүдө ж.б..

Машина жана приборлорду курууда, механикалык, электрдик, гидравликалык жана пневматикалык кыймыл өткөргүчтөр кеңири колдонулат. Алардын ичинен көпчүлүк учурда механикалык кыймыл өткөргүчтөр кенен пайдаланылат.

Бардык механикалык кыймыл өткөргүчтөр негизинен эки топко бөлүнөт:

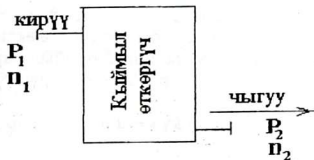
1-кыймыл өткөргүчтөр-сүрүлүү күчүн пайдалануунун негизинде кыймыл өткөрүшөт (курлуу жана фрикциондук механизмдер);

2-кыймыл өткөргүчтөр, кыймылды илинүүнүн негизинде өткөрүшөт (тиштүү дөңгөлөктүү, чынжырлуу, оролмо тиштүү жана бурамалуу).

Кыймыл өткөргүчтөрдү мүнөздөөчү параметрлер:

$P_1$  кирүүдөгү жана  $P_2$  чыгуудагы кубаттуулук, ( $kVm$ ) менен өлчөнөт;  $n_1$  кирүүдөгү жана  $n_2$  чыгуудагы айлануу жыштыгы, ( $айл/мин$ ) же болбосо  $n_1$  жетектөөчү жана  $n_2$  жетеленүүчү ок толгогучунун айлануу жыштыгы ( $айл/мин$ ) менен өлчөнөт (1.2-сүрөт).

Бул минималдык параметрлер ар түрдүү кыймыл өткөргүчтү эсептеп долбоорлоонун керектүү параметрлери болуп эсептелет.

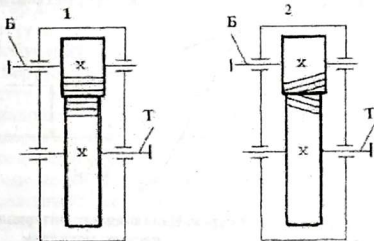


1.2-сүрөт

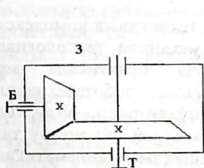
Технологиялык аткаруучу машинанын айлануу жыштыгы, кыймылга келтирүүчү машинанын айлануу жыштыгынан төмөн болгондуктан, көпчүлүк учурда айлануу кыймылды басаңдатуучу механизмдер – редукторлор колдонулат.

Аларга мисал болуп төмөнкүлөр кирет:

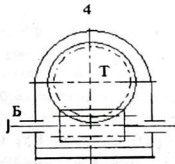
а) б)



1.3,а,б-сүрөт. Цилиндридик редукторлор  
а-түз тиштүү, б-жайтак тиштүү



1.4-сүрөт. Конустук редуктор



1.5-сүрөт. Оролмо тиштүү редуктор

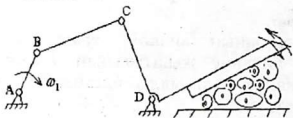
3. Технологиялык жумушчу машиналар, ар түрдүү материалдарды иштетүү жана түрдүү буюмдарды жасоо үчүн колдонулат. Аларга,



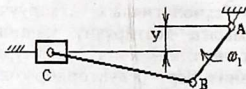
металлдарды жана жыгачтарды иштетүүчү тестер, пресстер, барскандар, металл кесүүчү бычактар, электир зымын чоюп кесүүчү тестер, жер казуучу машиналар, айыл чарба машиналары, тамак аш жасоочу машиналар жана өндүрүштүк роботтор ж.б. кирет.

Аларга мисал болуп төмөнкү механизмдер кирет:

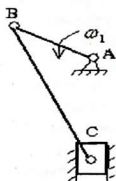
Мисалы:



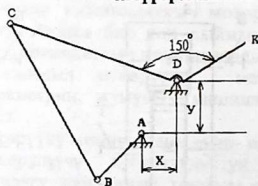
1.6-сүрөт. Механикалык бычак-механизми



1.7-сүрөт. Зымды түздөп кесүүчү механизм



1.8-сүрөт. Тамеки жалбырагы пресстөөчү механизм



1.9-сүрөт. Изоляциялык материалдарды кесүүчү механизм

Ошондой эле технологиялык жумушчу машиналарына, эскалаторлар, лифтер жана ар түрдүү жүктөрдү ташуучу конвейерлер кирет.

Азыркы учурда жогоруда келтирилген техникалык комплекстер: кыймылдаткыч машина, кыймыл өткөргүч механизм, технологиялык жумушчу машиналар, буларга кошумча практикада кенен колдонулуучу автоматташтырылган системалар: роботтехникалык комплекстери, автоматташтырылган манипуляторлор, өндүрүштүк цехтерден орун алуудан мурда, инженердик терең ойлонууну талап кылат. Эң башкысы алардын принципиалдык, кинематикалык схемалары терең негизделүүсү зарыл. Мында тагыраак эсептөө, проффесионалдык долбоорлоо процессинде, ыкмаларды талдап алуу талап кылынат.

Жаңы машина, механизмдерди эсептөө жана долбоорлоо процессиндеги бардык болгон варианттарын салыштырып, эң жакшысын тандап алуу талапка ылайык.



Жогорку окуу жайларында билим алган студенттер, механизмдерди структуралык, кинематикалык, динамикалык жактан изилдөө ыкмаларын жана аны практикада колдоно билүүнү үйрөнүүгө жетишүүсү зарыл.

Биз, бул окуу китебинде машина агрегат системасындагы үч бөлүктүн бирөөсүн түзгөн кыймыл өткөргүчтөрдүн ичинен «Тиштүү дөңгөлөктүү механизмдердин назариятынан» кенен сөз кылачубуз.

## 1.2 Тиштүү дөңгөлөктүү кыймыл өткөргүчтөрдүн түзүлүшү жана классификациясы

Кыймылды тиштүү дөңгөлөктөрдүн тиштеринин илинишүүсүнүн жардамы менен өткөрүп бере турган механизмдер, тиштүү кыймыл өткөргүчтөр деп аталат.

Тиштүү кыймыл өткөргүчтөр айланма кыймылды бир октон экинчи ок бурагычына өткөрүп (азайтып же көбөйтүп) жана багытын өзгөртүп берүү үчүн колдонулат.

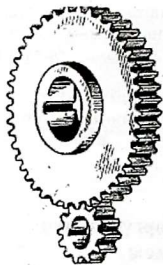
Тиштүү дөңгөлөктүү механизмдер геометриялык өзгөчөлүгү боюнча жалпак жана мейкиндиктик болуп бөлүнөт. Жалпак тиштүү механизмдерге айлануу октору жарыш жана бардык звенолор жарыш тегиздикте айланышат.

Ал эми мейкиндик тиштүү механизмдерге звенолордун айлануу октору кесилишет же кайчылашат. Тиштүү кыймыл өткөргүчтүү механизмдер азыркы машинанын приборлорунда жана учак аппараттарын курууда кенен пайдаланат. Алар бардык эле машиналарда колдонулат. Практикалык жактан алганда кубаттуулукту өткөртүп берүү чегин абдан чоң жана каалаган айлануу ылдамдыгында пайдаланылат. Тиштүү дөңгөлөктөрдүн диаметри бир миллиметрден, бир нече метрди түзөт, ал эми алардын айлануу ылдамдыгы  $1 \text{ мин/м ден } 100 \text{ м/сек}$  жана андан да жогору болушу мүмкүн.

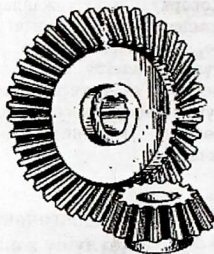
Айлануу ылдамдыгы боюнча тиштүү кыймыл өткөргүчтөр төмөнкүдөй болот:  $V=3 \text{ м/сек}$  жай айлануучу,  $V=3...15 \text{ м/сек}$  орточо айлануучу жана  $V>15 \text{ м/сек}$  тез айлануучу.

Тиштүү кыймыл өткөргүч, эки дөңгөлөктөн турат, анын чоңу дөңгөлөк, ал эми кичинеси дөңгөлөкчө деп аталат.

Айланма кыймылды өткөрүүчү октордун жана ок бурагычтын жайланышы ар кандай бурчта болот: ошол себептүү жарыш каалаган бурчта кесилишкен жана кайчылаш октуулар болуп бөлүнөт. Эгерде алар жарыш болсо, анда айлануу кыймылы цилиндрдик тиштүү дөңгөлөктөрдүн жардамы аркылуу өткөрүлөт (1.10-сүрөт).



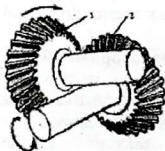
1.10-сүрөт. Цилиндрдик тиштүү дөңгөлөктөр



1.11-сүрөт. Конустук тиштүү дөңгөлөктөр

Эгерде алар кесилише анда кыймыл конустук тишт дөңгөлөктөрдүн жардамы аркылуу өткөрүлөт (1.11-сүрөт).

Эгерде алар кайчылаш болгон болсо, анда кыймыл гиперболоидд тиштүү дөңгөлөктөрдүн жардамы аркылуу өткөрүлөт (1.12-сүрөт).



1.12-сүрөт. Гиперболоиддик тиштүү дөңгөлөктөр



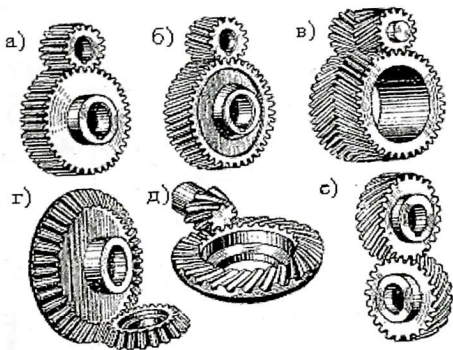
1.13-сүрөт. Оромо тиштүү кыймыл өткөргүч



1.14-сүрөт. Бурама тиштүү дөңгөлөктөр

Практикада колдонулуучу дөңгөлөктүү жана бурама тишт кыймыл өткөргүчтөрдү, ошондой эле гиперболоиддик кыйм өткөргүчтүү механизмдин түрүнө төмөнкүлөр кирет: оромо тиштүү (1.13-сүрөт), буралма тиштүү жана цилиндрдик кыймыл өткөргүчт (1.14-сүрөт).

Ал эми тиштеринин жайланышы боюнча: (1.15, а, г-сүрөт) т кыйгач (1.15, б-сүрөт), кайчылаш (шеvronдук) (1.15, в-сүрөт), тегер (1.15, д-сүрөт), бурама (1.15, е-сүрөт) тиштүүлөр болуп бөлүнөт.



1.15-сүрөт

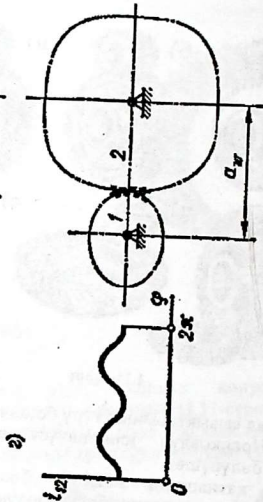
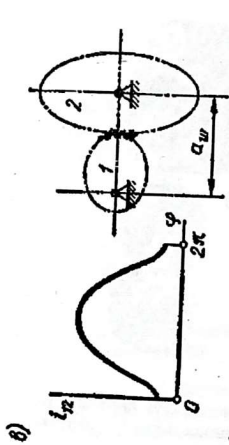
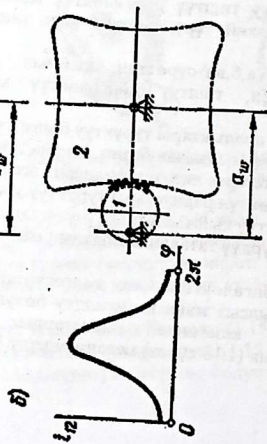
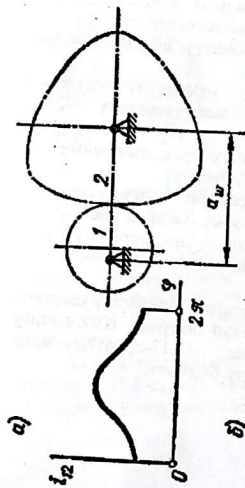
Тиштернин каптал сызыктарынын түрү боюнча тиштүү дөңгөлөктөр: эвольвенттүү, Новиковдун илинишүүсү, циклоиддүү, сааттык, манжалуу болуп бөлүнүшөт.

Өткөрүүчү катнаштын мааниси боюнча: туруктуу жана өзгөрүлмө өткөрүүчү катнаштуу болуп бөлүнүшөт. Кээде техникада өзгөрмө катнаштуу тиштүү дөңгөлөктүү механизмдер колдонулат. Алардын эң жөнөкөй түрү, тегерек эмес тиштүү дөңгөлөктөрдөн турат.

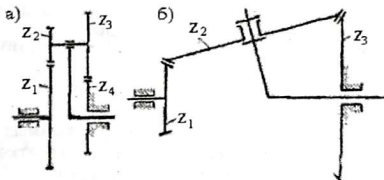
(1.16-сүрөт). 1.16,а,б,в,г-сүрөттөн кыймыл өткөрүүчү катнашы өзгөрүлмө болгон, тиштүү дөңгөлөктүү механизмдерге мисал көрсөтүлгөн.

$a_w = r_1 + r_2$  октордун аралыктары туруктуу болгон учурда, өзгөрүлмө катнашты каалаган мыйзамда берип, 1-жана 2-тиштүү дөңгөлөктөрдүн тегерек эмес профилдерин эсептейт. Мында  $r_1$  жана  $r_2$ -тиштүү дөңгөлөктүн радиустары туруктуу эмес. Тегерек эмес тиштүү дөңгөлөктүү кыймыл өткөрүүчү механизмдин, жетеленүүчү звенолордо, ар түрдүү татаал кыймылдын мыйзамын алууга мүмкүндүк берет.

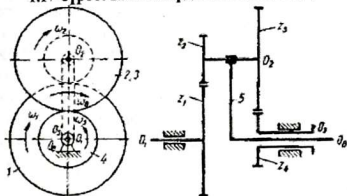
Тиштүү дөңгөлөктөр ок толгогучтарга орноштурулуусуна жараша: кыймылсыз жана кыймылдуу болуп бөлүнөт. Кыймылдуу октуулар өз кезегинде планетардык (1.17-сүрөт) жана дифференциалдык (1.18-сүрөт) механизмдерге бөлүнөт.



1.16-сурет. Тегерек эмес тиштүү дөңгөлөктүү кыймыл өткөргүчтөр



1.17-сүрөт. Планетардык механизмдер



1.18-сүрөт. Дифференциалдык механизм

Айланма кыймыл өткөрүүчү эки дөңгөлөктө тиштердин ойдуңу, чокулары бар жана бир дөңгөлөктүн чокусу экинчи дөңгөлөктүн ойдуңуна кирет. Эки дөңгөлөктүн тиштери бири-экинчисине таасир этип, жогорку класстагы кинематикалык жупту түзөт. Айланма кыймыл жалпысынан эки дөңгөлөктүн ар түрдүү бурчтук ылдамдыгынын айлануусунун негизинде өткөрүлөт. Алар  $\omega_1$  жана  $\omega_2$ .

*Айланма кыймылды өткөрүүчү дөңгөлөктөрдүн бурчтук ылдамдыгынын катышы же болбосо айлануу жыштыгынын катышы кыймыл өткөргүчтүн катышы деп аталат.*

Кыймыл өткөргүч катыштын чоңдугу «U» тамга менен, ал эми звенолордун арасындагы кыймыл өткөргүч катыш болсо  $U_{12}$  менен белгиленет жана төмөнкүгө барабар:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (1.1)$$

же болбосо,

$$U_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} \quad (1.1, a)$$

мында  $U_{12}$ -биринчи дөңгөлөктүн ок толгогучунан, экинчи дөңгөлөктүн ок толгогучуна болгон кыймыл өткөргүч катышы;

$U_{21}$ -экинчи дөңгөлөктүн ок толгогучунан биринчи дөңгөлөктүн ок толгогучуна болгон кыймыл өткөргүч катышы;

Бир эле механизм үчүн:

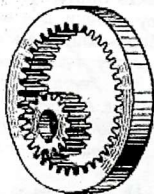
$$U_{12} = \frac{1}{U_{21}} \quad (1.2)$$

Курлуу жана сүрүлгүчтүү (фрикциондук) кыймыл өткөргүчтүү механизмдеринен айырмаланып, тиштүү кыймыл өткөргүчтөрүнүн негизги артыкчылыгы, кыймыл өткөргүчтүн катышынын турактуулугунда. Мындай турактуулук абдан керектүү. Эгер кыймыл өткөргүчтүн катышы турактуу болбосо, звенолордо термелүү пайда болуп, кошумча динамикалык күчтү пайда кылмак.

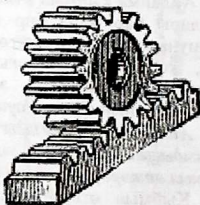
Тиштүү кыймыл өткөрүүнүн дагы бир артыкчылыгы анын чакандыгында, үзгүлтүксүз иштөөсүндө жана пайдалуу аракет коэффициентин (п.а.к.) жогору (0,995 чейин) түзгөндүгүндө.

Эгерде октору жарыш дөңгөлөктөр үчүн анын кыймыл өткөрүү катышы терс болсо,  $U_{12} < 0$ , дөңгөлөктөр ар түрдүү багытта айланса (1.15, а, б, в-сүрөт), мындай дөңгөлөктөр сырттан илинген тиштүү дөңгөлөктөр деп аталат.

$U_{12} > 0$ , дөңгөлөктөр бир багытка айланса “+” болот (1.19-сүрөт), мындай дөңгөлөктөр ичтен илинген дөңгөлөктөр деп аталат.



1.19-сүрөт. Ичтен илинген дөңгөлөктөр



1.20-сүрөт. Рейкалык илинүү

Качан гана, дөңгөлөктөрдүн бирөөсүнүн радиусу эбегейсиз чоң болгон болсо, анда ал дөңгөлөк, түз сызыктуу рейкага айланат (1.20-сүрөт). Мындай илинүү-рейкалуу деп аталат. Алар, айлануу кыймылды, түз сызыктуу кыймылга өзгөртүү үчүн колдонулат жана анын тескерисинче. Рейкалуу илинүүнүн кыймыл өткөрүү катышы  $U_{12} = \infty$  же  $U_{21} = 0$  (рейка айланбайт, анын бурчтук ылдамдыгы нөлгө барабар).



## **II тарам Тиштүү дөңгөлөктүү кыймыл**

### **өткөргүчтөрдүн назарияты**

Берилген же болбосо талап кылынган кыймылды ар дайым эле, төмөнкү класстагы кинематикалык жуптуу механизмдердин жардамы аркылуу аткаруу ыңгайсыз, ал механизмдердин татаалдыгына байланыштуу. Мындай учурда кинематикалык жуптары жогорку класстагы, звенолору аз санда болгон, механизмдердин жардамы аркылуу талап кылынган кыймыл өндүрүлөт.

Алар үч звенодон турат: жетектөөчү, жетеленүүчү жана тирөөчтөн.

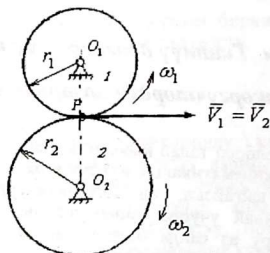
Жогорку кинематикалык жуптуу механизмдердин дагы бир башка маанилүү артыкчылыгы болуп, алар кыймылды теориялык жактан так өзгөртөт, тилекке каршы төмөнкү кинематикалык жуптагы механизмдер аны аткара албайт. Тиштүү механизмдердин кыймыл өткөргүч функциясы, эреже катары ар дайым турактуу жана кыймыл өткөргүч катнаш деп аталат.

### **2.1 Башталгыч айланалар**

Илинүүдөгү кыймыл өткөргүчкө коюлган негизги талап болуп, кыймыл өткөргүч катышын (өткөргүч санды) турактуу сактап калуу болуп эсептелет. Кыймыл өткөргүч катыш мааниси боюнча: турактуу жана өзгөрүлмө өткөрүлүүчү катыштуу болуп бөлүнөт. Өзгөрүлмө катыштуу тиштүү дөңгөлөктүү механизмдер, техникада сейрек колдонгондуктан аларга биз токтолбойбуз.

Мындан ары кыймыл катышы турактуу болгон, тиштүү дөңгөлөктүү механизмдер боюнча терең сөз кылабыз. Эгерде айлануу кыймылы, эки дөңгөлөктүн жардамы менен абдан турактуу катышы боюнча өткөрүлүп берилген болсо, анда эки дөңгөлөктүн айланалары ар дайым жылышпастан бир чекиттен өтөт.

Айлануу кыймылы бир жана эки дөңгөлөктүн жардамы менен өткөрүлгөн болсо (2.1-сүрөт), бурчтук ылдамдыгы  $\omega_1$  жана  $\omega_2$  болгон эки дөңгөлөктүн радиустары чоңойгон сайын, алардагы чекиттин түз сызыктуу ылдамдыгы өсөт, ошондуктан  $O_1, O_2$ -борбордук сызыгынан жалпы эки дөңгөлөккө тең таандык болгон, ылдамдыктарынын чоңдугу жана багыты барабар  $P$ -чекитин табууга болот.



2.1-сүрөт

$$V_1 = V_2$$

же

$$\omega_1 \times O_1P = \omega_2 \times O_2P,$$

андан

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P}. \quad (2.1).$$

Ошондуктан, кыймыл өткөргүч катышы турактуу болуш үчүн, алардын радиустары  $r_1 = O_1P$  жана  $r = O_2P$  турактуу болуусу зарыл.

Мындай дөңгөлөктөрдүн айланалары, турактуу кыймыл өткөрүү катышты өткөрүүдө, ар дайым сүрүлүүсүз бир чекиттен өтөт жана башталгыч айланалар деп аташат.

(2.1) барабардуулуктан көрүнүп тургандай, кыймыл өткөрүү катышын башталгыч радиустар аркылуу туюнтууга болот:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} \quad (2.1, a)$$

Ошентип, бурчтук ылдамдыктын катышы, башталгыч радиустарынын тескери катыштарына барабар.

Башталгыч айланалар өткөн «P»-чекити, эки айланага тең таандык, ал чекит илинүүдөгү уюл деп аталат.

## 2.2 Илинүүдөгү негизги теорема

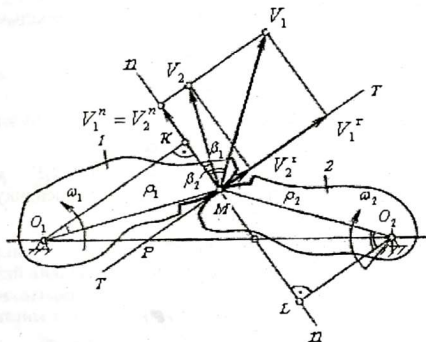
Илинүүдөгү кыймыл өткөргүчкө коюлган бирден-бир негизги талап болуп, механизм иштеп жатканда кыймыл өткөргүчтүн катышын турактуу сактап калуу болуп эсептелет.

Тиштүү дөңгөлөктүү кыймыл өткөргүчтөрдө, айлануу кыймыл, бир дөңгөлөктүн тиши экинчи дөңгөлөктүн тишин басуудан өтөт.

Дөңгөлөктөрдүн турактуу кыймыл өткөргүч катышы менен айлануусун жана үзгүлтүксүз илинүүсүн камсыз кылуу үчүн, тиштердин каптал профилдери, ийри сызык боюнча сыйгалануусу зарыл жана ал белгилүү мыйзамга көз каранды болуусу керек. Бул мыйзам илинүүнүн негизги теоремасынан келип чыгат жана ал теоремадан звенолордун тийишип турган жогорку класстагы кинематикалык жупту түзгөн чекитинен жүргүзүлгөн нормал октордун арасындагы аралыктын, бурчтук ылдамдыгына тескери пропорциялдуу болгон бөлүктөргө бөлөт.

Бул теореманы далилдеп көрөлү.

2.2-сүрөттө эки звено көргөзүлгөн, алар бири-бири менен  $M$ -чекитинде тийишип жогорку кинематикалык жупту түзөт.



2.2-сүрөт. Илинүүнүн негизги теоремасына

1-звено,  $O_1$ -огунун айланасында  $\omega_1$ -бурчтук ылдамдыгы менен айланып, экинчи звеного таасир этип, аны  $\omega_2$  бурчтук ылдамдыгы менен  $O_2$ -огунун айланасында айланууга аргасыз кылат. Тийишип турган  $M$ -чекитинен жалпы  $T-T$  жаныма жана  $\Pi-\Pi$  нормаль жүргүзөбүз.

Эки звено турактуу бири-бирине тийишип туруусу керек. Ал үчүн  $M$ -чекитинде тийишип турган эки звенонун ылдамдыгынын проекциясы жалпы нормалга барабар болуусу зарыл. Мындай шарт аткарылбаса, анда бир звено экинчи звенодон тез айлангандыктан, алардын тийишүүсү бузулмак, же болбосо бир звенонун тиши экинчи звенонун тишине кирмек.

БИБЛИОТЕКА

Ошского государственного

17

университета

ИНВ.№

931444

Эки звеного тең  $M$  чекитинен, ылдамдыктын векторлорун жүргүзөбүз. 1-звенонун  $M$  чекитиндеги  $V_1$  ылдамдык-вектору  $\rho_1(O_1M)$  радиус-векторуна перпендикулярдуу, 2-звенонун  $M$ - чекитиндеги  $V_2$  ылдамдыктын вектору,  $\rho_2(O_2M)$  радиус-векторуна перпендикулярдуу. Бул векторлорду эки түзүүчүгө ажыратабыз  $V_1''$  жана  $V_2''$  нормалдык жана  $V_1'$  жана  $V_2'$  тангенсалдык.

Нормалдык түзүүчүлөр, жогоруда көрсөтүлгөндөй, барабар болуусу зарыл:

$$V_1'' = V_2''$$

андан

$$V_1'' = V_1 \cos \beta_1 \text{ жана } V_2'' = V_2 \cos \beta_2$$

мында  $\beta_1, \beta_2 - \overline{V_1}$  жана  $\overline{V_2}$  векторлордун  $n$ -н нормалынан четтөө бурчтары.

Ошондуктан,

$$V_1 \cos \beta_1 = V_2 \cos \beta_2.$$

$V_1 = \omega_1 \rho_1$  жана  $V_2 = \omega_2 \rho_2$  эске алып, андан төмөнкүнү алабыз

$$\omega_1 \rho_1 \cos \beta_1 = \omega_2 \rho_2 \cos \beta_2.$$

$O_1$  жана  $O_2$  чекитеринен  $n$ -н нормалга  $O_1K$  жана  $O_2L$  перпендикулярларды жүргүзөбүз. Бул перпендикулярлардын чоңдуктары боюнча төмөнкүгө барабар:

$$O_1K = \rho_1 \cos \beta_1,$$

$$O_2L = \rho_2 \cos \beta_2.$$

Анда

$$\omega_1 O_1K = \omega_2 O_2L,$$

ал жактан

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2L}{O_1K}.$$

$O_1K\rho$  жана  $O_2K\rho$  окшош үч бурчтуктар болгондуктан андан төмөнкүнү алабыз:

$$\frac{O_2L}{O_1K} = \frac{O_2\rho}{O_1\rho}.$$

Азыркы эки барабардыкты салыштырсак, аягында төмөндөгү барабардык алынат:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2\rho}{O_1\rho} \quad (2.2)$$

Теорема далилденди. Демек, (2.2) барабардыгынан келип чыккан кыймыл өткөргүч катышы турактуу болуш үчүн  $O_1\rho$  жана  $O_2\rho$ -үзүндү

сызыктары,  $n$ -н нормалды бөлгөн октордун аралыгындагы турактуу чоңдук болушу керек. Башкача айтканда, звенолордун түрдүү абалына карабастан, нормал ар дайым бир гана чекит болгон  $P$  чекитинен өтүүсү зарыл. Бардык ийри сызыктар, ушул шартты канааттандырган болсо, анда алар цилиндрдик дөңгөлөктөрдүн тишинин каптал бетин түзүүдө колдонулууга тийиш. Практикада көпчүлүк учурда, дөңгөлөктүн тишинин каптал профили эвольвенталык илинүү формасын колдонуусу басымдуулук кылат.

$P$ - чекити  $n$ -н нормаль менен борбордук сызыктын кесилишкен чекити болуп, илинүүнүн уюлу болуп эсептелет. Ал звенолордун салыштырма кыймылында көз ирмемдик айлануу борбору болуп эсептелет. Чындыгында эле (2.2) барабардыгында көргөзгөндөй,  $P$ - чекитинин ылдамдыгы эки дөңгөлөккө тең таандык болгондуктан, алар барабар болушат:

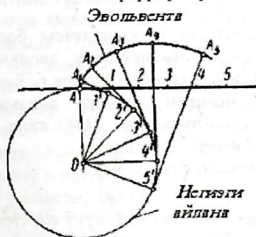
$$\omega_1 \times O_1P = \omega_2 \times O_2P \quad (2.3)$$

Кыймыл өткөргүч катышы турактуу болгон учурда, ( $U_{12} = \text{const}$ )  $O_{1P}$  жана  $O_{2P}$  кесиндилери, башталгыч айланалардын радиустары болуп эсептелет.

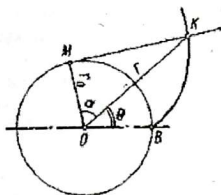
### 2.3 Айлананын эвольвентасы. Анын касиеттери жана теңдемеси

Айлананын эвольвентасы деп, түз сызыкты айлана боюнча, сыйгалантбай айландырганда (тоголонткондо), түз сызыктын чекити сызган ийри сызыкты айтабыз.

Эвольвентаны түзүүнү карап көрөлү:



2.3-сүрөт. Эвольвентаны түзүү



2.4-сүрөт. Эвольвентанын теңдемесин чыгарууга

2.3-сүрөттө борбору  $O$  чекити болгон айлана көрсөтүлгөн.

Бул айлананын  $A$  чекитинен жаныма жүргүзүлгөн, ушул жаныма түз сызыкты сыйгалантпай, айлана боюнча айландырабыз (тоголотобуз). Ал үчүн  $A$  чекитинен түз сызыкка чоңдугу боюнча бирдей болгон бир топ кесиндилерди коёбуз:

$A-1, 1-2, 2-3$  жана  $3-4$  ж.б..

Айлана боюнча  $A$ -чекитинен,  $A \cup 1^1, 1^1 \cup 2^1, 2^1 \cup 3^1, 3^1 \cup 4^1,$

ж.б. кесиндилерге барабар болгон жааларды коёбуз. Түз сызыкты сыйгалантпай айлананын тегерегинде тоголонткондо  $1$ -чекит,  $1^1$  чекитине дал келет,  $2$ -чекит,  $2^1$  чекитине дал келет,  $3$ -чекит  $3^1$  чекитине дал келет ж.б.. Айлананын  $1^1, 2^1, 3^1, \dots$  чекиттеринен жаныма түз сызык жүргүзөбүз жана ага тийип турган чекиттен  $1^1A, 2^1A, 3^1A, \dots$  кесиндилерди коёбуз  $A_1, A_2, A_3, \dots$  кесиндилерге барабар болгон (же болбосо  $A1^1, A2^1, A3^1, \dots$  жааларга).  $A_1, A_2, A_3, \dots$  чекиттерин кынтыксыз ийри сызык менен туташтырып, эвольвентаны алабыз.

Эвольвентаны түзүүдөгү айлана б.а. түз сызык сыйгаланбай айланган айлана, негизги айлана деп аталат. Айлананы айланган түз сызыкты түзүүчү сызык ар дайым эвольвентага нормалдуу экендигин жөнөкөй эле көрүүгө болот. Бул болсо эвольвентанын негизги жана эң керектүү касиеттери болуп эсептелет. Эвольвентанын башка касиеттерин карап көрөлү:

Эвольвента негизги айланадан башталат жана ар дайым анын тышында жайгашат;

Эвольвента ийри-муунак, ийри сызык.

Эвольвентанын формасы бир гана негизги айлананын радиусунан көз каранды.

Эвольвентанын теңдемесин чыгарабыз:

Кандайдыр бир эвольвентанын чекитинин координатасы болсун:  $r$ -радиус-вектор жана  $\theta$ -бурчтун радиустан четтөөсү, эвольвента башталган  $B$  чекитинен жүргүзүлгөн.  $K$ -чекитинин радиусу  $r_0$ -болгон айланага жаныма жүргүзөбүз.  $M$  чекитин, негизги айлананын борбору  $O$  болгон чекит менен туташтырабыз.  $OM$  жана  $OK$  шоолаларынын арасындагы бурчту  $\alpha$  менен белгилейбиз.

$OMK$  үч бурчтугунан төмөнкүнү алабыз:

$$r = \frac{r_0}{\cos \alpha} \quad (2.4)$$

Эвольвентанын касиеттерин эске алсак, андан

$$MK = M \cup B.$$

Демек

$$MK = r_0 t \alpha \text{ жана } M \cup B = r_0 (\theta + \alpha),$$

анда



$$r_0 t q \alpha = r_0 (\Theta + \alpha)$$

же болбосо

$$t q \alpha = \Theta + \alpha$$

$\Theta$  карата чыгарып, төмөнкүнү алабыз

$$\Theta = t q \alpha - \alpha \quad (2.5)$$

$t q \alpha - \alpha$  туюнтманы кыскача  $\text{inv } \alpha$  белгилесек анда, инвалюта  $\alpha$  болуп окулат:

$$t q \alpha - \alpha = \text{inv } \alpha$$

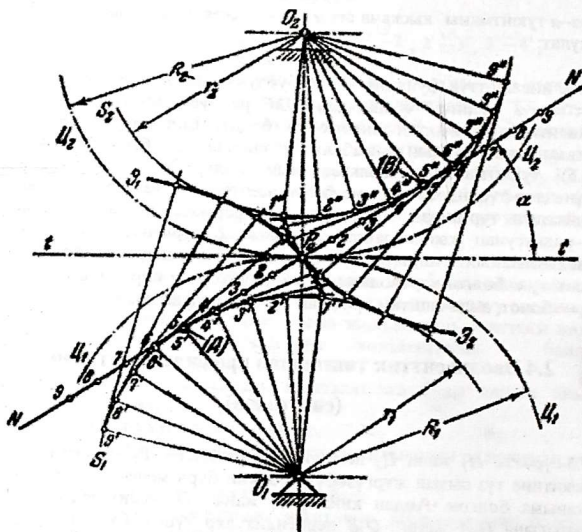
$\text{inv } \alpha$  инвалюттук функция же  $\alpha$  бурчунун инвалютасы деп аталат.  $\Theta = \text{inv } \alpha$  алынган функциядан  $OM$  радиус векторунун багытын аналитикалык жактан аныктоого болот. Ыңгайлуу болсун үчүн инвалютанын атайын жадыбалы маалымдамада берилет. (2.4) жана (2.5) туюнтмалары эвольвентанын полярдык координатасын мүнөздөө түрүндөгү теңдеме болуп эсептелинет. (2.4) барабардыктан байкалып тургандай, эвольвентанын формасы негизги айлананын  $r_a$ -радиусунан көз каранды экендиги.  $\alpha$ -бурчунун өсүшү менен, эвольвентанын  $r_a$  ийри радиусу кыскарат, б.а. радиустун ийри сызыгы өсөт.  $r_a = \infty$  болгондо, эвольвентанын радиусунун ийри сызыгы, мында  $r_k = \infty$  болот, анда тиштин профили түз сызыкка айланат.

## 2.4 Эвольвенттик тиштердин профилдерин түзмөлөө

(синтездөө)

2.5-сүрөттө  $C_1$  жана  $C_2$  центроиддер берилген.  $P_0$  -чекитинен  $N-N$ -чекитине түз сызык жүргүзөбүз,  $\alpha$ -эркин бурч менен  $t-t$  -сызыгына жаныма болгон. Андан кийин,  $O_1$  жана  $O_2$  чекиттерден  $N-N$ -түз сызыгына  $O_1A$  жана  $O_2B$  перпендикуляр түшүрөбүз, радиустары  $O_1A = r_{a1}$  жана  $O_2B = r_{a2}$  болгон айлана жүргүзөбүз. Бул айланаларды-эвалюта катары кабыл алабыз. Көрсөтүлгөн айланалар негизги айланалар деп аталат.  $N-N$ -түз сызыгы ушул айланаларга жалпы жаныма болот,  $N-N$ -түз сызык-түзүүчү же өндүрүүчү сызык деп аталат.  $P_0$ -көз ирмем борбор же илинүү уюлу болуп эсептелет, ал эми  $\alpha$  бурчу илинүү бурчу деп аталат. Эвольвента болсо-  $N-N$  өндүрүүчү түз сызыкты, негизги айлананын айланасында тоголотуудан пайда болот. Ал үчүн 2.5-сүрөттө көрсөтүлгөндөй,  $AB$ -түзүүчү түз сызыкты барабар кесиндилерге бөлөбүз жана кесиндилерге барабар болгон негизги айланаларга жанымаларды коёбуз. Анда түзүүчү түз сызыктын чекити,  $P_0$ -борборуна дал келүүчү, негизги айлана боюнча тоголоткондо, биринчи дөңгөлөктүн  $P_0E_1$  эвольвентасын түзөт. Ошол эле түз сызыкты экинчи дөңгөлөктүн негизги айланасы боюнча

тоголтосок, анда ошол эле чекит  $P_0Э_2$  эвольвентасын түзөт.  $P_0Э_1$  жана  $P_0Э_2$ - эвольвенталары негизги айланада жаткан  $1'$  жана  $1''$  чекиттери менен чектелген болот.



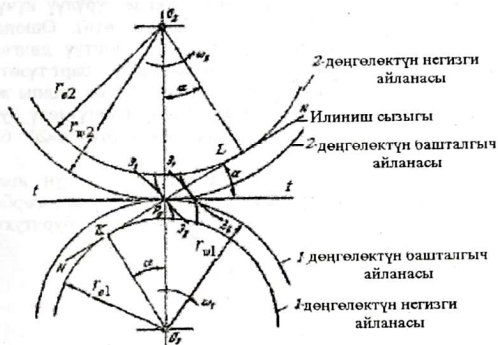
2.5-сүрөт. Эки эвольвенттик профилинин илиниш схемасы

Эвольвенталар карама-каршы багыты боюнча чексиз улантылышы мүмкүн, эгерде түзүүчү түз сызыкты  $1'$  жана  $1''$ - чекиттеринин сыртында тоголтосок, анда биз симметриялуу жайланышкан эвольвенталардын шактарын алган болобуз.

Эвольвенталык айланалардын тиштеринин профилдеринин эвольвента формада түзүлүшүн 1727-жылы Л.Эйлер тарабынан сунуш кылынган жана ушул күнгө чейин өзүнүн актуалдык формасын сактап келүүдө.

## 2.5 Эвольвенттик илиниш жана анын касиеттери

Айлануу кыймылы эки звенонун жардамы менен өткөрүлөт дейли: негизги айлананын радиустары  $r_{e1}$  жана  $r_{e2}$  болгон, профили  $\mathcal{E}_1$  жана  $\mathcal{E}_2$  ийри сызык түрүндө жасалган- эвольвента (2.6-сүрөт).



2.6 -сүрөт. Эвольвенттик илиниш

Илинүүнүн негизги теориясы жана эвольвентанын негизги касиеттеринин негизинде, кыймыл өткөргүчтүн катышын турактуу болорун, оңой эле көрүүгө болот. Чынында жалпы жаныма  $N-N$  негизги айланаларга нормаль болгон ар бир эвольвента үчүн (эвольвентанын негизги касиети боюнча) жана ошол себептен, ар дайым тийишип турган  $K$  жана  $L$  чекиттеринен өтөт.  $N-N$  түз сызыгы, тийишип турган, эки бетке жалпы нормаль болуп,  $O_1, O_2$  окторунун аралыгын кесиндилерге бөлүп (илинүүнүн негизги теоремасынын негизинде) бурчтук ылдамдыктарына тескери пропорционалдуу болот:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2 \rho}{O_1 \rho}$$

$N-N$  түз сызыгы ар дайым эле, айланаларды айланып өтөт, андыктан ар дайым ошол эле бир абалды ээлейт, б.а. октордун аралыгын

туруктуу  $P_0$  чекитинде кескен болот. Демек, кыймыл өткөргүч

катышы  $U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$  турактуу болот.

Эвольвенттик илинүүдө, илинүү сызыгы  $N-N$  негизги айланаларга жанама болот, себеби эвольвенталар ушул түз сызыкка кесилишет. Эвольвенталык илинүүнүн бирден-бир жетишкен жактарынын бири болуп саналат. Чындыгында, бир дөңгөлөктүн тиши башка дөңгөлөктүн тишин басат, эгерде сүрүлүү күчүн эске албаганда ар дайым  $N-N$  сызыгы боюнча өтөт. Ошондуктан, күчтөрдүн багыты өзгөрүлбөйт, бул болсо, тиштүү дөңгөлөктүн тишинин конструкциясынын бекемдигине ыңгайлуу шарт түзөт.

$P_0$  чекитинен башталгыч айланага жүргүзүлгөн жалпы жаныма менен илинүүчү сызыктын арасындагы бурчу илинүүдөгү бурч деп аталат. Бул бурч, нормалдуу тиштүү илинүү үчүн  $\alpha=20^\circ$  барабар болот.

Белгилеп кетүүчү нерсе, эгерде  $O_1, O_2$  октордун аралыгын чоңойто турган болсок, андан кыймыл өткөрүү катышы өзгөрбөйт.

Чынында эле,  $O_1KP$  жана  $O_2LP$  үч бурчтуктардын окшоштугунан төмөнкү келип чыгат:

$$\frac{O_2\rho}{O_1\rho} = \frac{r_{e2}}{r_{e1}},$$

анда

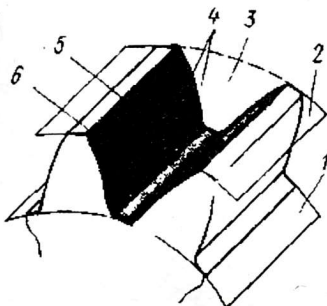
$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{e2}}{r_{e1}}, \quad (2.6)$$

башкача айтканда, кыймыл өткөрүү катышы негизги айланалардын радиустарына тескери пропорционалдуу болот. Берилген звенолор үчүн бул радиустар турактуу болгондуктан, анда  $O_1, O_2$  октордун арасындагы аралык өзгөргөндөн, кыймыл өткөрүү катышы өзгөрбөйт. Андан  $\alpha$  илинүү бурчу гана өзгөрөт.

Октордун аралыгын өзгөрткөндөн кыймыл өткөрүү катышы турактуу болуп калышы, эвольвенталык кыймыл өткөрүү үчүн оң көрүнүш болуп эсептелет, себеби тиштүү механизмдерди (чогултуп) жыйноо процессинде болгон ката, кыймыл өткөрүү катышына таасирин тийгизбейт.

## 2.6 Нормалдык тиштүү дөңгөлөктөрдүн негизги параметрлери

Тиштүү цилиндрдик кыймыл өткөргүчтөр (1.2) сырттан (1.10-сүрөт) жана (1.18-сүрөттөн) ичтен илиниши мүмкүн. Жөнөкөй тиштүү кыймыл өткөргүчтөр, эки кыймылда болгон дөңгөлөктөрдөн турат. Тиштүү дөңгөлөктөрдүн элементтерин карап көрөлү (2.7-сүрөт):



2.7-сүрөт. Дөңгөлөктүн тиштеринин элементтери

Мында, 1-бет тиштүү дөңгөлөктүн телосунан (негизинен) бөлүп турган бети тиштердин ойдуңу деп аталат. 2-бет тиштердин чокулары. Эки коңшулаш тиштердин арасындагы аралык 3-тиштердин ойдуңу. Тиштердин ойдуң жактан чектөөчү бети-тиштердин каптал бети деп аталат. Каптал бет 5-негизги жана 6-өтүүчү беттерден турат.

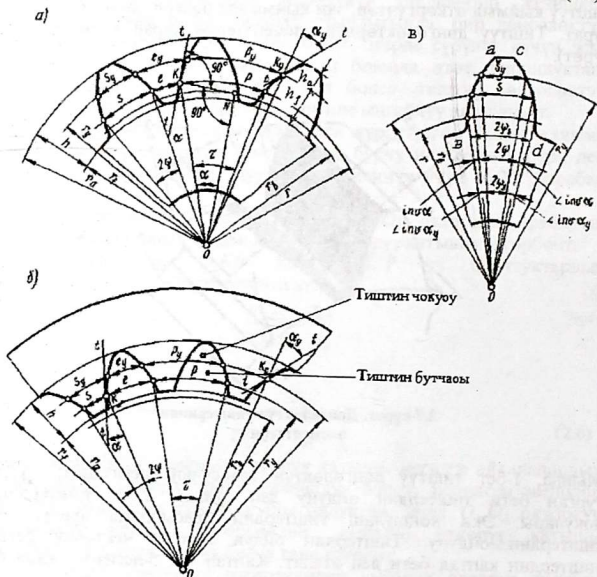
Негизги бет көпчүлүк учурларда эвольвенттик –болот, себеби көпчүлүк цилиндрдик өткөргүчтөрдүн ичинен эвольвенттик-цилиндрдик өткөргүчтөр колдонууда, көбүрөөк басымдуулук кылат. Бул болсо алардын башка кыймыл өткөргүчтөргө караганда бир топ артыкчылыгы боюнча айырмаланат.

2.8-сүрөттөн көрүнүп тургандай башталгыч айлана тиштин бийиктигин эки бөлүккө бөлөт: тиштин чокусуна жана тиштин бутчасына.

Тиш, эвольвенталык ийри сызык менен сызылган сол (*ab*) жана оң (*cd*) профилдерге ээ.

Башталгыч айлана боюнча өлчөнгөн, эки коңшулаш тиштеринин аралыгы тиштүү дөңгөлөктүн кадамы деп аталат.  $P_w$  кадам эки бөлүктөн турат:  $S$  тиштин калыңдыгы жана  $e$  тиштердин арасындагы ойдундун баштапкы айлана боюнча өлчөнгөн энинин суммасына барабар:

$$P_w = s + e = \pi m \quad (2.7)$$



2.8-сүрөт

Нормалдуу тиштүү дөңгөлөктөр үчүн тиштин калыңдыгы жана ойдунунун эни башталгыч айлана боюнча барабар деп кабыл алынган:

$$S = e = P_w / 2 \quad (2.8)$$



Башталгыч айланалар боюнча илинип турган эки дөңгөлөктүн, кадамы тең бирдей болушу зарыл (себеби башталгыч айланалар бири экинчиси боюнча сыйгаланбай тогололот).

Дөңгөлөктүн башталгыч айлана боюнча узундугу:

$$2\pi r_w = 2 P_w \quad (2.9)$$

мында,

$r_w$  - башталгыч айлананын радиусу.

(2.9) Демек, теңдемедө тиштүү дөңгөлөктүн башталгыч айлана боюнча диаметри төмөнкүгө барабар:

$$d = 2r = \frac{P_w}{\pi} \times z \quad (2.9, a)$$

Мында,  $P_w$  - тиштүү илинүүнүн кадамын  $\pi$ -санына болгон катышы, тиштүү илинүүнүн модулу деп аталат жана  $m$ - тамга менен белгиленет:

$$\frac{P_w}{\pi} = m \quad (2.10)$$

$m$ -модуль миллиметр менен өлчөнөт жана ГОСТ боюнча тандалып алынат.

СТ СЭВ 310-76  $m$ -модулунун маанилери берилген 0,05мм ден 100мм чейин. Биринчи катар боюнча  $m$ -модулдун стандарттык мааниси келтирилген 1 ден 12 мм чейин 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12.

Тиштүү дөңгөлөктөрдүн негизги параметрлери:  $m$ -модуль жана  $z$  - тиштердин саны болуп эсептелет. Бөлүүчү айланалардын чоңдуктары дөңгөлөктүн жана кыймыл өткөргүчтүн чоңдугун мүнөздөйт.

Дөңгөлөктүн башталгыч айлана боюнча диаметри, демек (2.9,а) жана (2.10) теңдемелери төмөнкүгө барабар:

$$d = mz \quad (2.11)$$

Тиштүү дөңгөлөктүн кадамы:

$$P_w = \pi m \quad (2.12)$$

Нормалдык тиштүү дөңгөлөк үчүн кабыл алынган, тиштин чокусунун бийиктиги төмөнкүгө барабар:

$$h_o = m \quad (2.13)$$

$h_o$  - тиштин чокусунун бийиктиги,

Тиштин бутунун бийиктиги:

$$h_f = 1,25m \quad (2.14)$$

$h_f$ -тиштин бутунун бийиктигинен бир аз кыска жасалат. Бир дөңгөлөктүн тишинин бийиктиги экинчи дөңгөлөктүн ойдунунун

негизинде кадалып калбас үчүн, башкача айтканда, радиалдык жылчык болушу үчүн, ал төмөнкүгө барабар (2.8-сүрөттөн):

$$\Delta = h_f - h_a = 0.25m \quad (2.15)$$

Тиштүү дөңгөлөктүн чокусунун айланасындагы диаметри (2.8-сүрөттөн)

$$d_a = d + 2h_a = mz + 2m,$$

же болбосо

$$d_a = m(z + 2). \quad (2.16)$$

Тиштүү дөңгөлөктүн ойдуңундагы айлананын диаметри

$$d_f = d - 2h_f = mz - 2 \times 1,25m.$$

же болбосо

$$d_f = m(z - 2,5). \quad (2.17)$$

(2.16) формуланы пайдаланып, инженердик практикада тиштүү дөңгөлөктүн модулу оңой табууга болот, ал үчүн чокудагы айлананын диаметрин ченеп алып жана тиштердин санын санап алуу гана жетиштүү.

$$m = \frac{d_a}{z + 2}.$$

Демек, (2.11) барабардыгынан төмөнкүчү алабыз

$$m = \frac{d_a}{z},$$

б.а.  $m$  -модуль башталгыч айлананын диаметринин катышы, дөңгөлөктүн тишинин санына болгон катышы боюнча туюнтулат. Ошондуктан, кээде модуль диаметриалдык кадам деп аталат.

Илинп турган эки дөңгөлөктүн огунун аралыгы, сырттан илинген дөңгөлөктөр үчүн (2.8,а-сүрөт) башталгыч айланалардын радиустарынын суммасына барабар:

$$a_w = r_1 + r_2 = \frac{mz_1}{2} + \frac{mz_2}{2},$$

же болбосо

$$a_w = \frac{m}{2}(z_1 + z_2). \quad (2.18)$$

Ал эми 2.8,б сүрөттөгү ичтен илинген дөңгөлөктөр үчүн октордун аралыгы төмөнкүгө барабар:

$$a_w = r_{w1} - r_{w2}, \quad (2.19)$$

бул чоңдуктар кыймыл өткөргүчтөрдүн геометриялык параметрлери болуп эсептелет.

Жогоруда келтирилген формулалардан тиштүү дөңгөлөктүн тиши жана дөңгөлөктүн чоңдуктары, башталгыч айлананын чокусунун жана ойдунунун диаметрлери, тишинин бийиктиги, тишинин калыңдыгы жана башкалар, модуль менен туюнтулган. Модуль канчалык чоң болсо, ошончолук дөңгөлөктүн чоңдугу чоң болот жана тишинин чоңдугу ошончолук бекемирээк болот. «Машинанын тетиктери» курсунда, модулдун чоңдугу дөңгөлөктүн тишинин бекемдигинин шарты боюнча эсептөөнүн негизинде аныкталат.

Тиштүү кыймыл өткөргүчтүн өткөрүү катышы дөңгөлөктүн тишинин саны боюнча туюнтулушу мүмкүн. Демек, (5.3,а) жана (2.11) формулаларынан:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.20)$$

Белгилеп кетүүчү нерсе, бул формула бир гана жуп тиштүү дөңгөлөктөр үчүн гана жарактуу.

Ал эми, бир нече дөңгөлөктөрдөн турган татаал, тиштүү кыймыл өткөргүчтөрдүн катышын, тиштердин саны боюнча аныктоо ыкмасын ушул китептин кийинки бөлүктөрүндө карайбыз.

## 2.7 Нормалдык тиштүү дөңгөлөктөрдүн илинишин түзмөлөө

Нормалдык тиштүү дөңгөлөктөрдүн илинишин түзмөлөөдө белгилүү болуучу параметрлер:  $z_1$  жана  $z_2$  тиштүү дөңгөлөктөрдүн тиштеринин саны;  $m$ -модуль жана  $\alpha$ -илинүү бурчу.

Тиштүү дөңгөлөктүн илинүүсү түзүү төмөнкүчө жүргүзүлөт (2.9-сүрөт):

1.  $r_{w1}$  жана  $r_{w2}$  -башталгыч айланалардын радиустарын жана  $a_w$ - эки октун арасындагы аралыгын эсептейбиз:

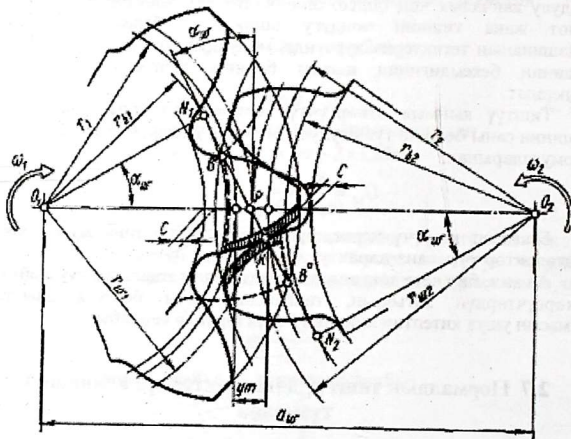
$$r_{w1} = \frac{mz_1}{2}; \quad r_{w2} = \frac{mz_2}{2},$$

андан төмөнкүнү алабыз:

$$a_w = \frac{m}{2}(z_1 + z_2). \quad (2.21)$$

Борбордук сызыкты тургузуп, андан  $O_1$  жана  $O_2$  борборлорун жана  $P$  уюлун белгилеп алып, башталгыч айланаларды жүргүзөбүз.  $P$  уюлуна, башталгыч айланаларга жалпы болгон жанама сызыгын жүргүзүп (борбордук сызыкка перпендикуляр) ага  $\alpha$ -илинүү бурчу менен  $N-N$  илинүү сызыгын жүргүзөбүз.

$O_1$  жана  $O_2$  борборлордон илинүү сызыгына  $O_1N_1$  жана  $O_2N_2$  перпендикуляр түшүрөбүз. Бул перпендикулярлардын узундугу, негизги айланалардын радиустарын түзөт жана ушул айланаларды жүргүзөбүз.



2.9-сүрөт

2. Эки дөңгөлөктүн ойдунундагы жана чокусундагы айланалардын радиустарын эсептейбиз жана бул айланаларды жүргүзөбүз:

$$r_{a1} = r_1 + h_a = \frac{mz_1}{2} + m; \quad (2.22)$$

$$r_{a2} = r_2 + h_a = \frac{mz_2}{2} + m; \quad (2.23)$$

$$r_{f1} = r_1 + h_f = \frac{mz_1}{2} - 1,25m; \quad (2.24)$$

$$r_{f2} = r_2 + h_f = \frac{mz_2}{2} - 1,25m. \quad (2.25)$$

3.  $N-N$ -түзүүчү сызыкты кезек менен биринчи дөңгөлөктөн баштап, андан кийин экинчи дөңгөлөктүн башталгыч айланалары боюнча тоголотуп эвольвенттик илинүү сызыгын алабыз. Ал үчүн 2.9-сүрөттө көрсөтүлгөндөй  $N-N$  түзүүчү сызыгын бир топ барабар

сызыктарга бөлөбүз жана кесиндилерге барабар болгон негизги айланаларга жаа коёбуз. Анда түзүүчү сызыкты биринчи дөңгөлөктүн негизги айланасы боюнча тоголоткондо, түзүүчү сызыктын  $P$ -чекити  $PЭ_1$ -эвольвентасын түзөт. Бул түзүүчү сызыкты экинчи дөңгөлөктүн негизги айланасында тоголоткон болсок, ал чекит  $PЭ_2$ -эвольвентасын чийген болот.  $PЭ_1$  жана  $PЭ_2$ -эвольвенталары негизги айланаларда жаткан  $1'$  жана  $1''$ -чекиттеринде чектелинет.

Эвольвенталар тескери багыттарда чексиз узарышы мүмкүн.  
4. Тиштин калыңдыгын жана ойдундун энин эсептейбиз:

$$s = e = \frac{1}{2} = \frac{\pi}{2} m \quad (2.26)$$

жана башталгыч айланалар боюнча эки жагына тең  $P$ -чекитинен 2.26 формалага барабар болгон жааларды коёбуз. Алынган чекиттер аркылуу симметриялуу тиштердин профилин алабыз. Ал үчүн алдын ала түзүлгөн тиштин профилин, катуу кагаздардан шаблон даярдап алууга болот. Ошентип, тиштүү дөңгөлөктөрдүн илинүүсүн түзмөлөө (синтездөө) бүткөн болот.

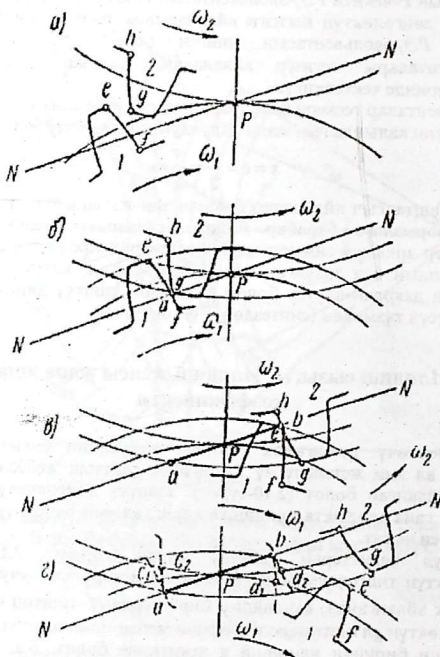
## 2.8 Илиниш сызыгы. Илиниш жаасы жана ашажабуу коэффициенти

Жетелөөчү 1-дөңгөлөк сааттын жебесинин багыты боюнча айланса, ал эми жетеленүүчү 2-дөңгөлөк сааттын жебесине карама-каршы айланган болот (2.10-сүрөт). Тиштүү дөңгөлөктүн тиштери белгилүү гана аралыкта илинишке кирет, ал эми башка аралыктарда илиништен чыгат.

Ушул чекиттерди табууну карап көрөлү. 2.10,а-сүрөттө дөңгөлөктүн тиштери азырынча илинишке кире элек учур, бирок 1-дөңгөлөк айланганда, кандайдыр бир учурда  $e'$  тиштин оң профили 2-дөңгөлөктүн  $gh$  тиштин сол профили менен илинишке кирет. Демек, тиштердин биринчи илиниши  $g$  чекитинде болот, б.а. жетектөөчү дөңгөлөктүн чокусундагы айлана, илиниш сызыгы менен кесилишкен  $a$ -чекитинин чегинде. 2.10,б-сүрөттөн тиштердин илиниш абалынын башталышы көрсөтүлгөн.

Дөңгөлөктүн тиштери  $N-N$ -сызыгында гана тийишип турушу мүмкүндүгү бизге белгилүү. Ошентип, тиштердин биринчи илинүүсү,  $g$  чекити илиниш сызыгына түшкөндө б.а. 1-дөңгөлөктүн чокусунун айланасы илиниш сызыгы менен  $a$ -чекитинде кесилишкенде 2.10,б-сүрөттөгү тиштердин илиниш абалынын башталышы көрсөтүлдү. Андан ары алар илиништен

чыкмайынча  $ef$ -профили 2-дөңгөлөктүн  $gh$ -профилин басат жана ал боюнча сыйгаланат. Ушул абалда профилдердин илинүүсү ар убакытта илинүү сызыгында гана болот.



2.10-сүрөт. Илинштиң жумушчу сызыгынын аралыгын аныктоо

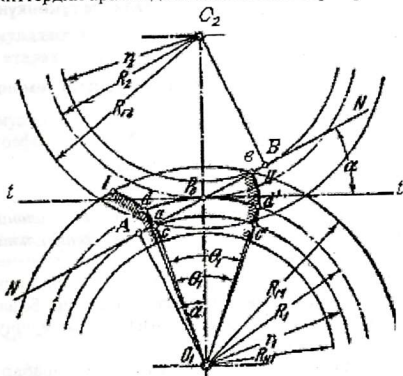
Ошентип, тиштердин акыркы илинүүсү же болбосо илиништен чыгуусу, жетеленүүчү дөңгөлөктүн чокусунун айланасы менен илиниш сызыгынын кесилишкен  $v$ -чекитинде болот, ал 2.10,в-сүрөттө көргөзүлгөн.

2.10,г-сүрөттө көрсөтүлгөндөй дөңгөлөктөр кыймылда болгондо алардын, тиштери илинүүдө болбойт. Ошентип дөңгөлөктүн тиштери



$a$   $v$  аралыгында гана илинүүдө болот. Бул аралык, илинүү жумушчу аралыгы деп аталат.

2.11-сүрөттү караганыбызда практикалык жактан «илиниш» сызыгы  $a$  жана  $v$  чекиттердин арасында жайланышын көрөбүз.



2.11-сүрөт. Илинүү жаасын жана ашажабуу коэффициентин аныктоо

Биринчи дөңгөлөктүн тишинин профили илинишүүгө кирердин алдында I абалга ээ болот. Ал эми илиништин аяктаган мезгилиде ошол эле профил II абалда болгон болот.

Жаа  $dd'$ -бул жаа, бир жуп профилдин илиниш мезгилиндеги башталгыч айланалардын тоголонгон жаасы болуп эсептелет.

$dd'$ - илиниш жаа деп аталат. Жаанын илиниш сызыгынын узундугу анын илиниш бурчу аркылуу туюнтулушу мүмкүн. Ал үчүн  $d$  жана  $d'$  чекиттерин борбордук  $O_1$ -чекити менен туташтырабыз жана  $dO_1d'$  бурчун  $\theta_1$  менен белгилеп алабыз.

Белгилеп кетсек,  $C$  жана  $C'$  баштапкы чекиттери, тиштердин эвольвенталары болот. Бул чекиттер негизги айланада жатышат жана  $CO_1C'$  бурчу ошондой эле  $\theta_1$  бурчуна барабар болот.

Анда  $a$ -жаанын узундугу:

$$\cup dd' = R_1 \theta_1 \quad (2.27)$$

$CC'$  - жаанын узундугу

$$\cup CC' = r_1 \theta_1. \quad (2.27a)$$

Мындан,  $\theta_1$  чыгарып таштап түмөнкүнү алабыз

$$\cup dd' = \frac{R_1}{r_1} CC' \quad (2.28)$$

Мындан, эвольвентанын касиетинин негизинде түмөнкүнү алабыз

$$\cup CC' = \cup Ac' - \cup Ac = Av - Aa = av.$$

Чиймеден  $r_1 = R_1 \cos \alpha$ ,

мында  $\alpha$ -илинүү бурчу. Анда (2.28) барабардыгын төмөнкүчө жазууга болот:

$$\cup dd' = \frac{R_1(av)}{R_1 \cos \alpha} = \frac{(av)}{\cos \alpha} \quad (2.29)$$

*Ошентип, башталгыч айланада жаткан, илиниш жаанын узундугу, илиниш сызыгынын узундугуна жана илиниш бурчунун косинусуна бөлгөнүнө барабар.*

Ушуга окшотуп, каалаган башка айлананын илиниш жаасын табууга болот. Эгерде илиниш жаа негизги айлана боюнча ченелген болсо, анда биз, узундугу илиниш сызыгынын жумушчу аралыгына барабар болгон узундукту албыз.

Эгерде илиниш жаа илиниш  $P_w$ -кадамына барабар болсо, анда башталгыч айланалар тоголонгон ушул жаада бир гана жуп тийишкен тиштердин профилдери илиниште болгон болот. Эгерде илиниш жаа, илиниш кадамынан кичине болгон болсо анда илиниште кадалып, тирелип калган болот жана кыймыл өткөргүч согулуу, добуштуу иштейт. Эгерде тескерисинче илиниш жаа, илиниш кадамынан чоң болгон болсо, анда кээ бир убакытта илиниште бир жуп профилдер болгон болот, ал эми калган убакта-эки жуп андан чоң болушу мүмкүн. Ынгайы келсе, илиниш жаа ар дайым бир топ илиниш кадамынан чоң болушу зарыл. Анда кыймыл өткөргүч жайбаракат үнсүз, тынч жана соккусуз иштейт. Ошентип, туура долбоорлонгон кыймыл өткөргүчүндө, мүмкүн болушунча, илиниш жаанын катышы  $P_w$ -кадамга болгон катышы бирден чоң болуусу керек.

$$\varepsilon = \frac{\text{илиниш} - \text{жаа}}{P_w} > 1.$$

Илиниш жаанын, кадамга болгон катнашы  $\varepsilon$ -ашажабуу коэффициенттери деп аталат. (2.30) формуланы эске алып, төмөнкүнү алабыз:

$$\varepsilon = \frac{\cup dd_1}{P_w} = \frac{(av)}{P_w \times \cos \alpha} = \frac{(av)}{\pi m \times \cos \alpha}, \quad (2.30)$$

Мындан  $P_w = \pi m$  -илиниш кадамы болгондуктан, практикада сырткы илиништер үчүн тиштүү кыймыл өткөргүчтөрдүн ашажабуу коэффициенти төмөнкү чекте кабыл алынат.

$$1 < \varepsilon < 2$$

(2.30) формуладан  $P_w \cos \alpha$  чоңдугу-негизги илиништин негизги кадамы деп аталат жана  $P_0$  тамга менен белгиленет, ошондуктан:

$$P_0 = P_w \cos \alpha = \pi m \times \cos \alpha \quad (2.31)$$

(2.31) формуладан илиниш сызыктын кадамга болгон катышы, ашажабуу коэффициенти деп аталат

$$\varepsilon = \frac{(a\theta)}{P_w \cos \alpha} \quad (2.32)$$

2.11-сүрөтүнөн  $\varepsilon$  -ашажабуу коэффициентин жана аналитикалык ыкмандан аныктоого болот.

$$\begin{aligned} (a\theta) &= (AB) - (B\theta) - (Aa) = (AB) - (AB - A\theta) - (AB - Ba) = \\ &= (AB) - (AB) + (A\theta) - (AB) + (Ba) = (A\theta) + (Ba) - (AB). \end{aligned}$$

Экинчи жагынан,

$(A\theta) = \sqrt{R_1^2 - r_1^2}$ ,  $(Ba) = \sqrt{R_2^2 - r_2^2}$  жана  $(AB) = A \sin \alpha$ , мындан  $R_1$  жана  $R_2$ -дөңгөлөктөрдүн чокудагы айланаларынын радиустары жана А-дөңгөлөктөрдүн  $O_1$  жана  $O_2$  ок аралыктары, анда

$$(a\theta) = \sqrt{R_1^2 - r_1^2} + \sqrt{R_2^2 - r_2^2} - A \sin \alpha.$$

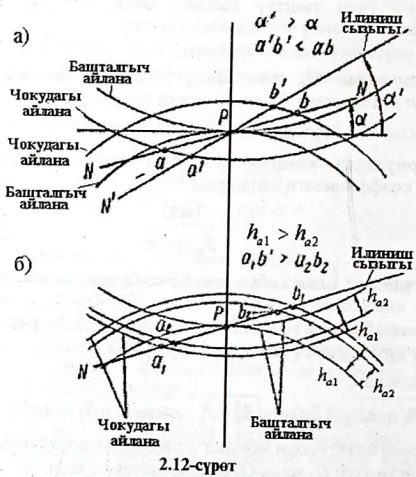
Алынган барабардыктар аркылуу  $\varepsilon$  (2.32) төмөнкүдөй болот:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{R_1^2 - r_1^2} + \sqrt{R_2^2 - r_2^2} - A \sin \alpha}{\pi m \times \cos \alpha} \quad (2.33)$$

2.26 -формуладан ашажабуу коэффициентин табуу ыңгайлуу. Демек, илиниш бурчунун өзгөрүлүшү, жумушчу илиниш сызыгынын узундугунун өзгөрүшүнө алып келет. 2.12,а-сүрөттөн эки түрдүү бурчтук илиништеги жумушчу бөлүгүнүн илиниш сызыгы көрсөтүлгөн.

Сүрөттөн көрүнүп тургандай илиниш бурчунун өсүшү, жумушчу бөлүгүнүн, илиниш сызыгынын кемүүсүнө алып келет. Ошол себептен ашажабуу коэффициенти да азаят. Белгилеп кетүүчү нерсе, ашажабуу коэффициентине тиштин чокусунун  $h_a$  - бийиктиги таасир этет. 2.12,б сүрөттөн, тиштин бийиктик чокусунун өсүшү менен жумушчу илиниш сызыгынын өсүшүнө алып келерин байкоого болот.

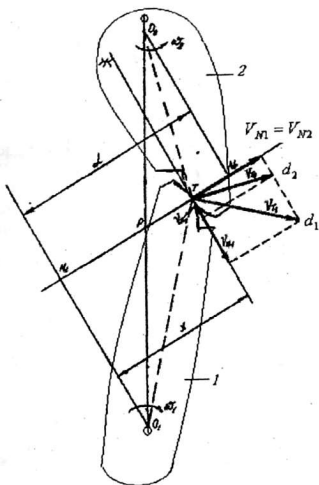
$(h_{a1} > h_{a2}, a_{1\theta} > a_{2\theta})$  болгондо,  $\varepsilon$ -ашажабуу коэффициенти өсөт.



## 2.9 Тиштердин сыйгалануу коэффициенти

Эки дөңгөлөккө тең таандык болгон кынаалаш эвольвенталык профилдерин алсак, алар илиниште бири-бири менен тоголонбостон, сыйгалануу менен иштейт. Таза тоголонуу жалгыз гана уюлда болот. Муну далилдөө үчүн 2.13-сүрөткө кайрылуу жетиштүү.

Анткени, 1-дөңгөлөктүн  $T$ -чекитинин ылдамдыгы  $V_{T1}$  ге жана 2-дөңгөлөктүн ошол эле  $T$  чекитинин ылдамдыгы  $V_{T2}$  ге барабар. Бул дөңгөлөктөрдүн радиустары, бурчтук ылдамдыктары ар кандай болгондуктан багыттары, чоңдуктары боюнча бирдей болушу мүмкүн эмес. Алардын жалпы тиктикке көчүрүндүлөрү  $V_n$  гана бирдей, ал эми жалпы жанамага көчүрүндүлөрү  $V_{ж1}$  жана  $V_{ж2}$  ар кандай. Демек, илиниш жараянында эки тиштин ортосундагы жаныма сызыктын багыты боюнча сыйгалануу болот. Сыйгалануу тиштердин каптал беттеринин жешилүүсүнө алып келет.



2.13-сүрөт

Сыйгаланууну баалоо үчүн сыйгалануу коэффициенти деп аталган түшүнүк киргизилген. Ал коэффициент тиштердин тийишкен чекитинин салыштырма сыйгалануу ылдамдыгынын ошол чекит борборго карата болгон ылдамдыктарынын жаныма түзүүчүсүнө болгон катышы менен туюнтулат:

$$\lambda = \frac{V_C}{V_{Ж}} \quad (2.34)$$

же

$$\lambda = \frac{V_{Ж1} - V_{Ж2}}{V_{Ж1}}; \quad \lambda = \frac{V_{Ж2} - V_{Ж1}}{V_{Ж2}}$$

Чиймеде көрсөтүлгөндөй  $O_1N_1T$ -үч бурчтугу,  $V_{T1}$  жана  $V_n$ -сан багыттарынан түзүлгөн үч бурчтукка окшош болгондуктан

$$\frac{N_1T}{O_1T} = \frac{V_{Ж1}}{V_{T1}}$$

мындан,

$$V_{ж1} = V_{T1} \frac{N_1 T}{O_1 T} = \omega_1 x,$$

анткени,

$$V_{T1} = \omega_1 \times O_1 T, \quad N_1 T = x.$$

Ушул эле сызыктуу  $O_2 N_2 T$  жана  $V_{T2} - V_n$  ден түзүлгөн үч бурчтуктардын окшоштугунан

$$\frac{N_2 T}{O_2 T} = \frac{V_{ж2}}{V_{T2}},$$

мындан,

$$V_{ж2} = V_{T2} \frac{N_2 T}{O_2 T} = \omega_2 (L - x),$$

анткени,

$$V_{T2} = \omega_2 \times O_2 T, \quad N_2 T = N_1 N_2 - x = L \times x.$$

Анда:

$$\lambda_1 = \frac{\omega_1 x - \omega_2 (L - x)}{\omega_1 x} = 1 + U_{21} - U_{21} \frac{L}{x}. \quad (2.35)$$

$$\lambda_2 = \frac{\omega_2 (L - x) - \omega_1 x}{\omega_2 (L - x)} = 1 + U_{12} - U_{12} \frac{L}{L - x}. \quad (2.36)$$

Тиштердин жешилүүсү ушул коэффициенттер боюнча эсептелет.

Ичтен илинишкен дөңгөлөктөр үчүн да жогоркудай ой жүгүртүү менен сыйгалануу коэффициенттерин аныктоого болот:

$$\lambda_1' = 1 - U_{21} + U_{21} \frac{L}{x}, \quad (2.37)$$

$$\lambda_2' = 1 - U_{12} + U_{12} \frac{L}{x} \quad (2.38)$$

Алынган туюнтмалардын графигин сызып көрсөк,  $x = 0$  болгондо  $\lambda_1 = -\infty, \lambda_2 = 1$ . Эгерде  $x = L$  болсо,  $\lambda_1 = 1, \lambda_2 = -\infty$ .

Ал эми качан  $\lambda_1$  жана  $\lambda_2$  нөл аркылуу өтөрүн билүү үчүн (2.37) (2.38) туюнтмаларын нөлгө барабарлайбыз,

$$1 + U_{21} - U_{21} \frac{L}{x} = 0.$$

Илиништин негизги мыйзамынан төмөнкү келип чыгат:

$$U_{21} = \frac{O_1 P}{O_2 P} = \frac{N_1 P}{N_2 P}.$$

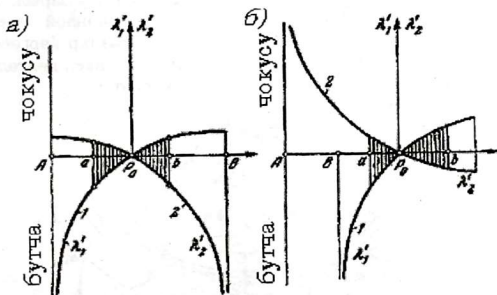


Анда:

$$x = \frac{U_{21} \times L}{1 + U_{21}} = \frac{\frac{N_1 P}{N_2 P} (N_1 P + N_2 P)}{\frac{N_1 P + N_2 P}{N_2 P}} = N_1 P$$

Ушул эле сыяктуу  $\lambda_2=0$  үчүн:  $L-x = N_2 P$ .

Демек, сыйгалануу коэффициенттери  $\lambda_1$  жана  $\lambda_2$  илиништин уюлунда, б.а.  $P_0$  чекитинде нөлгө барабар болушат. Ал эми сыйгалануу коэффициенттеринин графиги 2.14-сүрөттө көрсөтүлгөн.



2.14-сүрөт. Тиштүү кыймыл өткөргүчтөрдүн тиштеринин сыйгалануу коэффициенттеринин диаграммасы: а) сырттан илинишкен тиштер үчүн диаграмма; б) ичтен илинишкен тиштер үчүн диаграмма

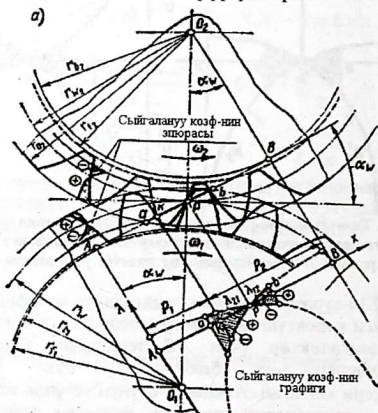
Жогорудагы 2.14-сүрөттө  $\lambda_1$  жана  $\lambda_2$ -сыйгалануу коэффициенттеринин өзгөрүү графиги көрсөтүлгөн. Мында, абсцисса огу боюнча, сырттан илинишкен дөңгөлөктөр үчүн  $AB$  теориялык илиниш сызыгы коюлган. Ординат огу боюнча  $\lambda_1$  жана  $\lambda_2$ -сыйгалануу коэффициенттери коюлган. Абсцисса огунун үстүндө жаткан  $\lambda_1$  жана  $\lambda_2$  сызыктары дөңгөлөктүн тишинин чокусуна таандык, ал эми абсцисса огунунун асты жагы тиштердин бутчасына таандык.

Илиниш процессинде тиштердин илиниш чекити:  $a$ -чекитинен (тиштердин илинишке кириши),  $b$ -чекитине чейин (тиштер илиништен чыгышы) илиниш сызыгы боюнча жылат. Демек,  $(-aP_0)$  маанисинен нөлгө чейин жана нөлдөн  $(+bP)$  маанисине чейин илиниш аралыгы өзгөрүлөт.

Ошондуктан, (2.37) жана (2.38) формулалардан,  $\lambda_1$  жана  $\lambda_2$  сыйгалануу коэффициенттери да өзгөрөт. Илинеш процессинде  $\lambda_1$  - а абалында эң чоң мааниге ээ болот, ал эми  $\lambda_2$  - в абалында (2.14-сүрөт).

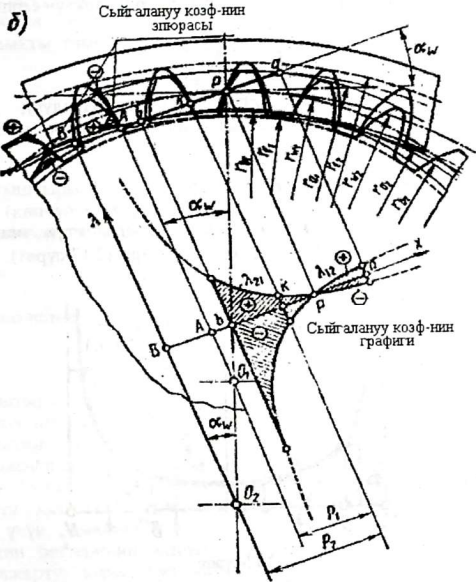
$\lambda_1$  жана  $\lambda_2$  коэффициенттери,  $x_1$  жана  $x_2$  жылышуу коэффициенттеринен көз каранды болгондуктан конструктор  $x_1$  жана  $x_2$  өзгөртүп, эксплуатациянын талабына жооп бере турган  $\lambda_1$  жана  $\lambda_2$  коэффициенттеринин маанисин аныктайт.

Тиштердин иштөө процессинде сыйгалануудагы чоң жоготуудан баш тартып жана алардын жышылуусун азайтуу үчүн, «атв» практикалык илиниш сызыгы (2.14-сүрөт), салыштырма сыйгалануу коэффициенттери аз болгон зонада жайланышуусу зарыл. Ал зона 2.14,а-сүрөттө торлонгон. 2.14,б-сүрөттөн ошондой эле ичтен илинишкен тиштер үчүн тургузулган ийри сызыктар көргөсөтүлгөн. 2-ийри сызык сырткы дөңгөлөктүн, ичтен илинишкен дөңгөлөккө  $\lambda_2$ -сыйгалануу коэффициентинин өзгөрүүсүн көрсөтөт.



2.15-сүрөт. Сырттан илинишкен дөңгөлөктөрдүн сыйгалануу коэффициенттеринин эпюрасы

2.15-сүрөттөн дөңгөлөктөрдүн илинүүсүндөгү салыштырмалуу сыйгалануу эпюралары көрсөтүлгөн:



2.16-сүрөт. Ичтен илинишкен дөңгөлөктөрдүн сыйгалануу коэффициенттеринин эпорасы

## 2.10 Салыштырма басым коэффициенттери

Салыштырма басым коэффициенттери тиштердин геометриясынын өзгөрүшүн (тиштин профилдеринин ийри сызыгынын радиустарынын өзгөрүшү) тийишкен тиштердин чекитинде пайда болгон чекиттик чыңалуунун чоңдугуна болгон таасирин эске алат.

Тиштерди чекиттик бекемдигин эсептөөдө чыңалуунун чоңдугу Герц-Беляевдин туюнтмасы аркылуу аныкталат:

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{QE'}{\rho'v}}$$

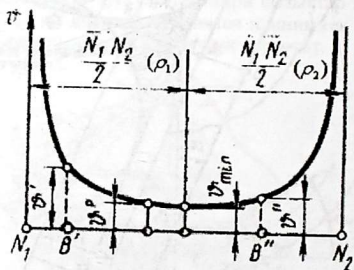
Мында,  $Q$ -тиштерге аракет кылган жүк,  $E'$ -дөңгөлөктүн серпилгичтин келтирилген чоңдугу

$$E' = \frac{2E_1 \times E_2}{E_1 + E_2}$$

$\rho'$ - дөңгөлөктүн жазылыгы же тийим сызыгынын узундугу,  $\rho'$ -кынаалаш каптал сызыктардын ийриликтеринин келтирилген радиусу:

$$\rho' = \frac{\rho_1 \times \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

$\rho_1$  жана  $\rho_2$ -тийиштүү түрдө 1-жана 2-дөңгөлөктүн тиштеринин каптал сызыгынын ийриликтеринин радиустары (2.17-сүрөт).



2.17-сүрөт

Илиништин масштабынын кынаалаш каптал сызыктардын ийриликтеринин келтирилген радиусуна болгон катышы салыштырма басым коэффициенти деп аталат.

$$\delta = \frac{m}{\rho'}. \tag{2.39}$$

Эки тиштин тийишкен чекити  $N_1 N_2$ нин ортосунда жылып тургандыктан  $\rho_1$  жана  $\rho_2$  же  $\rho'$  өзгөрүлмө чоңдуктар:

Анда, 
$$\delta = \frac{m(\rho_1 + \rho_2)}{\rho_1 \times \rho_2} = \frac{mL}{\rho(L - \rho_1)} \tag{2.40}$$

качан  $\rho_1 = 0, \delta = \infty, \rho_2 = L, \delta = \infty$ .

(2.40) –формуладан, салыштырма басым коэффициенти илиниш процессинде өзгөрөт.

Анын өзгөрүү графиги 2.17-чи сүрөттөн көргөзүлгөн. Ал эми качан  $\delta_1 \rho_1$  боюнча эң кичине мааниге ээ болоорун билүү үчүн барабардыкты төмөнкүдөй өзгөртүп түзүү ыңгайлуу:

$$d\left(\frac{1}{\delta}\right) = \frac{d[\rho_1(L - \rho_1)]}{mL}$$

Мындан:

$$\rho_1 = \frac{L}{2}$$

Салыштырма басым коэффициентинин илиниш уюлундагы мааниси (көпчүлүк учурда эсептөө ушул маани менен жүргүзүлөт), дөңгөлөктөрдүн негизги мүнөздөгүчтөрү аркылуу төмөнкүдөй болот:

$$\delta_p = \frac{2(z_1 + z_2)}{z_1 \times z_2 \times \sin \alpha} \quad (2.41)$$

Ичтен илинишме дөңгөлөктөр үчүн,

$$\delta'_p = \frac{2(z_1 - z_2)}{z_1 \times z_2 \times \sin \alpha} \quad (2.42)$$

Салыштырма басым канчалык чоң болсо, тиштердин беттеринин ошончолук тез ушаланышына алып келет.

Тиштин ийилүү бекемдигин баалоо, тиштин санынын коэффициенти аркылуу жүргүзүлөт. Бул коэффициент эмнеге барабар экендиги “машиналардын тетиктери” окуу сабагында, тиштердин ийилүүсүн эсептөөдө берилет. Ошентип, тиштүү илиниш жылма иштеш үчүн, амалияттык илиниш сызыгын узартууга ал эми тиштердин беттеринин жешилүүсүнүн жана ушаланышын азайтуу үчүн кыскартуу керек. Бул, карама-каршылык, аспапты жылдыруу коэффициенти туура тандап алып, тиштерди оңдоп кесүү (түзөтүү) жолу менен чечилет.

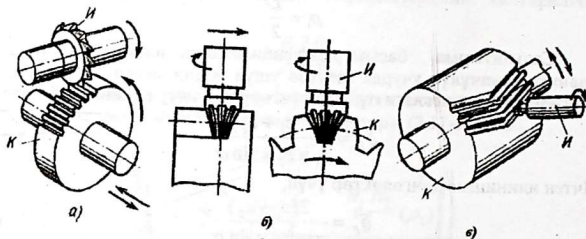
## 2.11 Тиштүү дөңгөлөктөрдү жасоо жана андагы ыкмалар

Тиштүү дөңгөлөктөрдү жасоо ыкмалары илиниш назарияты менен тыгыз байланышкан.

Азыркы убакта илиништүү дөңгөлөктөрдү жасоонун же тиш чыгаруунун көптөгөн ыкмалары бар. Алардын негизгилери кесип чыгарууга негизделген. Андан башка тиштүү дөңгөлөктөр куюу, мөөрлөө (штаптоо), чыйырдоо (накатки) ж.б. ыкмалар менен жасалып алынышы мүмкүн. Машина курууда негизинен тиштер кесүү менен чыгырылат. Кесүү, көчүрүү жана кырчалоо (огибания) ыкмасы

дсп, аталышкан ыкмалар менен жүргүзүлөт. Бул эки ыкма тең тиштерди фрезерлөөдө жана оюуда колдонулат.

Көчүрүү ыкмасы менен фрезерлөөдө жана оюуда, кесүүчү сыны дөңгөлөктүн (D) эки тишинин ортосундагы жылганын санына дал келген табак (2.18,а-сүрөт) же бармак түрүндөгү атайын модулдук фрезардик (2.18,б-сүрөт) аспаптар колдонулат.



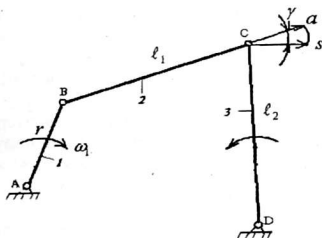
2.18-сүрөт

Кесилүүчү стандарттык дөңгөлөктүн тиштеринин жылгасынын чөйрө сызыгы, анын модулу жана тиштеринин сандары менен аныкталат.

Эгерде бул эки чондуктун бирөө эле өзгөрсө, кесүүчү чөйрөнүн сызыктрынын саны да өзгөрөт. Ошондуктан ар кандай тиштүү дөңгөлөктөрдү жасоо үчүн, ар түрдүү аспаптар талап кылынат. Бул иш жүзүндө мүмкүн эмес. Андыктан тиштеринин сандары кандайдыр бир чекте айырмаланган дөңгөлөктөрдү бир эле аспап менен жасоого туура келет. Демек, бул ыкма тиштердин санынын же чөйрө сызыгын так алууга мүмкүнчүлүк бербейт.

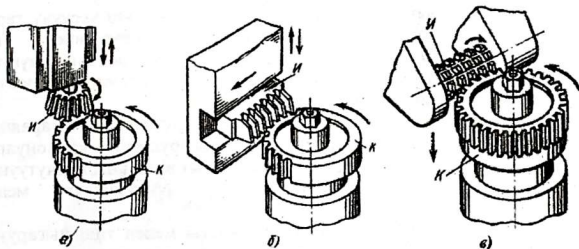
Кырчалоо ыкмасында тиш чыгарылуучу дөңгөлөк менен аспаптык рейканын (оромо тиштүү фреза же тарак түрүндө жасалган) өз ара аракети илинишин абалын түзөт (2.19-сүрөт). Бул кандай гана диаметрлүү дөңгөлөктү албайлы аспаптык рейканын тиштеринин кесүүчү кырлары (рейка айлана боюнча сыйгалануусуз тоголонуп жаткандыктан), ошол айлананын ийри жазыгын (эвольвентасын) берет дегендикке жатат. Демек, тиштердин каптал сызыгы, берилген айлананын так эвольвентасы болот. Мындай ыкма бир эле аспап менен ар кандай тиштүү дөңгөлөктөрдү так жасап алууга мүмкүнчүлүк берет.





2.19-сүрөт

Кырчоолоо ыкмасы менен тиш чыгаруу атайын тесте (2.20-сүрөт) жүргүзүлөт да, мындагы кыймылдык жараянды, аспаптын берилген өндүрүүчү чөйрө сызыгынын кесилүүчү дайындама менен илиниш катары кароого болгондуктан бул илиниш тестик илиниш деп аталат.



2.20-сүрөт

Андыктан кырчалоо ыкмасы менен тиш кесүүдө аспапка жана дайындамага, илиниште эки тиштүү дөңгөлөк кандай салыштырма кыймылга ээ болсо, так ошондой элесалыштырма кыймылын берет. Ошондуктан, бул ыкма тоголотуп кесүү же тоголотуу ыкмасы деп аталат.

Кесүүдө аспап дайындаманын огу боюнча да умтулуу кыймылга ээ болушу керек. Аспап дөңгөлөк жана ойгуч (2.20,а-сүрөт) рейка түрүндө болсо, тарак (2.20,б-сүрөт) деп аталат.

Аспаптын оромо тиштүү фреза түрүндө жасалганы 2.20,в-сүрөттө көрсөтүлгөн. Бул аспап тиштүү рейканын бир түрү болуп эсептелет,

анткени фрезанын огу боюнча өткөн тегиздик менен кесилиши тиштүү рейканын каптал сызыктарындай (профилиндей) эле сызыктарды берет. Болочоктогу дөңгөлөк өзүнүн огунда айланма кыймыл жасайт. Фреза-аспап өзүнүн огунда бир айланганда, ал 360 градуска айланган болот.

Цилиндрдик тиштүү дөңгөлөктүн тиштерин чыгарууда, өндүрүүчү дөңгөлөктүн огу менен долбоорлонуучу (кесилүүчү дайындаманын) дөңгөлөктүн октору өз ара жарыш жана аксоитдери, цилиндрлер болуп эсептелет. Эгерде өндүрүлүүчү дөңгөлөк белгилүү тиштин санына ээ болгон болсо, анда кесүүчү (тиш чыгаруучу) аспап тарак болуп эсептелет (2.21,е,ж-сүрөт), алар менен тиштердин сандары ар түрдүү болгон дөңгөлөктөрдүн тиштеринин каптал беттерин иштөөгө болот (2.21,з-сүрөт).

Дөңгөлөктүн радиусу эбегейсиз чоң болгон болсо, өндүрүүчү дөңгөлөктүн аксиоддик аспабынын, тиштеринин сандары чексиз болот, б.а. түз рейкага айлануусу зарыл. Бул учурда көбүнчө аспап болуп, оромо тиштүү фреза эсептелет (2.21,б-сүрөт) же болбосо образиддик оромо төгөрөк (2.21,г-сүрөт) жана өндүрүүчү рейка бурама бетте жайланышкан (2.21,д-сүрөт).

Тиш чыгаруучу аспаптын дагы бир түрүнө, тиш кесүүчү тарак (2.21,а-сүрөт) же болбосо жуп жылмалоочу төгөрөктөр кирет. Тиш чыгарууда негизги кыймыл болуп тарак рейка аспабы үчүн-түз сызыктуу кыймыл, ал эми оромо фреза жана жылмалоочу төгөрөктөр үчүн-айланма кыймыл болуп эсептелет.

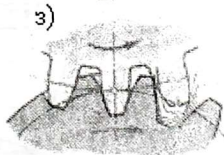
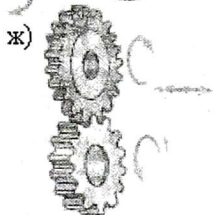
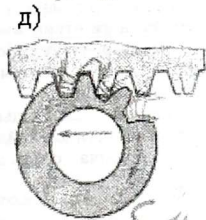
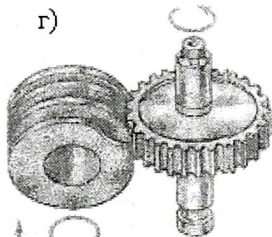
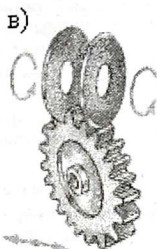
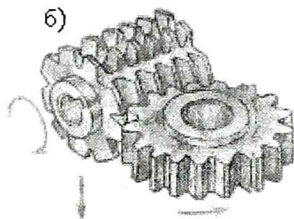
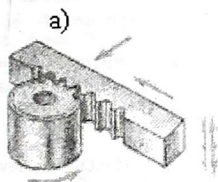
Кырчылоо ыкмасынын өндүрүмдүүлүгү, жараянды автоматташтыруу мүмкүнчүлүгүнүн жогорулугу, колдонулган аспаптын универсалдуулугу (шайма-шайлыгы) жана аны курчутуунун жөнөкөйлүгү, тиштерди оңдоп кесүү мүмкүнчүлүгү менен айырмаланат.

Жалпылап айтканда, кырчалоо ыкмасы менен тиш чыгаруучу аспап, аспаптык рейка деп аталат. Бул жылчыксыз илиништи камсыз кылуучу рейканын өлчөмдөрү стандартташтырылган (2.22-сүрөт).

2.22-сүрөттө стандарттык аспап рейканын профили көрсөтүлүп, анын жардамы менен тиштүү дөңгөлөктөр жасалат.

Тиштин калыңдыгы менен жылганын жазылыгы барабар болгон түз сызык, рейканын модулдук түз сызыгы деп аталат.

$$S^I = S^{II} = P_w / 2 = \frac{\pi m}{2}$$



2.21-сүрөт

Аспаптык рейка:  $\alpha$ -профилдик бурчу,  $h_a$ -тиштин бийиктик коэффициенти,  $C^*$ -радиалдык жылчык коэффициенти боюнча мүнөздөлөт.

Аспаптык рейканын модулдук сызыгына карата стандарттык рейканын тишинин чокусунун жана бутчасынын бийиктиктери бирдей:

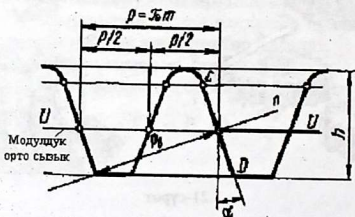
$$h_f^I = h_a^{II} = h,$$

чыгарылып алынган тиштин бутчасынын тереңдиги чокунун бийиктигинен чоңураак болушу керек. Андай болбосо, илиниш учурунда бир дөңгөлөктүн тиштеринин чокулары экинчи дөңгөлөктүн тиштеринин жылгаларынын таманына тийип калат. Мындан сүрүлүү күчү көбөйөт жана майлоочу майды чогултуучу жылчык жок болуп калат. Ошондуктан аспаптын тишинин бийиктиги эки жагынан тең  $C^*m$  чоңдугунчалык бийик жасалат ( $C^*$ -жылчыктын коэффициенти деп аталат жана  $C^*=0,25$ ).

Аспаптын түз сызыктуу каптал сызыгы, чокулардын түз сызыгына радиусу  $\rho=0,38m$  болгон жаа менен өтөт. Аспаптын каптал сызыктык бурчу  $\alpha_0$ , адатта  $20^\circ$  ка барабар.

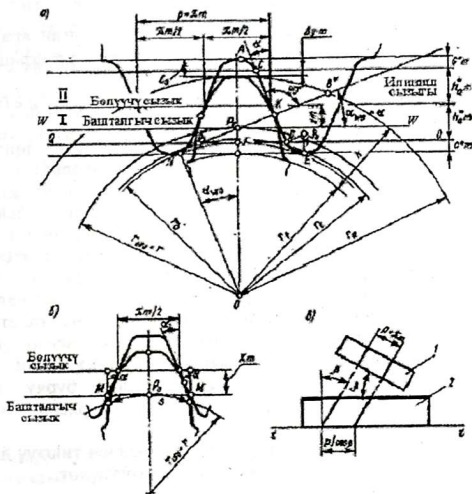
Аспаптын чокусунун  $h_b$ , бутчанын бийиктиги  $h_f$  жана тиштин түз сызыктуу бөлүкчөлөрү менен чектелген бөлүгү, чөйрө сызыгы деп аталат. Тиштин эвольвенттик бөлүгүн ушул гана чөйрө сызыгы чыгарат, ал эми аспаптын чөйрө сызыгынын жогорку бөлүгү тиштин жылгасынын таманын жана эвольвентадан таманга өткөн жылмасын чыгарат. Ошондуктан тиштердин каптал сызыгын түзүү суроолорун үйрөнүүдө аспаптык рейканын берилген чөйрө сызыгы менен кесилүүчү чөйрө сызыктын өз-ара аракеттерин карайбыз.

Тесталык илиниште аспаптык рейканын кандайдыр бир модулдук сызыгы, тиштин чыгарылуучу дөңгөлөктүн кандайдыр бир бөлүүчү айлана деп аталган, айланасы боюнча сыйгалануусуз тоголонот.



2.22-сүрөт. Стандарттык аспаптык рейканын профили

Стандарттык дөңгөлөктөрдү жасоодо аспаптын модулдук түз сызыгы, дөңгөлөктүн айланасы боюнча сыйгалануусуз тоголоношу зарыл. Анда тиштин калыңдыгы жана жылганын жазылыгы ушул айлана боюнча бирдей болот. Бул учурда баштапкы айлана менен бөлүүчү айлана дал келишет (2.23-сүрөт, 1-абал).



2.23-сүрөт

Эгерде аспаптын модулдук сызыгы бөлүүчү айланадан, дайындаманын борборунан, четке жылдырылса, тишти кесүү учурунда, баштапкы айлана боюнча тоголоноуучу түз сызык модулдук эмес, кандайдыр бир башка сызык болуп калат (2.23-сүрөтт, 2-абал). Бул учурда берилген чөйрө сызыктын жылгасынын жазылыгы баштапкы айлана боюнча жазы, андыктан тиш калың болуп калат. Бирок, эки учурда тең бир эле негизги айлана жазылып жаткандыктан (өндүрүүчү түз сызыктын абалы өзгөргөн жок) эвольвента өзгөрбөйт. Өзгөргөнү, экинчи учурда тиштүү дөңгөлөктүн баштапкы айланасы менен бөлүүчү же тиш кесүүдөгү баштапкы айлана бири-бирине дал келбейт. Эгерде аспаптык рейка тиш чыгарылып жаткан дөңгөлөктүн борборунан четке жылдырылса, оң дөңгөлөк болот. Эгерде рейка



борборго карай жылдырылса, терс дөңгөлөк болот, ал эми аспаптын жылышы нөлгө барабар, башкача айтканда, аспаптык рейканын модулдук түз сызыгы тиштүү дөңгөлөктүн баштапкы айланасы боюнча тоголонсо, нөлдүк дөңгөлөк деп аталат.

Баса белгилей турган нерсе, аспаптык рейка кайсы жакка жылдырылбасын негизги айлананын радиусу өзгөрбөйт, демек, тиштин каптал сызыгы да өзгөрбөйт.

Аспаптын стандарттык абалынын жылдырылган аралыкты  $v$  нын  $m$ -модулга болгон катышы  $\varepsilon=v/m$ - жылдыруу коэффициентин деп аталат.

Он дөңгөлөктөр үчүн  $\varepsilon>0$ , терс дөңгөлөктөр үчүн  $\varepsilon < 0$ , нөлдүк дөңгөлөк үчүн  $\varepsilon=0$ .

Тишти кесүүдөгү баштапкы айлана менен дөңгөлөктүн баштапкы айланасынын дал келбей калышы, дөңгөлөктөр түзүлгөн илиништин өткөргүч катнашын өзгөртбөйт. Мындай жыйынтык эвольвентанын касиетинен келип чыккан. Бул эки эвольвенталык дөңгөлөктөр ар кандай октор аркылуу илиништин бир мүмкүнчүлүгүнүн далили же бир аспаптык рейка менен кесилген ар кандай дөңгөлөктөрдү туура илиништирүүгө болот. Ал эми илинишүүдөгү дөңгөлөктөрдүн баштапкы айланаларынын радиустары дөңгөлөктөрдү жыйнагандан кийин аныкталат. Андан башка аспаптык рейканы жылдыруу жолу менен кесилген дөңгөлөктөрдүн илинишинде өзгөргөн чоңдуктар негизинен:

$R_0$ -илиништин уюлунун абалы,  $\alpha$ -илиниш бурчу,  $a_w$ -октор аралыгы,  $d_a$ -тиштердин чокуларынын диаметрлери,  $s$ -тиштин калыңдыгы.

Ички тиштүү дөңгөлөктөрдү жасоо негизинен тиштүү дөңгөлөк түрүндө жасалган ойгучтун жардамы менен жүргүзүлөт.

## 2.12 Эвольвенталык түз тиштүү модулдук рейка

Тиштеринин сандары чексиз көп болгон учурда, тиштүү дөңгөлөк рейка деп аталат ( $z=\infty$ ). Чындыгында, чексиз рейканы жасоонун кажаты жок, бирок керектүү гана бөлүгүн жасоого болот (2.22-сүрөттөн). Рейканын бөлүүчү айланасынын радиусу дагы чексиз чоң болот:

$$r = (mz)/2 = \infty.$$

Ошондуктан, рейканын бөлүүчү айланасы, ошондой эле чокудагы жана ойдуңдагы тиштердин айланалары жарыш түз сызыкка айланып калат. Рейканын негизги айланасы дагы чексиз чоң болот:



$$r_a = (mz/2)\cos\alpha = \infty.$$

Ошол себептен, эвольвентанын касиетине ылайык, рейканын эвольвенттик профили түз сызык мүнөзгө ээ. Эвольвентанын мындай касиети, тиштүү дөңгөлөктөрдү жасоодогу абдан баалуу касиет болуп эсептелет.

Белгилеп кетсек, эвольвентанын көрсөтүлгөн касиети бир гана эвольвентага тийиштүү, ошол эле убакта эпициклоида, гипоциклоида жана башка ийри сызыктар, кээ бир цилиндрдик кыймыл өткөргүчтөрдү профилдөөдө колдонулуучу ийри сызыктар мындай касиетке ээ боло албайт.

Түз сызыктуу (башкача айтканда, эвольвенттик)  $CD$ - рейканын профилинин бөлүгү,  $\alpha$  бурчуна жантайган, ал эми  $AC$ -эвольвенттик эмес бөлүгү болсо, эркин сызыкка ээ.

Аспаптык рейканын  $UU$ -бөлүүчү түз сызыгы болуп, рейканын тишинин  $S$ -калындыгы, дөңгөлөктүн тишинин  $e$  ойдунунун энине барабар болгон, башкача айтканда кадамдын жарымына барабар:

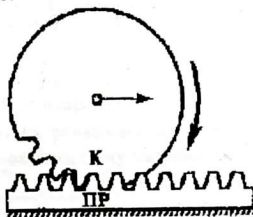
$$S = e = P / \pi \times m / 2.$$

ГОСТ 13755-81 боюнча  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h_a^* = 1$ ,  $h_f^* = 2$ ,  $c^* = 0,25$ , аспаптык рейканын бекемдигин аныктоочу  $m$  модулу үчүн ГОСТ 9563-80 боюнча бир топ маанилери келтирилген.

## 2.13 Тесталык илиништиң негизги абалдары.

### Тесталык рейкалуу илинүү

Тиштүү дөңгөлөктөрдү жасоодо кырчалоо ыкмасы технологиялык жактан жеңил болгондуктан, азыркы мезгилде тиш чыгарууда абдан кенен тараган жана прогрессивдик ыкма. Анын мааниси төмөндөгүчө:



2.24-сүрөт

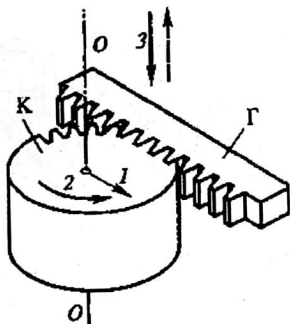
Түз тиштүү рейка (2.24-сүрөт), кийинчерээк ал өндүрүүчү аспап, рейка деп аталат. Металлдан болгон цилиндрдик дайындаманы алып көрөлү, дайындаманы катуу басып модулдук рейка боюнча тоголотолу. Мындай тоголотуунун негизинде рейканын тиштери дайындаманын ойдуна кирет жана ал тиштин формасын алат. Өндүрүүчү рейканын тиштери жана дайындамада пайда болгон тиштер тоголотуудан пайда болгон тиштер өз ара илиниште болоору жөнөкөй эле байкалат. Мындан принципиалдык корутунду чыгарууга болот: Тоголотуу ыкмасы «илиниш процессинин» негизинде болорун белгилеп кетүү зарыл.

Эгерде өндүрүүчү рейканын тиштеринин формасы эвольвенталык профилинде болсо (2.24-сүрөт), анда жасалып жаткан дөңгөлөктүн тиш профили дагы эвольвента болот.

Тиштерди чыгарууну, кыймылсыз дайындамада да алса болот, бирок анда анын айланасында модулдук рейканы тоголотуу зарыл. Ошондой эле, модулдук рейкага түз сызыктуу кыймыл берип, ал эми дайындаманы белгилүү ылдамдыкта өзүнүн огунда айлантат. Ошентип, тиштерди чыгарууда, өндүрүүчү рейканын жана дөңгөлөктүн абсолюттук кыймылдарынын мааниси жок.

Эгерде дайындама жумшак материалдан же металлдан болсо, анда тоголонуу кыймылын жана технологиялык кесүү кыймылын берүү зарыл. Ал төмөнкүчө жасалат: Тиш чыгарылып жаткан дайындама дөңгөлөк тоголонмо татаал кыймыл жасайт, алар О-О огуна перпендикулярдуу тарактын узундугуна 1-жарыш болгон кыймыл жана О-О огунун айланасындагы 2-айлануучу кыймыл түзөт. 1-2-тоголонмо кыймыл үзгүлтүктүү жана ар дайым аз жылышууда жасалат, ал кесүү 3-кыймыл менен алмашып турат.

Кесүүчү аспаптын формасы, тиштүү рейка болгондуктан-тарак деп аталат (2.25-сүрөт).



2.25-сүрөт

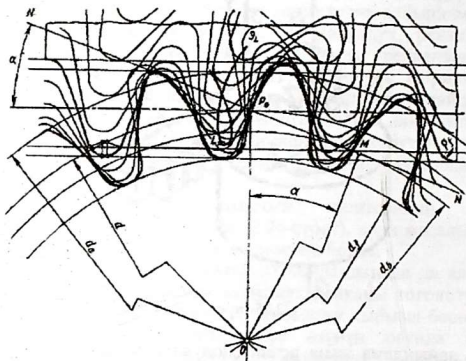
Ошентип, дайындама жана аспап, модулдук рейка менен илиниште болгон сымал, тесте бири-бирине салыштырма кыймылдан кесилип жаткан тиштердин профилдери. Бул илиниш тесталык илиниш деп аталат.

Рейкалуу-тесталык илиништи карап көрөлү: б.а. качан гана өндүрүштүк рейканын формасы, кесилүүчү дөңгөлөктүн формасы сыяктуу болгондо, тиштүү рейка болот.

2.23-сүрөттөн тесталык илинүүдөгү кесилүүчү дөңгөлөктүн тишинин профилиндей болгон, кесүүчү рейкалуу аспаптын профили көрсөтүлгөн.

Тесталык илинүүдө (2.26-сүрөт) рейкалык аспап технологиялык кыймылда болгондо, анын модулдук сызыгы, кесилип жаткан дөңгөлөктүн айланасы боюнча жылбастан тоголонот жана дайындаманы жонуп, аспаптык рейкадагыдай эвольвентанын профилиндегидей тиштин, формасын пайда кылат.

Модулдук аспаптык рейка ГОСТ 13755-8, боюнча жасалгандыктан,  $\alpha=20^\circ$ ,  $h_a^*=1$ ,  $h_f^*=2$ ,  $c^*=0,25$ ,  $m$ -модуль кесилип жаткан дөңгөлөктүн модулуна барабар. Ошентип, өндүрүүчү рейкалык сызык, төрт стандарттык параметрлери менен мүнөздөлөт:  $m$ ,  $\alpha$ ,  $h_a^*$ ,  $c^*$ . Өндүрүүчү рейка-аспаптын физикалык мааниси, ал кесүүчү аспап, дөңгөлөк жасалуучу материалда калтыруучу көлөкөсү болуп эсептелет.



2.26-сүрөт

Рейкалык тесталуу илинүүнүн, бардык илиништердей эле, башталгыч сызыгы болот. Ал тесталык башталгыч түз сызык  $WW$ -рейканын жана дөңгөлөктүн тесталык башталгыч айланасы (2.23-сүрөттөн).

Эске алып кетсек, бул сызыктар бири-бирине карата тайгаланбай тоголонот (§ 2.3). Тестик рейкалуу илинүүдө  $r_w$ -тестик башталгыч айлананын радиусу,  $r$ -бөлүүчү айлананын радиусуна барабар  $r_w = r$  экендигин көрсөтүүгө болот.

Рейкалуу тесталуу илинүүдө илиниш сызыгы  $N$  чекитинен башталат жана  $P_0$  уюл аркылуу жогорку жакка чексизге өсөт (2.23-сүрөттү кара).

$N$ -чекитинин сол жагында илинүү сызыгы болушу мүмкүн эмес. Тесталуу рейкалуу илинүүдө  $\alpha_w$ -илинүү бурчу,  $\alpha$ -бурчуна барабар болот. Белгилеп кетсек, тесталуу илинүүдө активдүү илинүү бөлүгү  $V'$  жана  $V''$ -чекиттери менен чектелген.

Дөңгөлөктүн тишин чыгаруу процессинде тиштин формасынын профилинде эвольвенттик жана эвольвенттик эмес бөлүктөр пайда болот (2.23-сүрөт). Тесталуу илинүүдө 2.26-сүрөт (тиштүү рейкалык аспап) дайындамага карата болгон өзүнүн кыймылында, бөлүүчү сызык боюнча ага жарыш, кесилип жаткан дөңгөлөктүн бөлүүчү айланасы (башталгыч айлана) тесталуу илинүүдөгү, бөлүүчү кадам жана бөлүүчү модул болот.

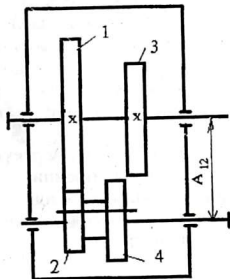
## 2.14 Кесүүчү аспап рейкасын жылдыруу ыкмасы менен тиштерди оңдоо-корректирлөө

Практикада нормалдык кыймыл өткөргүчтүн геометриялык параметрлери, тиштин санын азайтуудан бир топ өндүрүштү жеңилдетет, конструкциянын өлчөмүн, анын салмагын азайтып чакан кылат. Бирок, нормалдык тиштердин илинишинде тиштин санын азайтуу, бул тиштин бутчасынын негизинин кесилип калуусуна алып келет. Ошол абалга карабастан, кээде зарыл болгондо нормалдык дөңгөлөктөн баш тартып, анын тиштеринин санын азайтууга барат да, тиштүү дөңгөлөктү жасоодо, тишке оңдоо-түзүтүү киргизүүгө зарылдык келип чыгат. Айрым учурда октош болгон кыймыл өткөргүчтөрдө да, нормалдык тиштүү илинишкен дөңгөлөктөрдү колдонууга болбойт. Мисалга алсак, 2.27-сүрөттө көрсөтүлгөн редуктордун схемасында дөңгөлөктөрдүн тишинин сандары барабар,  $z_1=40, z_2=20, z_3=42, z_4=19$ .

Бардык дөңгөлөктөрдүн модулдары бирдей болуусу керек. Бирок, нормалдык тиштүү илиниште, ок аралыктары бирдей болбойт, себеби 2.27-сүрөттөн төмөндөгүдөй:

$$A_{12} = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) \neq A_{34} = \frac{m}{2}(z_3 + z_4).$$

Ошондуктан, мындай кыймыл өткөргүчтү жасоодо да нормалдык тиштүү илиништен баш тартууга туура келет.



2.27-сүрөт. Октош кыймыл өткөргүчтөрдүн дөңгөлөктөрүн корректировкалоого

Нормалдык тиштүү илиништин, талапка жооп бербеген көп эле учурлары кездешет. Мисалы, нормалдык тиштүү илиништин



ашажабуу коэффициентинин аздыгынан же болбосо салыштырма коэффициенттин чоңдугу абдан чоң болгондуктан конструкциянын талабына жооп бербейт.

Бардык учурда жана нормалдык тиштүү илиниш талапка жооп бере албаган мезгилде андан баш тартып б.а. аны оңдоого-түзөтүү зарыл.

Тиштүү илиништердин жөндөмдүүлүгүн жогорулатууга болгон ушундай оңдоо-түзөтүү ыкмасы деп аталат.

Оңдоо-түзөтүүнүн түрлөрү:

а) бурчтук;

б) бийиктик;

в) аралаш;

г) тиштүү дөңгөлөктү жасоодо тиш кесүүчү аспап-рейкасын жылдыруу ыкмасы.

Бурчтук оңдоо-тиштүү илиништин жакшыруусу нормалдык илинишке салыштырганда, бурчтук илиништин жана өзгөрүүнүн негизинде оңолот. Бурчтук илиниш бурчунун чоңоюусу, тиштин бутчасынын кесилиш коркунучун азайтат.

Илиниш бурчунун өзгөрүлүшү, ошондой эле ашажабуу коэффициентинин өзгөрүүсүнө таасирин тийгизет. Бурчтук илиништи азайтып, ашажабуу коэффициентин чоңойтууга мүмкүндүк болот.

Бийиктик оңдоо-тиштин чокусунун бийиктигин азайтуунун негизинде, тиштүү илиниш жөндөмдүүлүгүн жогорулатат.  $h_f$  - тиштин бутчасынын бийиктигин кыскартып, бир эле мезгилде  $h_a$  - тиштин чокусун бийиктигин кыскартууга болот. Мында бийиктиги кыскартылган тиш колдонулат  $h=0,8m$  жана  $h_a=m$ . Бирок бул ыкма ыңгайсыз, себеби кесүүчү аспапты өзгөртүүнү талап кылат.

$h_f$  тиштин бутчасынын бийиктигин чоңойтуунун эсебинен,  $h_a$  тиштин чокусун кыскартууга мүмкүн. Мындай абалда тиштин толук бийиктиги  $h$  -нормалдык тиштүү илиниште кандай болсо, ошол бойдон калат

Аралаш оңдоо-тиштүү илиништин мүмкүнчүлүгүн арттырууда бурчтук илинүүнү өзгөртүп жана тишинин чокусунун бутчасына бөлүүнүн негизинде аны жакшыртуу-оңдоо бирдей жүргүзүлөт. Азыркы учурда бул ыкма тиштүү дөңгөлөктөрдү стандарттык кесүүчү аспаптар менен жасоодо колдонулат.

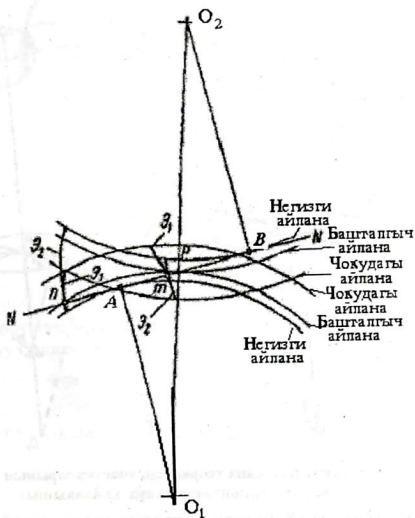
## 2.15 Тиштердин түптөрүнүн оюлуп жана кесилип калышы

Сырткы илинүүдө тиштердин профилдери эвольвента болгондуктан алар бири-бирине томпогой жактары менен тийишет. Бирок, эвольвентанын томпогой жактары менен  $A-B$  теориялык



илиниш сызык бөлүгүндө гана бири-бири менен тийише алат (2.28-сүрөт).

Теоретикалык бөлүктүн сыртында эвольвенталардын томпогой жагы менен ойдуң жагы гана тийишүүсү мүмкүн, чындыгында, эгерде эвольвентанын  $m$ -тийишүү чекити  $AB$  бөлүгүндө жатпаган болсо, анда алардын ири сызык борбору ( $AB$  -чекиттери) тийишүү чекиттеринин сырткы жагында жаткан болот. Ошондуктан, эвольвенталар томпогой жактары менен кездешкен болот, эгерде эвольвентанын жалпы тийишүү  $n$ -чекити  $AB$  бөлүгүнүн сыртында жайланышкан болсо, анда алардын ийри сызык борбору, жалпы тийишүү чекиттинин бир жагында жайланышкан болушат.

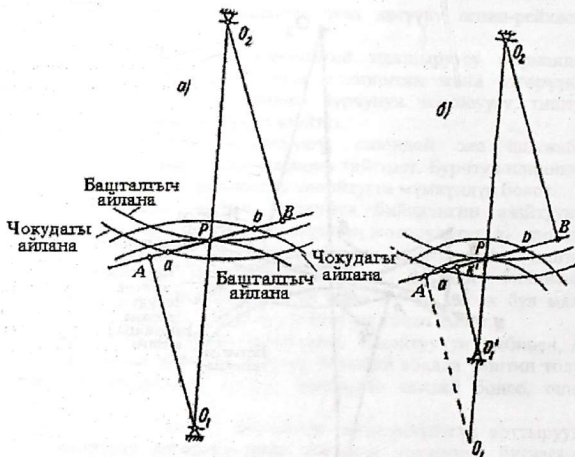


2.28-сүрөт

Эвольвенталар түрдүү жактары жана томпогой жагы ойдуңу менен тийишет. Ошол себептен тийишүү илинүүдө,  $a$ ,  $b$  жумушчу илинүү сызыгы (тиштер тийишкен участка)  $AB$  теориялык бөлүктөн чыкпоосу зарыл, б.а. сөзсүз, тиштүү дөңгөлөктүн чокусундагы айлана, илинүү сызыгын теориялык сызыктын чегинде кесүүсү зарыл.

$A-B$  бөлүгүндө  $AB$  теориялык бөлүгүнөн чыгыш коркунучу дөңгөлөктүн радиусунун кемүүсү менен өсүп олтурат. Бул 2.29-сүрөттөн жакшы көрсөтүлүп турат.

2.29,а-сүрөттө тишгүү дөңгөлөктүн өлчөмдөрү,  $av$ -жумушчу илиниш сызыгы,  $AB$ -теориялык сызыктын ичинде жайланышын камсыз кылган учуру көрсөтүлгөн. Эгерде дөңгөлөктүн башталгыч айланасынын радиусун  $O_1P$ -чондуктан  $O_1'P$ -чондугуна кичирейтсек (2.29,б-сүрөт), анда теориялык бөлүк дөңгөлөкчө жактан кыскарат, анын аягы  $A$ -чекитинен  $K'$ -чекитине жылган болот жана  $av$ -жумушчу бөлүгү  $K'B$ -теориялык бөлүгүнүн чегинен чыккан болот.



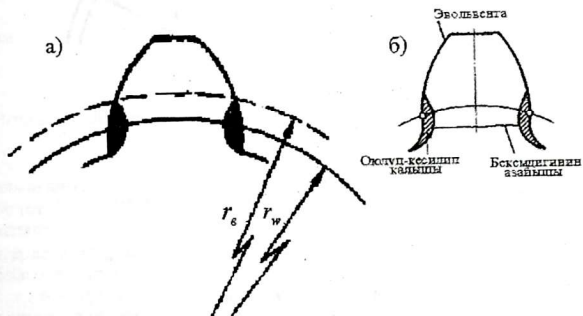
2.29-сүрөт. Жумушчу жана теориялык участкаларынын илинүү сызыгында өз ара жайланышы:

- $a-ab$  жумушчу участкасы  $AB$  теориялык участканын ичинде жайланышкан;
- $b-ab$  жумушчу участкасы  $AB$  теориялык участканын чегинен тышкары жайланышкан

Илимий изилдөөлөргө караганда, көрсөткөн,  $av$ -жумушчу илиниш сызыгынын теориялык бөлүгүнөн чегинен чыгышы, чоң дөңгөлөктүн тиши, кичине дөңгөлөкчөнүн тишинин негизине кирип

калат жана дөңгөлөкчөнүн тишин жасап жаткан учурда, аспаптын учу тиштин түбүн оюп ийүүсүнө алып келет (2.30-сүрөт).

Ошондуктан, тиштин оюлуп-кесилип калуу процессине жол бербөө керек. Мындай кубулуштун негизинде тиштин калыңдыгы ичкерет жана ийилүү, чыңалуу көбөйүп, тиштин ийилүү бекемдиги азаят. Бул кубулушту жокко чыгаруу үчүн аспаптык рейканы жогору, анын тиштеринин учтарынын сызыгы илиниш сызыгы менен жок дегенде *A*-чекитинен кесилишкендей кылып өткөрүү зарыл.



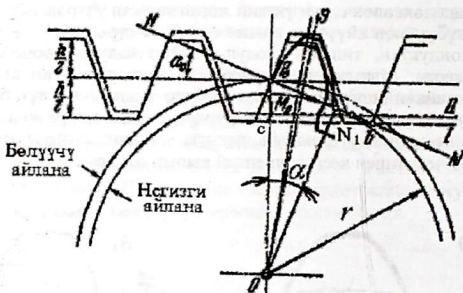
2.30-сүрөт

Тиштердин түптөрү оюлбаш үчүн аспапты канчалык аралыкка жылдырууну билиш үчүн  $PON_1$  үч бурчтугунан (2.31-сүрөт)

$$PN_1 = PO \sin \alpha$$

же,

$$PN_1 = R \sin \alpha = \frac{mz}{2} \sin \alpha \quad \text{экендигин аныктайбыз.}$$



2.31-сүрөт

Экинчи жагынан  $PC$  - үч бурчтугунан төмөнкүнү алабыз:

$$PN_1 = \frac{PC}{\sin \alpha}$$

Ал эми,

$$PC = m - v = m - \varepsilon m = m(1 - \varepsilon)$$

Анда эки жол менен табылган  $PN_1$  ди барабарласак,

$$\frac{mz}{2} \sin \alpha = \frac{m(1 - \varepsilon)}{\sin \alpha}$$

Мындан

$$z = \frac{2(1 - \varepsilon)}{\sin^2 \alpha} \quad (2.43)$$

Эгерде  $\varepsilon=0$  десек, бул барабардыктан, кесүүдө түптөрү оюлбай турган тиштердин эң аз санын таап алабыз.

$$z_{\min} = \frac{2}{\sin^2 \alpha}$$

Дөңгөлөктүн тиштеринин саны бул барабардыктан чоң болсо, кесүүдө тиштердин түптөрү эч качан оюлбайт жана аспаптык рейканы жылдырып кесүүнүн кереги жок, тескерисинче кичине болсо тиштердин түптөрү оюлуп калат, анда аспапты жылдыруу менен тиштерди оңдоп түзөтүп кесүү зарыл.

Адатта  $\alpha=20^\circ$  болгондуктан,

$$z_{\min} = 17.$$

Демек, дөңгөлөктүн тиштеринин саны 17ден аз болсо, сөзсүз ондоп кесүүнү талап кылат. Эгерде тиштердин саны  $z_{\min}$ дан аз кандайдыр бир  $Z$ ке барабар десек,

$$\frac{z}{2} \sin^2 \alpha = (1 - \varepsilon).$$

Мындагы  $\sin^2 \alpha$  ны (2.43) барабардыктан тапсак,  $z_{\min}$  дан аз болгон  $Z$ -тиштерин кесүүдөгү аспаптык жылдыруу коэффициентин алабыз:

$$\frac{z}{z_{\min}} = 1 - \varepsilon,$$

же

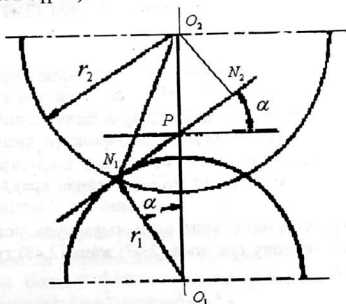
$$\varepsilon = 1 - \frac{z}{z_{\min}} \quad (2.44)$$

Эгерде,  $\alpha = 20^\circ$  десек, анда:

$$\varepsilon = \frac{17 - z}{17} \quad (2.45)$$

алынган (2.44) барабардыгын талдап, төмөндөгүдөй тыянак чыгарса болот. Эгерде дөңгөлөктүн тиштеринин саны  $z > z_{\min}$  болсо, аларды аспапты оң, нөлдүк жана терс жылдыруу менен кесип чыгарса болот, эгерде  $z = z_{\min}$  болсо, оң же нөлдүк жылдыруу менен, ал эми  $z < z_{\min}$  болсо, аспапты жалаң гана оңго жылдырып тиштерди кесүүгө болот.

Көпчүлүк учурларда кесүүчү аспап катары тиштүү рейканын ордуна, дөңгөлөк түрүндөгү ойгуч аспап колдонулат. Бул учурда жогоркудай эле кесилип жаткан тиштердин түптөрү оюлбас үчүн ойгучтун тиштеринин чокуларынын айланасы  $N_1$ -чекитинен сыртка өтпөсү керек (2.32-сүрөт).



2.32-сүрөт

Мында, 1-кесилүүчү дөңгөлөк, 2-кесүүчү дөңгөлөк же ойгуч аспап десек, кесилүүчү тиштердин түптөрүнүн оюлбас шартын табуу үчүн  $O_1O_2N_2$  үч бурчтугун карайбыз.

Анда :

$$(O_2N_1)^2 = (O_1O_2)^2 + (O_1N_1)^2 - 2(O_1O_2)(O_1N_1)\cos\alpha.$$

Мындагы,

$$O_2N_2 = \frac{m}{2}(z_2 + 2h_a)$$

$$O_1O_2 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)$$

$$O_1N_1 = \frac{m}{2}z_1\cos\alpha$$

Экендигин эске алсак,

$$(z_2 + 2h_a^x)^2 = (z_1 + z_2)^2 + z_1^2\cos^2\alpha - 2(z_1 + z_2) \times z_1\cos^2\alpha \quad (2.46)$$

Бул барабардыктан

$$z_2 = \frac{z_1\sin^2\alpha}{4h_a^x - 2z_1\sin^2\alpha} - 4h_a^{x2}. \quad (2.47)$$

Бул туюнтмадан, кесилүүчү тиштердин түптөрүн ойбой турган ойгучтун тиштеринин эң аз саны, илиниш бурчу  $\alpha$  га жана  $h_a^*$  - тиштин бийиктик чокусунун коэффициентине көз каранды экендиги көрүнүп турат. Ойгучтун тиштерин азайтыш үчүн  $\alpha$  ны чоңойтуу жана  $h_a^*$  ти кичирейтүү керек. Ошондуктан, кээде  $\alpha=22,5^\circ$ ;  $h_a^*=0,8$  кабыл алынат. Ал эми стандарттык дөңгөлөктөр үчүн (2.47) барабардыгы төмөндөгүдөй түргө келет:

$$z_2 \geq \frac{z_1^2 - 34}{34 - 2z_1}. \quad (2.48)$$

Бул шартты аткаруу үчүн дайыма  $z_2 > z_1$  болууга тийиш, б.а. ойгуч аспаптын тишинин саны кесилүүчү дөңгөлөктүн тишинин санынан дайыма көп болууга зарыл (2.48) жана  $z_2 > z_1$  шарттары качан  $z_1=13$  болгондо аткарылат. Анда  $z_2=17$  болот. Эгерде  $z_2=17$  болсо,  $z_2 \geq 17$  болуусу мүмкүн.

Ички тиштүү дөңгөлөктөргө тиш чыгарууда чоң дөңгөлөктүн тишинин санын аныктоочу туюнтма (2.47) жана (2.48) туюнтмаларына негизинен окшош.

$$z_2 = \frac{z_1^2\sin^2\alpha - 4h_a^{x2}}{2z_1\sin^2\alpha - 4h_a^x} \quad (2.49)$$



$$z_1 \geq \frac{z_1^2 - 34}{2z_1 - 34} \quad (2.50)$$

Бул туюнтмадан, эгерде  $z_1=17$  болсо,  $z_2=\infty$  болору көрүнүп турат, б.а. чоң дөңгөлөк тиштүү рейкага айланып калат. Демек, ички тиштүү дөңгөлөктөргө тиш чыгарууда кичине дөңгөлөктүн же ойгуч аспаптын тиштеринин саны  $z_1=17$ ден көп болууга жана чоң дөңгөлөктүн тиштеринин саны  $z_1, z_2$  ге жараша белгилүү бир маанинин чегинде болуусу зарыл. Мисалы,  $z_2=18$  болгондо  $z_1>144$  болууга;  $z_2=19$  болгондо  $z_1>81$ ;

$$z_2 = 20 - z_1 > 60; \quad z_2 = 21 - z_1 > 50; \quad z_2 = 22 - z_1 > 44$$

$$z_2 = 24 - z_1 > 38; \quad z_2 = 25 - z_1 > 36; \quad z_2 = 26 - z_1 > 35.$$

Качан  $z_2>26$  болгондо да бул коркунучтуу нерсе тиштердин катталышы (*интерференция*) деп аталган кубулуш пайда болушу мүмкүн. Бул учурда илинишүү аймагынан сырткары жаткан кичине дөңгөлөктөрдүн тиштери ички тиштүү дөңгөлөктүн жылгаларына кирбей, тиштер катталышып калышат. Мындай кубулуш эки дөңгөлөк болсо, илиништирип жыйноого мүмкүнчүлүк бербейт, ал эми тиш кесүүдө болсо ички тиштердин чокулары кошумча кесилип калышына алып келет. Мындай кубулуш болбос үчүн жогоркудай эле эки дөңгөлөктүн тиштеринин сандары анык бир катыштыкта болуулары зарыл, б.а.  $z_2=27...79$  болгондо  $z_1 > z_2 + 8$  жана  $z_2 \geq 80$  болгондо  $z_1 > z_2 + 7$  болууга тийиш.

## 2.16 Тиштердин профилдеринин баштарынын учталып калышы

Тиш чыгаруудагы дагы бир жол берилбей турган кубулуш-тиштердин учталып калышы. Бул качан гана тиштин эки жаккы каптал профил сызыктары, чокулардын айланасында же ага жетпей кесилишип калганда пайда болот. Мындай кубулуш тишти оңдоодо-түзөтүүдө аспапты борбордон өтө чоң аралыкка жылдырып жибергендиктен келип чыгат (2.33-сүрөт).

Тиштин калыңдыгы  $S_a=0$ , ошол эле убакта техникалык шарт боюнча  $S_a \geq 0,3m...0,4m$  болуусуна уруксат берилет. Эгерде учталып калган тиштин профилинин айланасынын  $r_a$ -радиусу, анык айлананын  $r_a$ -радиусунан чоң болгон болсо, тиштин учталышы болбойт, анда төмөнкү барабардыкты жөнөкөйлөтүп,

$$S_n = S(r_n / r) - 2r_n (inv\alpha_n - inv\alpha),$$

тиштин калыңдыгын  $r_a$ -айлана боюнча табууга мүмкүн болот:

$$S_a = r_a [(\pi + 4\chi_\Sigma \times \operatorname{tg} \alpha_1) / z - 2(\operatorname{inv} \alpha_a - \operatorname{inv} \alpha_1)], \quad (2.51)$$

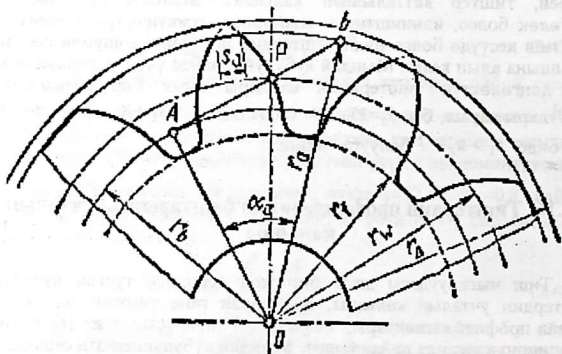
мында,  $\operatorname{inv} \alpha_a$  жана  $\operatorname{inv} \alpha_1$  -эвольвенттик ийри сызыктын уюлдук бурчтарынын чоңдуктарынын айланадагы басым бурчу косинус боюнча аныкталат:

$$\cos \alpha_a = r_o / r_a = \cos \gamma_a.$$

(2.50)-формуладан көрүнүп тургандай суммардык жылдыруу коэффициентинин өсүшү тиштин учталып калуу коркунучун көбөйтөт. Эгерде  $S_a = S_{\min} = 0,3m$ , барабар десек, анда кесүүчү аспатын максималдык уруксат этилген жылдыруусунун чоңдугун аныктоого болот.

$$\chi = \chi_{\max} = [1/4 \operatorname{tg} \alpha_1] \times \{ [S_{\min} / r_a + 2(\operatorname{inv} \alpha_a - \operatorname{inv} \alpha_1)] \times z - \pi \}.$$

Бул теңдемеден  $r_a$ ,  $\alpha_a$  жана  $\chi_{\max}$  функциясы болуп эсептелет. Ошол себептен теңдеменин чыгарылышын аналитикалык же болбосо графоаналитикалык ыкмалар менен алууга болот.



2.33-сүрөт. Тиштердин профилдеринин учталып калуусу

Теңдеменин чыгарылышын жөнөкөйлөтүп,  $\chi = 0$  болгондо  $S_a$  ны айланадагы чокунун калыңдыгы менен салыштырып:

$$S_{a0} = r_a [ (\pi / z - 2(\operatorname{inv} \alpha_a - \operatorname{inv} \alpha_1)) ].$$

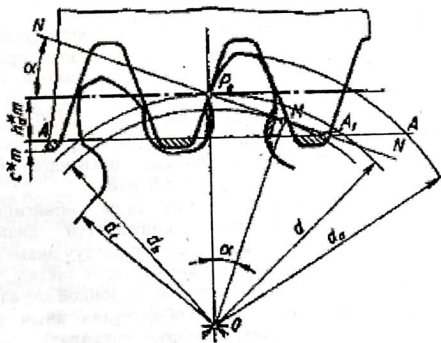
Ошондуктан,

$$S_a = S_{a0} + 4r_a (\chi_a / z) \operatorname{tg} \alpha_1.$$

Ичтен илинишкен тиштүү дөңгөлөктөр үчүн (2.16-сүрөт) тиштердин учталбас шарты төмөнкү түрдө болот  $r_{\Delta} < r_{\sigma}$ .

## 2.17 Тиш жасоодо тиштин санынын, анын формасына жана бекемдигине таасир этиши

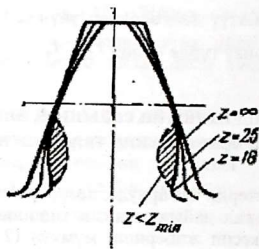
Аз сандагы тиштерди чыгарууда, кесүүчү аспаптын тишинин учу тиш чыгарылып жаткан дайындаманын тишинин бутчасына кирип, анын негизин оюп кесип жиберетиши мүмкүн (2.34-сүрөт). Ушундай кубулуштун негизинде, эвольвенталык профилдин бөлүгү кесилип калган болот, ал тиштин бутчасынын калыңдыгын азайтат жана ошол жердеги чыңалууну көбөйтөт.



2.34-сүрөт

Качан гана кесүүчү аспаптын чокусундагы сызык, илинүү сызыгын  $A_1$  чекитинде кескенде, активдик илинүү сызыгынын сыртында б. а.  $M$ -чекитинен кийин (2.34-сүрөт) кесилүү пайда болот. Кесүүчү аспаптын тишинин өлчөмдөрү стандарттык болгондуктан, анда кесилүү коркунучу тиш чыгарылып жаткан дөңгөлөктүн өлчөмү ошол себептен тиштеринин сандарын аныктайт.

2.35-сүрөттө тиштин формасынын өзгөрүлүшү дөңгөлөктүн тишинин санынан көз карандылыгы, модулдук рейка жылдырылбаганда жана турактуу модуль болгон учуру көрсөтүлгөн.



2.35-сүрөт

Тиштин саны абдан чоң болсо  $z \rightarrow \infty$  анда дөңгөлөк рейкага айланып калат.

$z$  -тиштин санын азайтуудан тиштин калыңдыгы азаят, тиштин негизинде, чокусунда жана ошондой эле эвольвенталык профилинин ийри сызыгы көбөйөт. Тиштин мындай формасынын өзгөрүшү, тиштин бекемдигин азайтат.  $z$ -тиштин санын андан ары азайтуу, тиштин бутчасынын кесилип-оюлуп калуусуна алып келет (2.35-сүрөт), андан тиштин бекемдиги азаят. Кесилүү чеги боюнча минималдык уруксат берилген тиштин саны бекитилген. Рейкалык аспап менен кескенде анын саны  $z_{\min} > 17$  ге барабар.

Турактуу модулда, качан  $z$ -тиштин саны көбөйгөндө анын бекемдигине тийгизген таасирин, дөңгөлөктүн диаметринин чоңойгондугун көрүүгө болот. Дөңгөлөктүн турактуу диаметринде  $z$ -тиштин санын өзгөртүүгө болот,  $mz$ -көбөйтүүсүн сактап, ушундай абалда тиш, бир гана формасы жагынан эмес, ошондой эле өлчөмдөрү жагынан өзгөрөт.  $z$ -тиштин санын көбөйтүүдөн анын формасы жакшырат, ал эми өлчөмдөрү азаят ( $m$ -модуль кыскарат).

Модулдун азайуусу тиштин ийүүгө болгон бекемдигин азайтат.

## 2.18 Илинишке кирген тиштүү дөңгөлөктөрдүн негизги өлчөмдөрүн аныктоо

Тиштүү дөңгөлөктөрдүн негизги чоңдуктарын (өлчөмдөрүн) аныктоо жалпысынан алганда, кесүүчү аспаптын эсептик жылдыруу коэффициенттерин аныктап алуудан башталат.

Алардын эң кичине маанилери  $\epsilon_{\min}$ -тиштердин түптөрүнүн оюлуп кетпешин, ал эми эң чоң маанисин тиштер учталып калбастыгын

камсыз кылышы керек. Демек, салыштырма жылдыруу коэффициентин тандоодо төмөнкүдөй барабарсыздыкты камсыз кылуу керек:

Жылдыруу коэффициентинин  $\varepsilon_{\max} > \varepsilon > \varepsilon_{\min}$  эн кичине мааниси (2.43)  
 туюнтмасынан аныкталат. Ал эми:

$$\varepsilon_{\max} = \frac{[O'R_a - 2R_a(\operatorname{inv}\alpha - \operatorname{inv}\alpha_a)]R_1}{2R_a m \operatorname{tg}\alpha} - \frac{\pi}{4 \operatorname{tg}\alpha} \quad (2.52)$$

(Бул туюнтманын чыгарылышы [1] - адабиятта берилген). Мында  $O'R_a$  тиштин чокусунун айланасы боюнча тиштин жазылыгы,  $R_a$  чокусунун айланасынын радиусу,  $R_w$  - бөлүүчү айлананын радиусу,  $m$  - тиштин модулу,  $\alpha$  - тиштин кесүүдөгү илиниш бурчу, ал эми:

$$\alpha_a, \cos \alpha_a \frac{r_1}{R_a},$$

шартынан аныкталат. Албетте, бул туюнтмага кирген чокулардын айланаларынын радиустары  $R_a$  азырынча белгисиз болгондуктан тандалып алынуучу  $\varepsilon_1 \geq \varepsilon_{\min}$  шартын канааттандыргандай кылып алса болот.

Экинчи дөңгөлөктүн тиштеринин саны  $z_2 < 17$  болсо,  $\varepsilon_2$  ни тандоо деле ошондой мындан башка  $\varepsilon_1$  жана  $\varepsilon_2$  нин маанилери  $Z_1$  жана  $Z_2$  ге жараша атайын иштелип чыккан (атайын адабияттарда берилген) жадыбалдардан же камоочу чөйрө сызык деп аталган чиймелерден тандап алса болот.

Аспапты жылдыруу коэффициенттери  $\varepsilon_1$  жана  $\varepsilon_2$  тандалып алынгандан кийин, дөңгөлөктөрдүн негизги чоңдуктарын (өлчөмдөрүн) аныктоо төмөнкүдөй:  
 Бөлүүчү айланалардын радиустары,

$$R_1 = \frac{mz_1}{2}, \quad R_2 = \frac{mz_2}{2}.$$

Эки дөңгөлөктү кураштыргандан кийинки илиниш бурчу,

$$\operatorname{inv}\alpha_a = \frac{2(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) \operatorname{tg}\alpha}{z_1 + z_2} + \operatorname{inv}\alpha \quad (2.53)$$

Мындан жадыбал боюнча  $\alpha_a$  табылат.  
 Эки дөңгөлөктүн окторунун аралыгы;

$$A_{12} = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_a} \quad (2.54)$$

Тиштердин чокуларынын радиустары:

$$R_{a1} = A_{12} - R_2 - \varepsilon_2 m + h_a^* m \quad (2.55)$$

$$R_{a2} = A_{12} - R_1 - \varepsilon_1 m + h_a^* m \quad (2.56)$$

Негизги айланалардын радиустары:

$$R_{a1} = R_1 \cos \alpha = \frac{mz_1}{2} \cos \alpha \quad (2.57)$$

$$R_{a2} = R_2 \cos \alpha = \frac{mz_2}{2} \cos \alpha \quad (2.58)$$

Ички айланалардын радиустарды:

$$R_{o1} = R_1 - h_a^* m + \varepsilon_1 m - cm \quad (2.59)$$

$$R_{o2} = R_2 - h_a^* m + \varepsilon_2 m - cm \quad (2.60)$$

Негизги өлчөмдөрүн аныктагандан кийин, кичине дөңгөлөктүн тиштеринин учталып калбоо шартын төмөнкү туюнтма боюнча текшерип көрүү керек:

$$O' R_o = m \frac{R_{o1}}{R_{a2}} \left( \frac{\pi}{2} + 2\varepsilon_1 \operatorname{tg} \alpha \right) + 2R_o (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_a) \quad (2.61)$$

Жогоруда берилген туюнтмалар аркылуу өлчөмдөрдү аныкталган эвольвенталык тиштерди түзмөлөгө болот.

*1-мисал.* Төмөнкү параметрлер боюнча эвольвенталык тиштүү илиништи түзмөлөө:

$$z_1 = 10, z_2 = 12, m = 10 \text{ мм}, \alpha = 20^\circ.$$

**Чыгарылышы:**

1. ЦКБР системасынан оңдоону-түзөтүүнү алабыз. Жадыбалдан пайдаланып, дөңгөлөктү жылдыруу коэффициентин табабыз.

$$\varepsilon_1 = 0,558;$$

Суммардык жылдыруу коэффициенттери:

$$\varepsilon_c = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 1,083;$$

ал эми, илинүү бурчу

$$\alpha' = 29^\circ 30' 19''$$

2. Экинчи дөңгөлөктүн жылдыруу коэффициентин аныктайбыз

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_c + \varepsilon_1 = 1,083 - 0,558 = 0,525.$$

3. Бөлүүчү айланалардын радиустарын аныктайбыз:

$$r_1 = \frac{mz_1}{2} = \frac{10 \times 10}{2} = 50 \text{ мм}.$$

$$r_2 = \frac{mz_2}{2} = \frac{10 \times 12}{2} = 60 \text{ мм}.$$

4. Негизги айланалардын радиустарын аныктайбыз:

$$r_{a1} = r_1 \cos \alpha = 50 \cos 20^\circ = 47 \text{ мм};$$



$$r_{a2} = r_2 \cos \alpha = 60 \cos 20^\circ = 64,8 \text{ мм} .$$

5. Башталгыч айланалардын радиустарын табабыз:

$$r_1' = r_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} = 50 \frac{\cos 20^\circ}{\cos 29^\circ 30' 19''} = 54 \text{ мм}$$

$$r_2' = r_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} = 60 \frac{\cos 20^\circ}{\cos 29^\circ 30' 19''} = 64,8 \text{ мм}$$

6. Эки дөңгөлөктүн окторунун аралыгы:

$$A_{12}' = r_1' + r_2' = 54 + 64,8 = 118,8 \text{ мм}$$

7. Ойдундун айланаларынын радиустарын аныктайбыз:

$$r_{f1} = r_1 + m(\varepsilon_1 - 1,25) = 50 + 10(0,558 - 1,25) = 43,08 \text{ мм}$$

$$r_{f2} = r_2 + m(\varepsilon_2 - 1,25) = 60 + 10(0,525 - 1,25) = 52,75 \text{ мм}$$

8. Чокудагы айланалардын радиустарын аныктайбыз:

$$r_{a1} = A' - n_{f2} - c = 118,8 - 52,75 - 0,25 \times 10 = 63,5 \text{ мм} ,$$

$$r_{a2} = A' - n_{f1} - c = 118,8 - 43,08 - 0,25 \times 10 = 73,22 \text{ мм} .$$

9. Бөлүүчү айлана боюнча илиниш кадамын аныктайбыз:

$$P_w = \pi m = 3,14 \times 10 = 31,4 \text{ мм} .$$

10. Бөлүүчү айланалар боюнча тиштердин калыңдыгын аныктайбыз:

$$S_1' = m \left( \frac{\pi}{2} + 2\varepsilon_1 \times \text{tg} \alpha \right) = 10 \left( \frac{\pi}{2} + 2 \times 0,558 \text{tg} 20^\circ \right) = 19,76 \text{ мм} ,$$

$$S_2' = m \left( \frac{\pi}{2} + 2\varepsilon_2 \times \text{tg} \alpha \right) = 10 \left( \frac{\pi}{2} + 2 \times 0,525 \text{tg} 20^\circ \right) = 19,52 \text{ мм} .$$

11. Бөлүүчү айланалар боюнча тиштердин жазылыгын аныктайбыз:

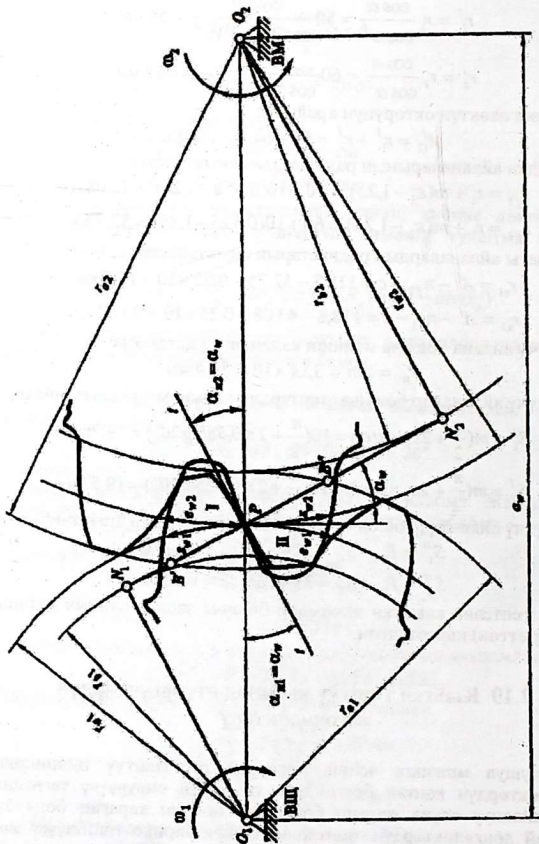
$$S_1'' = P_w - S_1' = 31,4 - 19,76 = 11,64 \text{ мм} ,$$

$$S_2'' = P_w - S_2' = 31,4 - 19,52 = 11,88 \text{ мм} .$$

Ушул эсептелип алынган өлчөмдөр боюнча эвольвенталык илиниш (2.36-сүрөттөн) көрсөтүлгөн.

## 2.19 Кыйгач тиштүү кыймыл өткөргүчтөрдүн өзгөчөлүктөрү

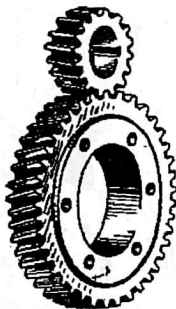
Биз ушул мезгилге чейин жогоруда түз тиштүү цилиндрдик дөңгөлөктөрдүн каптал беттиндеги тиштерди өндүрүүчү тегиздиги анын айлануу огуна жарыш болгон илинишин караган болчубуз. Мындай дөңгөлөктөрдүн тиштеринин бири-бирине тийишүүсү анын айлануу огуна жарыш сызык боюнча өтөт. Түз тиштүү цилиндрдик



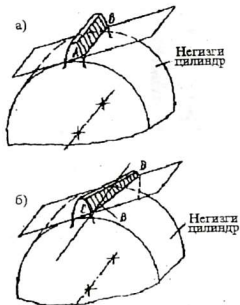
2.36-супер

кыймыл өткөргүчтөрдөн тиштери, бардык узундугу боюнча, бир эле убакытта илинишке кирет жана чыгат. Дөңгөлөктөрдүн айлануу огуна перпендикулярдуу болгон ар кандай тегиздиктин илиниш сүрөтү, геометриясы жана убакыты боюнча анык, бирдей. Ошондуктан, тиштүү дөңгөлөктөрдү жасоо процессиндеги келтирилген ката (мисал, профилинин катасы, кадамдын катасы ж.б.), алардын иштөө жөндөмдүүгүн төмөндөтөт (мисал, үн чыгаруусун күчөтөт, кыймыл өткөргүчтүн иштөө мөөнөтүн кыскартат ж.б.). Андан башка, түз тиштүү кыймыл өткөргүчтүн ашажабуу коэффициенти салыштырмалуу чоң эмес (ар дайым 2ден кичене) бул анын жай, тынч жана жылма иштөөсүн басаңдатат.

Келтирилген кемчилдиктерден чыгуу үчүн, 2.35-сүрөттөн көрсөтүлгөндөй, практикада кыйгач тиштүү дөңгөлөктөр да көп колдонулат.



2.37-сүрөт. Жаптак тиштүү кыймыл өткөрүү



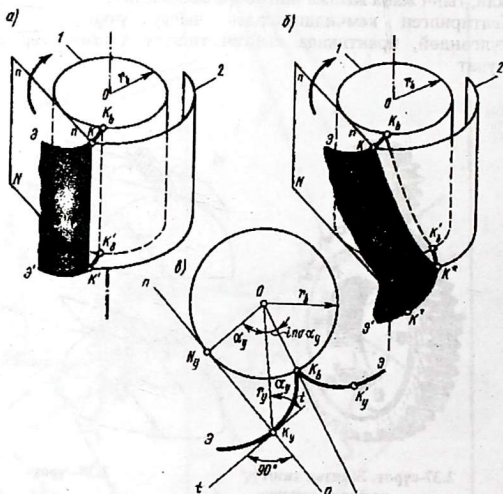
2.38-сүрөт

2.36-сүрөттө түз жана кыйгач тиштүү дөңгөлөктөрдүн каптал беттердеги тиштердин профилдеринин түзүлүштөрү көрсөтүлгөн. Кыйгач тиштүү дөңгөлөктүн бөлүкчөлөрүнүн өзгөчөлүктөрүн көрсөтүү үчүн, а дегенде түз тиштүү дөңгөлөктү карасак: (2.37-сүрөт)

$\mathcal{E}, \mathcal{E}'$  Дөңгөлөктүн огуна тике тегиздикте жаткан эвольвенталар,  $KK'$  дөңгөлөктүн огуна жарыш жайгашкан өндүрүүчү тегиздикте жаткан түзүүчү түз сызыгынын кыймыл сызыгы болуп эсептелет жана алар бирдей болушат. Бул эвольвентанын баштапкы чекиттери,

негизги цилиндри түзүүчү  $K_b$   $K_b'$  те жатат. Үстүнөн караганда эки эвольвента бири-бирине дал келип калышат. Түз тиштин каптал бетинен каалагандай октош цилиндр жана өндүрүүчү тегиздик менен кесилиши  $KK'$  түз сызыгы аркылуу болот. Бул бет эвольвенттик сызыктуу цилиндрик бет болуп эсептелет.

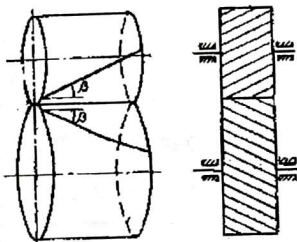
Ал эми кыйгач тиштин каптал бетин бирдей эле  $\Xi\Xi'$  эвольвенталар (2.37.6 – сүрөт) биримдиги катары алсак, түзүүчү түз сызык  $KK'$  өндүрүүчү тегиздикте дөңгөлөктүн огуна карата  $\beta_0$  бурчуна бурулуп жайгашат. Ошондуктан, эвольвенталардын баштапкы чекиттери негизги цилиндр боюнча  $KK'$  буралма сызыгы жайгашат.



2.39-сүрөт

Ошондуктан, тиштин каптал бетинин каалагандай октош цилиндр менен кесилиши, бурама сызыкты, ал эми өндүрүүчү тегиздик менен кесилиши, дөңгөлөктүн огуна карата  $\beta$  бурчуна бурулуп жайгашкан жантайыңкы сызыкты берет. Бул эвольвенттик сызыктуу бурама бет болуп эсептелет.

Ошентип, түз жана кыйгач тиштер учебтеттик кыйында, б.а. дөңгөлөктөрдүн огуна тике тегиздик менен кескенде бирдей эвольвентага ээ болушат. Демек, түз тиштүү дөңгөлөктөр үчүн мурдагы алынган көз карандылыктар кыйгач тиштүү дөңгөлөктөр үчүн да, кала берет. Бирок, кыйгач тиштүү дөңгөлөктөрдүн бөлүкчөлөрү учебтеттик кыйындарда түз тиштүү дөңгөлөктүн бөлүкчөлөрүнөн айырмаланып турат. Кыйгач тиштин бөлүкчөлөрү албетте, тиштин жантаюу бурчуна көз каранды экендиги 2.38-сүрөттөн көрсөтүлгөн.



2.40-сүрөт. Цилиндрдик кыйгач тиштүү дөңгөлөктөрдүн капталынан көрүнүшү

Мында көрүнгөндөй эки дөңгөлөк тең  $\beta^\circ$  бурчуна барабар. Кыйгач тиштүү кыймыл өткөргүчтүн илиниш көрүнүшү, түз тиштүү өткөргүч сыяктуу эле бардык кесилиште окшош болот. Бирок, түз тиштүү өткөргүчтөн айырмаланып, кыйгач тиштүү өткөргүчтүн тиштери илинишке бирдей убакытта бардык узундугу боюнча кирбестен, туруктуу илиниште болот.

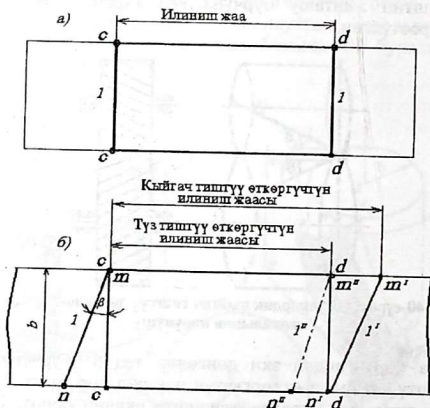
2.39-а,б сүрөттө түз жана кыйгач тиштүү дөңгөлөктөрдүн башталгыч цилиндрлеринин жайылышы көрсөтүлгөн. Мында  $CC$  жана  $dd$  сызыктары менен учебтеттик кыйынындагы илиниш жаасынын башталышы жана бүтүшү көрсөтүлгөн.

Тиштердин илинишке кирердеги жана андан чыккан абалын  $I$  жана  $I'$  сызыктардын абалы көрсөтөт. Сүрөттө көрсөтүлгөндөй, учебтеттик кыйынында кыйгач тиштүү өткөргүчтүн илиниш жаасынын узундугу, түз тиштүү өткөргүчтүн илиниш жаасынын узундугундай эле. Ал эми, түз тиштүүгө караганда кыйгач тиштүү дөңгөлөктүн жалпы илиниш жаасы чоң.

Чындыгында жогорку кесилиште кыйгач тиштүү дөңгөлөктүн тиши «илинишке»  $m$ -чекитте кирсе ( $I$ -абал) жана илиништен  $m$ -чекиттен чыккан болот ( $I'$ -абалда). Бирок, төмөнкү кесилиште тиш

дагы эле илиништен чыга элек. Акыры барып илиништен тиш I-абалда болгон учурда  $n'$ -чекиттен чыгат. Андыктан, кыйгач тиштүү кыймыл өткөргүчтүн толук илиниш жаасы, түз тиштерге салыштырганда—кесиндисинин чоңдугунан чоң, ал төмөнкүгө барабар:

$$m''m' = v \times tg\beta$$



2.41-сүрөт. (а) түз тиштүү жана (б) кыйгач тиштүү дөңгөлөктөрдүн башталгыч цилиндрлеринин жайылышы

Ошондой эле, кыйгач тиштүү өткөргүчтөрдүн ашажабуу  $\epsilon_k$  коэффициентин  $\epsilon_{ц}$  эске алсак, анда ал төмөнкүгө барабар:

$$\epsilon_k = \epsilon_{ц} + \frac{v \times tg\beta}{P_w} \quad (2.62)$$

мында,  $\epsilon_{ц}$ —түз тиштүү өткөргүчтүн ашажабуу коэффициенти;

$v$  — дөңгөлөктүн ээни;

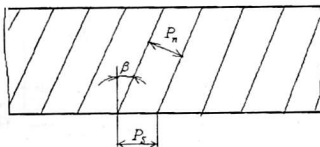
$P_w$  — учбеттик кесилиштеги дөңгөлөктүн кадамы.

Дөңгөлөктүн  $v$  энин жана жанык бурчу  $\beta^\circ$  чоңойтуп кыйгач тиштүү кыймыл өткөргүчтүн ашажабуу коэффициентин жогорулатууга мүмкүн болору 2.62 формуладан көрүнүп турат.

Практикада ашажабуу коэффициенти 8...10 болгон кыйгач тиштүү кыймыл өткөргүчтөр кенен колдонулат. Ошентип кыйгач тиштүү дөңгөлөктөр аркылуу кыймыл өткөрүүдө бир эле мезгилде



илиниште бир жуп же эки жуп тиштер кириши мүмкүн. Бул кыймыл өткөргүчтөрдө, жүк бир топ тиштерге бөлүнөт, андыктан өткөргүчтүн жүк көтөрүмдүгү жана жай сыйкам иштөөсү жогорулайт. Ошондуктан, кыйгач тиштүү дөңгөлөктөр кыймылды чоң ылдамдыкта жана кубаттуулукта өткөрүүдө абдан кенири колдонулат. Ал эми 2.40-сүрөттө кыйгач тиштүү дөңгөлөктөрдөн турган механизмдин сүрөтү көрсөтүлгөн.



2.42-сүрөт. Учбет жана нормалдык кадамдын байланышын аныктоо

Учбеттик жана кыйындардагы кыйгач тиштин кадамдарынын ортосундагы байланыш төмөнкүдөй (2.40-сүрөт):

$$P_s = \frac{P}{\cos \beta} = \frac{\pi m}{\cos \beta} = \pi m_s \quad (2.63)$$

Мында:  $m_s = \frac{m}{\cos \beta}$  тиштин учбеттик модулу.

Нормалдык  $m$  модуль -стандарттык модуль болуп эсептелет. Ошондуктан, нормалдык кесилиштеги тиштин өлчөмү стандарттык болот.

Кыйгач тиштүү дөңгөлөктүн башталгыч айланасынын диаметри кадимки формуладан  $m$ , беттик модулдун чоңдугу боюнча аныкталат.

$$D = m_s z \quad (2.64)$$

же

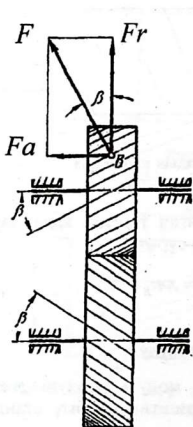
$$D = \frac{m}{\cos \beta} \times z_1 \quad (2.65)$$

Нормалдык жана учбеттик кесилиштерде тиштин бийиктиги  $h$  бирдей болгондуктан, анда чокудагы жана ойдуңдагы айланалардын диаметри төмөнкү формуладан аныкталат:

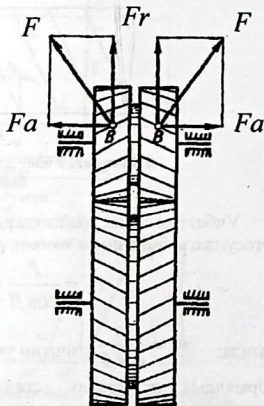
$$D_a = D + 2 \times h_a^I = m_s z + 2m_n \quad (2.66)$$

$$D_f = D - 2 \times h_f^{II} = m_s z - 2,5m_n \quad (2.67)$$

Кыйгач тиштүү дөңгөлөктөрдүн да жетишпеген жактары бар, бул иштөө процессинде ок боюнча  $F_a$ - аракет кылган күчтүн пайда болушу, ал күч  $\beta$ -бурчу чоңойгон сайын өсөт (2.41-сүрөт). Бул болсо конструкциянын татаалдашына алып келет (таяныч же радиалдык-таяныч жана конустук-муунак жаздыкты колдонууга аргасыздыкты туудурат).



2.43-сүрөт. Кыйгач тиштүү дөңгөлөктөгү октук күчтүн пайда болушу



2.44-сүрөт. Кайчылаш тиштүү дөңгөлөктөр

Көрсөтүлгөн жетишпөөчүлүктөн кутулуу үчүн, кайчылаш (шеврондук) тиштүү дөңгөлөктөр колдонулат (2.42-сүрөт). Тиштердин кайчылаш жайланышында, октук күчтөр, дөңгөлөктөрдүн ичинде өз ара тең салмакта болот. Бирок, белгилеп кетүүчү нерсе, шеврондук дөңгөлөктөрдү өндүрүү жөнөкөй кыйгач тиштүү дөңгөлөктөргө караганда бир топ татаал жана кымбат.

## I-II-гарамдар боюнча текшерүүчү суроолор

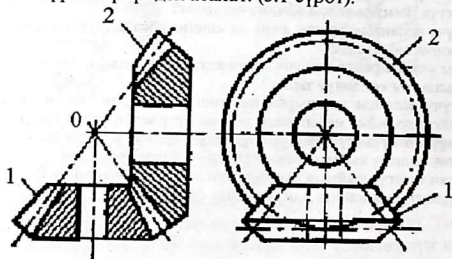
1. Механизмдин жана машинанын аткарган кызматы эмнеде?
2. Машиналык агрегат деген эмне?
3. Тиштүү дөңгөлөктүү механизмдер кандай максат үчүн колдонулат?
4. Тиштүү дөңгөлөктүү механизмдер кайсы негизги принциптер боюнча классификацияланат?
5. Тиштүү жалпак жана мейкиндик кыймыл өткөргүчтөрдүн түрлөрүн санап бергиле. Алардын схемаларын чийгиле.
6. Илинүүнүн негизги мыйзамын (Виллистин теориясын) айтып бергиле.
7. Жумушчу жана пределдик сызык деген эмне?
8. Түзүүчү же өндүрүүчү сызык деген эмне?
9. Негизги айлана деген эмне?
10. Эвольвентанын иймек радиусу эмнеден көз каранды?
11. Эвольвенттик тиштин профилдеринин илинүүгө кирүүчү жана чыгуучу чекиттерин кантип аныктоого болот?
12. Бир жуп профилдин жана эки жуп профилдин илинүү зонасын кантип табууга болот?
13. Тиштүү илинүүнүн параметри деген эмне?
14. Башталгыч жана бөлүүчү айланалардын радиустары деген эмне?
15. Бөлүүчү диаметр эмнеге барабар?
16. Тесталык (станоктук) илинүү деген эмне?
17. Тиштердин минималдык саны кайсы шарт боюнча аныкталат?
18. Тиштердин профилдин чыгаруучу кайсы профил бар? Тиштин кесилип же оюлуп калуусу эмнеде?
19. Кесүүчү аспапты жылдыруу ыкмасы эмнеде жана ал ыкманы колдонуу качан пайда болот?
20. Кесүүчү аспапты жылдыруу менен жасалган түзөтүлгөн тиштүү дөңгөлөктүн негизин кайсы өлчөмү өзгөртөт?
21. Кесүүчү аспаптын эң чоң жана эң кичине абсалюттук жылдыруусу кандай шарт боюнча аныкталат?
22. Кайсы учурда рейка кесүүчү аспап катарында колдонулат жана качан оюп-кесүүчү аспапты колдонуу зарыл?
23. Кесүүчү аспапты жылдырбастан тиштүү дөңгөлөктүн минималдык саны канча болгондо рейка менен жана оюп-кесүүчү аспап менен кесүүгө болот?
24. Тиштүү илинүүдөгү сапаттуу көрсөткүчтөрдү атап бергиле?
25. Кыйгач тиштүү кыймыл өткөргүчтүн өзгөчөлүгү эмнеде?
26. Кыйгач тиштүү кыймыл өткөргүчтүн артыкчылыгы эмнеде?
27. Эвольвенталык илинүү кантип пайда болот?

### III тарам Мейкиндиктик тиштүү дөңгөлөктүү механизмдер

Көпчүлүк машиналарда жана приборлордо бурчтук ылдамдыкты бир тездиктен (горизанталдыктан) экинчи тегиздикке (вертикалдык) өткөрүүнү, алардын октору кесилиш же болбосо кайчылыш болуп жаткан шартта талап кылат. Мындай учурларда конустук же гиперboloиддик кыймыл өткөргүчтүү механизмдер колдонулат. Бул эки кыймыл өткөргүчтөр мейкиндиктик тиштүү механизмдердин категориясына кирет.

#### 3.1 Конустук тиштүү кыймыл өткөргүчтөр

Дөңгөлөктөрдүн октору кесилишкен жана салыштырма кыймылдык огу, дөңгөлөктөрдүн айлануу окторуна карата түзүлгөн аксиондук деп аталган беттери конус түрдө болгон тиштүү илиниш конустук тиштүү өткөргүч деп аталат. (3.1-сүрөт).

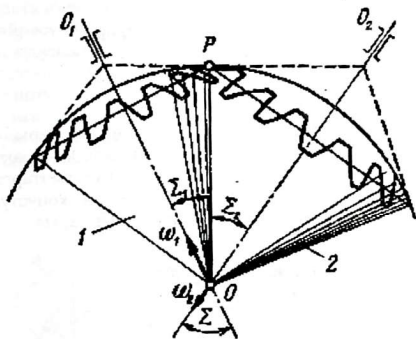


3.1-сүрөт. Конустук тиштүү кыймыл өткөргүчтөр

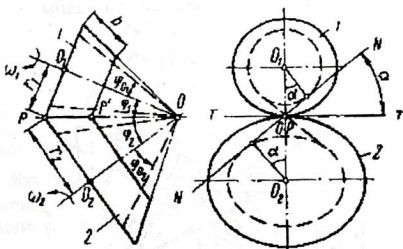
Дөңгөлөктөр салыштырма кыймылда болгондо  $OP$ -айлануу огу түзгөн 1-2 ар бир конустук беттер, тиштүү дөңгөлөктүн аксоиддик бети деп аталат(3.2-сүрөт).

Конустук кыймыл өткөргүч, конустук башталышка ээ жана алар дөңгөлөктөргө бекем байланган сымал, түзүүчү сызык бири-бири

менен биригишет. Айланма кыймылды турактуу кыймыл катышы менен өткөргөндө, алар сыйгаланбастан бири-бири менен тоголонуп чокулары дал келет.



3.2-сүрөт. Конустук дөңгөлөктөрдүн тиштеринин профили сфералык жана аксондик беттери



3.3-сүрөт. Конустук тишгүү кыймыл өткөргүчтөрдүн башталгыч конустары

Чындыгында, эгерде 1 жана 2 конустар сыйгаланбастан бири-бири боюнча тоголонгон болсо (3.3-сүрөт) анда,  $P$ -чекитинин каалаган ылдамдыгы эки конуска тең тиешелүү болот жана  $OP$  - түзүүчү жаткан ылдамдыкка барабар,

$$\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2,$$

андан:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1},$$

мындан.

$$r_1 = OP \sin \varphi_1 \text{ жана } r_2 = OP \sin \varphi_2$$

Болорун эске алып, андан алабыз

$$U_{12} = \frac{\sin \varphi_2}{\sin \varphi_1} \quad (3.1)$$

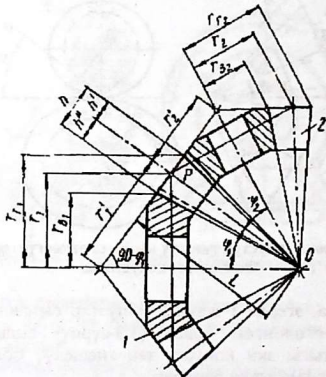
Берилген конустардын  $\varphi_1$  жана  $\varphi_2$ -бурчтары турактуу болгондуктан, анда кыймыл өткөргүч катышында да турактуу болот. Практикада көпчүлүк учурда кыймылды ок бурагычтарга өткөрүп бериш үчүн, окторунун бурчтары  $90^\circ$  түзгөн конустук тиштүү кыймыл өткөргүч колдонулаарын, белгилеп кетүү зарыл.

$$\varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ.$$

Анда (3.1) формуладан төмөндөгүчө болот:

$$U_{12} = \frac{\sin \varphi_2}{\sin \varphi_1} = \operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{1}{\operatorname{tg} \varphi_1} \quad (3.2)$$

Конустук тиштүү өткөргүчтөрдө, тишинин профили эвольвенттик же циклоидалык болушу мүмкүн. Практикада көпчүлүк учурда эвольвента колдонулат.  $OP$ -айлануу огу көркүлүү  $TF$ -жанымага,  $\alpha$ -илиниш бурчу менен өткөн башталгыч конуста жалпы



3.4-сүрөт. Конустук тиштүү дөңгөлөктүн кесилиши

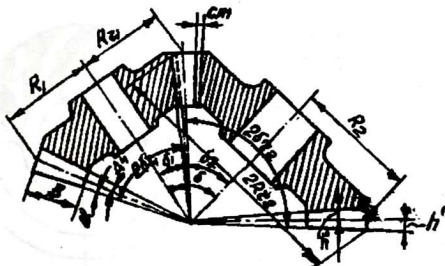


жаныма болгон тиштердин эвольвенталык профилинде,  $NN$  – чөйрөсү илиниш областы болуп эсептелет.

Нормалдык конустук дөңгөлөктөрдө, цилиндрдик дөңгөлөктөрдөй эле, илиниш бурчу  $\alpha=20^\circ$ . Эгерде конусту тургузсак, октору башталгыч конустун окторуна дал келе турган жана  $NN$  илиниш чөйрөсүнө тийиш турган болсо, анда негизги конусту алабыз, алардын чокусундагы бурчтардын жарымы  $\varphi_{01}$  жана  $\varphi_{02}$  барабар.

Башталгыч конус, тиштин бийиктиги боюнча эки бөлүккө бөлүнөт – тиштин чокусуна жана тиштин бутчасына (3.4-сүрөт).

Ал эми тиштүү конустук дөңгөлөктөрүнүн өлчөмдөрү төмөндөгүчө аныкталат (3.5-сүрөттө тышкы кыйындагы баштапкы айланалардын радиустары көрсөтүлгөн):



3.5-сүрөт

$$R_1 = \frac{mz_1}{2}, \quad R_2 = \frac{mz_2}{2} \quad (3.3)$$

Тиштин чокусунун бийиктиги  $h_a = m$  кыскартылган тиш үчүн  $h'_a = 0,8m$ . Бутчасынын бийиктиги:  $h'_f = h_a + cm$ .

Баштапкы конустардын түзүүчүсүнүн узундугу же конустук аралык төмөнкүгө барабар:

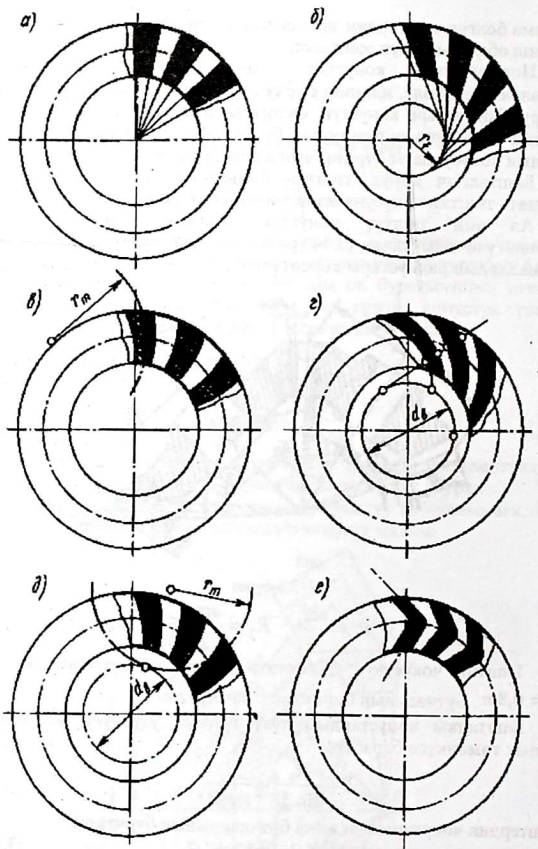
$$L = \frac{R_1}{\sin \delta_1} = \frac{R_2}{\sin \delta_2} \quad (3.4)$$

Тиштердин чокуларынын жана бутчаларынын бурчтары:

$$\operatorname{tg} \Delta = h'_a / 2; \quad \operatorname{tg} \Delta' = h'_f / 2. \quad (3.5)$$

Конустук тышкы айланалардын радиустары:

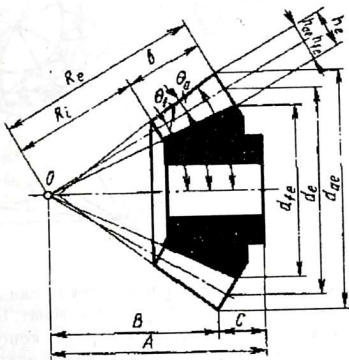
$$R_{a1} = R_1 + h'_a \cos(\delta_1 + \Delta'); \quad R_{a2} = R_2 + h'_a \cos(\delta_2 + \Delta'); \quad (3.6)$$



3.6-сурет

Конустун дөңгөлөктөрүнүн тиштеринин каптал беттеринин октук бетинен кесилишкен сызыгы түз, кыйгач жана ийри болушу мүмкүн. Ошондуктан, конус дөңгөлөктөрү түз (3.6,а-сүрөт), кыйгач (3.6,б-сүрөт) жана ийри (3.6,в-сүрөт), айланышынын эвольвентасы (8.26,г-сүрөт), тышкы (3.6,д-сүрөт) жана ички (3.6,е) мерчем түрүндө жасалат.

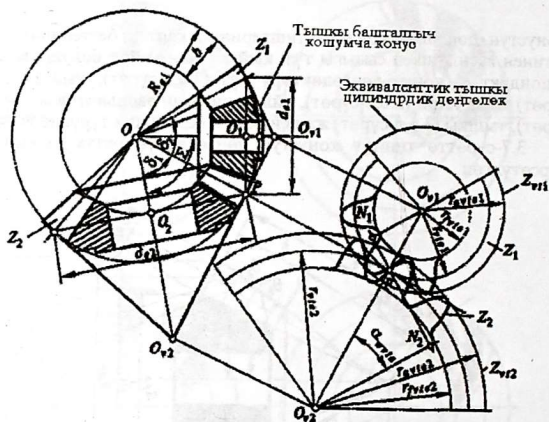
3.7-сүрөттө тиштүү конустук дөңгөлөктүн октук кыйындысы көрсөтүлгөн.



3.7-сүрөт

Дөңгөлөктүн сырт жагынан тиштердин чокуларынын конусу менен чектелген.  $\delta_{к1}$ -тиштердин чокуларынын конустук түзүүчүсү менен октук конустун ортосундагы бурч,  $A_1^1$ -тиштин чокусунун бурчу деп аталат. Тиштин чокусунун  $h_a^1$ -октук конусту түзүүчүсү  $OP_{га}$  тике багытта тышкы учбет боюнча өлчөнөт. Тишти күпчөк тарабынан чектеген конус, жылгалардын конусу деп аталат.

Чокусундагы бурч  $\delta_{ж1}$ -тиштин бутчасынын бурчу  $\Delta_1''$ . Октук конустун түзүүчүсүнүн конусунун чокусунан дөңгөлөктүн тышкы учбетине чейинки аралыгы,  $OP$  конустук аралык деп аталат. Тиштин кыймасынын жазылыгы  $\nu$  3.8,б-сүрөттө кошумча конустардын жайылмасы көрсөтүлгөн.



Мында конустар тегерек секторлор болуп калды жана алар келтирилген цилиндрдик дөңгөлөктөр деп аталышат. Бул келтирилген цилиндрдик дөңгөлөктүн радиустары ( $r_1', r_2'$ ) кошумча конустун түзүүчүлөрүнө барабар жана конустук дөңгөлөктөрдүн тышкы радиустары аркылуу  $O_1, O_1'P$  жана  $O_2, O_2'P$  үч бурчтуктары төмөнкүчө аныкталат:

$$r_1' = \frac{r_1}{\cos \delta_1}; r_2' = \frac{r_2}{\cos \delta_2}. \quad (3.7)$$

Ал эми келтирилген дөңгөлөктөрдүн тиштеринин сандары:

$$z_1' = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; z_2' = \frac{z_2}{\cos \delta_2}. \quad (3.8)$$

Тиштүү секторлордун бурчтары:

$$\varphi_1 = 2\pi \cos \delta_1; \varphi_2 = 2\pi \cos \delta_2. \quad (3.9)$$

Конус дөңгөлөктөрүнүн өткөргүч катышы

$$U_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}.$$

Келтирилген цилиндрдик дөңгөлөктөрдүн өткөрүү катышы:

$$U'_{12} = \frac{z'_2}{z'_1} = U_{12} \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} \quad (3.10)$$

Эгерде  $\delta_1 + \delta_2 = \delta$  десек,

$$U_{12} = \frac{\sin(\delta - \delta_1)}{\sin \delta_1} = \frac{\sin \delta \times \cos \delta_1 - \cos \delta \sin \delta_1}{\sin \delta_1} = \sin \delta \times \operatorname{ctg} \delta_1 - \cos \delta \quad (3.11)$$

Мындан:

$$\delta_1 = \operatorname{arctg} \frac{U_{12} + \cos \delta}{\sin \delta}$$

Ал эми, экинчи конустун бурчу:

$$\delta_2 = \delta - \operatorname{arctg} \frac{U_{12} + \cos \delta}{\sin \delta} \quad (3.12)$$

Конустук дөңгөлөктөрдүн тиштеринин түптөрү оюлбай турган эң аз саны келтирилген цилиндрдик дөңгөлөктөрдүн тиштеринин саны аркылуу:

$$z_{\min 1} = z'_{\min} \cos \delta_1 = \frac{2}{\sin^2 \alpha} \times \cos \delta_1,$$

$$z_{\min 2} = \frac{2}{\sin^2 \alpha} \times \cos \delta_2. \quad (3.13)$$

Эвольвенталуу конустук илиништи так долборлоо жана жасоо топчөйрө тегиздикке жазылбагандыктан бир топ кыйынчылыкты жаратат. Ошондуктан, биринчиден, мындай илиништи жалпак цилиндрдик дөңгөлөктөрдөй кылып долборлоого жана жасоого болбойт, экинчиден, практикада тиш чыгарууда жакындатылган ыкма колдонулат. Ал ыкманын маңызы төмөндөгүчө:

Тиштердин учбеттик беттери, топчөйрөлүк беттер, бирок, тиштердин чокуларынын жана бутчаларынын айланаларынын ортосу, топчөйрөнүн радиустарына караганда бир аз тилкени түзгөндүктөн, аны топчөйрө эмес кандайдыр бир конуста жатат деп алса болот, же тиштердин топчөйрөлүк учбеттерин конустук учбеттерге алмаштырат. Ал эми конусту болсо тегиздикке жайып жиберүүгө болот. Анда тиштердин учбеттеринин чокулары  $O'_1$  жана  $O'_2$  (3.8, а-сүрөт) чекитинде конуста жатып калат. Ал эми тиштердин саны  $z_{\min}$  дан кичине болгон учурда, кесүүнүн аспапты жылдыруу коэффициенти:

$$\varepsilon_1 \geq \frac{z'_{\min} - z'_1}{z'_{\min}} = \frac{z'_{\min} - \frac{z_1}{\cos \delta_1}}{z'_{\min}}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{z'_{\min} - z_2}{z'_{\min} \cos \delta_2}$$

Эгерде:

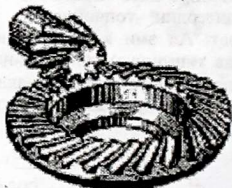
$$\alpha = 20^\circ, z'_{\min} = 17 \text{ болсо,}$$

$$\varepsilon_1 \geq \frac{17 - z_1}{17 \cos \delta_1};$$

$$\varepsilon_2 = \frac{17 - z_2}{17 \cos \delta_2}.$$

### 3.2 Гиперболоиддик тиштүү кыймыл өткөргүчтөр

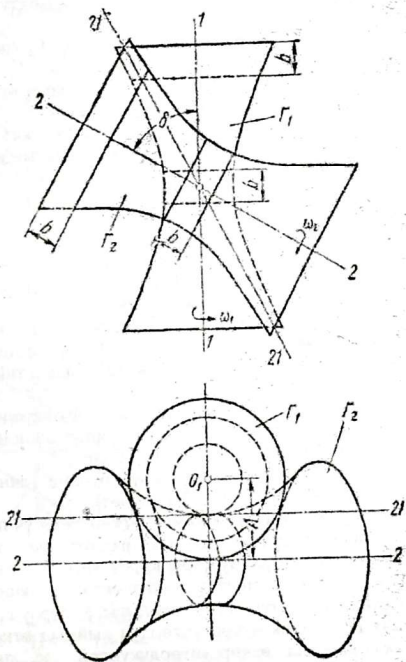
Жарыш болбогон жана кесилишпеген эки октун арасындагы айлануу кыймылын өткөрүүнү карап көрөлү (мындай октор кайчылаш октор деп аталышат). Октордун арасындагы бурч  $\delta$  жана  $u_{12}$  кыймыл өткөрүү катышы берилген болсун. Ыңгайлуу болсун үчүн, (3.10-сүрөт) 1-1 огу горизонталдык тегиздиктеги  $O_1$  чекитинен проекциялагандай, ал эми 2-2 огунун горизонталдык проекциясы, октун проекция огуна жарыш болсун, ошондо 2-2 октун өзү тигинен проекция тегиздигине жарыш болот. Октордун ушундай жайланышында, октордун эң кыска аралыгы  $A_{12}$  горизонталдык тегиздикке чыныгы чондугу боюнча проекцияланат октордун арасындагы  $\delta$  бурчу тигинен тегиздикте чыныгы чондукта көрүнөт.



3.9-сүрөт. Гипоиддик кыймыл өткөргүч



Эгерде 1-1 түз сызыгы 1 дөңгөлөгүнүн огу болгон болсо, анда 2-2 түз сызыгы 2 дөңгөлөгүнүн огу болот. Дөңгөлөк көрсөтүлгөн октун айланасында  $\omega_1$  жана  $\omega_2$  бурчтук ылдамдыктар менен айланат.



3.10-сүрөт. Гиперболюиддик кыймыл өткөргүчтүн башталгыч аксидасы

Мында, “кубулма” ыкманы колдонуп, механизмдердин бардык звенолоруна  $\bar{\omega}_1$  кыймыл берилет анда биринчи дөңгөлөк кыймылсыз

болуп, ал эми экинчи дөңгөлөк  $\bar{\omega}_{21} = \bar{\omega}_2 - \bar{\omega}_1$  бурчтук ылдамдык менен айланат, б.а. экинчи дөңгөлөктүн кыймылы биринчи октун  $-\bar{\omega}_1$  жана экинчи октун  $-\bar{\omega}_2$  айланма кыймылды түзөт. Теориялык механикадан белгилүү, эгерде 1-1 октун айланасында 21-21 огун айлантса, анда ал мейкиндикте гиперболоиддик бетти түзөт; ошондой эле дагы башка гиперболоид пайда болот, 21-21 ок 2-2 октун айланасында айлантканда.

Ушундай ыкма менен алынган  $\Gamma_1$  жана  $\Gamma_2$  гиперболоиддерди башталгыч гиперболоиддер деп аталат.  $\Gamma_1$  жана  $\Gamma_2$  гиперболоиддер 21-21 ок боюнча тийишип турат, б.а. түз сызык боюнча. Айланма кыймылды өткөрүүдө, бул башталгыч гиперболоиддер дөңгөлөктөргө бекем бекитилгендей болуп, түз сызык боюнча бири бирине тийишет тогололот жана ошол түз сызыктын узундугу боюнча бири бирине салыштырмалуу сыйгаланышат. Тиштүү дөңгөлөктүү гиперболоидтик кыймыл өткөргүчтөрдү алыш үчүн гиперболоиддик беттен тиш чыгарылат. Тиштерди гиперболоиддик беттен бардык узундугунда жайланыштыруунун кереги жок.

Илинишке гиперболоиддердин кичинекей эле бөлүгү жайгашат. Ал бөлүгү гиперболоиддин моюнчасында (А бөлүгүндө), же болбосо андан ыраагырак (В бөлүгүндө) жайгашышат.

3.10-сүрөттө гиперболоиддер көрсөтүлгөн, горизонтталдык проекцияга, гиперболоиддин бир огунун I-I проекциясы 0-чекитине, ал эми экинчисинин огу II-II жана алар тийишкен сызык горизонтталдык сызыкка түшөт.

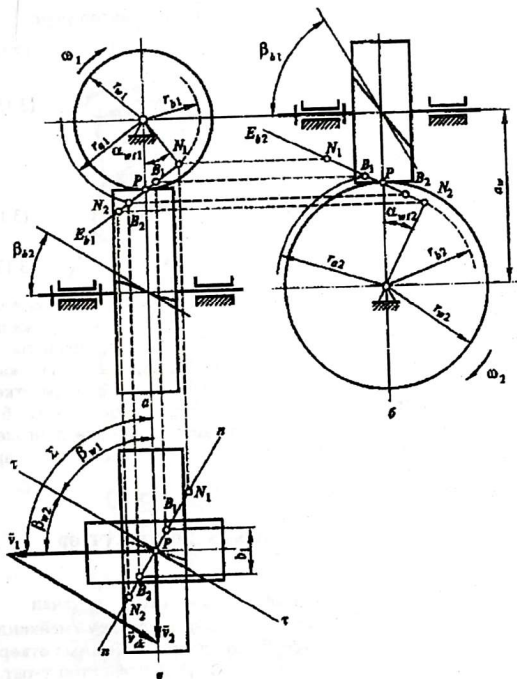
Гиперболоиддин моюнчасындагы А-бөлүгүн, болжолдоп цилиндр деп алсак, анда башталгыч гиперболоидди, башталгыч цилиндрлер менен алмаштырууга мүмкүн болот.

Мындай тиштүү кыймыл өткөрүү бурама (винтовая) тиштүү кыймыл өткөргүчтөр деп аталат (3.11-сүрөт).

3.11-сүрөттөн бурама тиштүү кыймыл өткөрүүнүн үч проекциясынын башталгыч цилиндрлеринин  $r_{w1}$ ,  $r_{w2}$  -радиустары жана  $r_{a1}$ ,  $r_{a2}$  -цилиндрлердин негизги радиустары көрсөтүлгөн. Бурама тиштүү дөңгөлөктөрдө, кыйгач тиштүү дөңгөлөктөргө окшоп, тиштердин багыты менен дөңгөлөктүн огунун аралыгы,  $\beta^0$ -бурчу түзөт.

Бурама жана гипсиддик өткөргүчтөрдүн кыймыл өткөрүү катышын жана башка кыймыл өткөргүчтөрдүкүндөй эле, дөңгөлөктөрдүн тиштеринин сандары аркылуу аныктоого болот:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$$



3.11-сүрөт.

Бурама тиштүү кыймыл өткөргүчтөрдүн, пайдалуу аракет коэффициенттери (ПАК) төмөн болгондуктан, практикада сейрек колдонулат. Бурама жана гипоиддик өткөргүчтөрдүн жетишпеген жактары: октук күчтөрдүн пайда болуусу, тиштердин салыштырмалуу сыйгалануусу, ошол себептен жешилүүсүнүн өсүшүнө алып келет.

Бурама тиштүү өткөргүчтүн негизги өлчөмдөрү, кыйгач тиштүү цилиндрдик өткөргүчтүн формаларынан аныкталат. Бир гана айырма, ар бир дөңгөлөк өзүнчө жантак  $\beta^0$  бурчуна ээ жана ар бир дөңгөлөктүн өзүнүн айланасы боюнча модулу болот.

Жылдырылган, тыштан илинишкен дөңгөлөктөр үчүн:

$$m_{r1} = \frac{m_n}{\cos \beta_1}; \quad m_{r2} = \frac{m_n}{\cos \beta_2}, \quad (3.14)$$

$$d_1 = m_{r1} \times z_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta_1}; \quad d_2 = m_{r2} \times z_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta_2}; \quad (3.15)$$

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a^* m_n = \left( \frac{z_1}{\cos \beta_1} + 2h_a^* \right) m_n,$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a^* m_n = \left( \frac{z_2}{\cos \beta_2} + 2h_a^* \right) m_n, \quad (3.16)$$

$$a_{12} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_n}{2} \left( \frac{z_1}{\cos \beta_1} + \frac{z_2}{\cos \beta_2} \right). \quad (3.17)$$

(3.15) жана (3.17) формулалардан белгилүү тиштери бирдей  $z_1$  жана  $z_2$ -санда жана  $\beta_1 + \beta_2$  болгондо гана бирдей болгон,  $d_1$  жана  $d_2$ -диаметрлерди алууга мүмкүн. Ал эми октордун аралыгы жана цилиндрдин башталгыч диаметрлери тиштердин гана жантак бурчунан көз каранды болот. Ар бир берилген кыймылды өткөргүч үчүн, тиштердин оптималдык жантак бурчтарын табууга болот, мындан октордун аралыктары кичине же болбосо эки дөңгөлөктүн диаметрлери бири-бирине барабар жана пайдалуу аракет коэффициенттери (ПАК) абдан чоң болот.

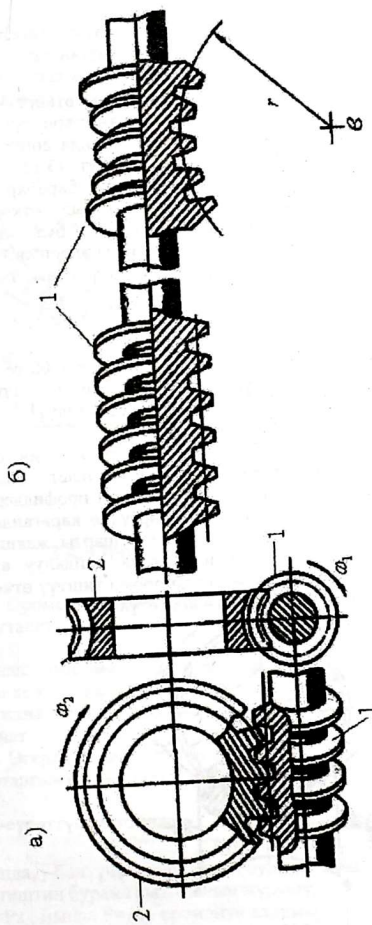
### 3.3 Оромо тиштүү кыймыл өткөргүчтөр

Оромо тиштүү кыймыл өткөргүчтөр, качан гана октолгогучтардын геометриялык  $x$  жана  $y$ -октору мейкиндикте кайчылаш жаткан учурда (3.12-сүрөт) колдонулат. Кыймыл өткөрүү 1-оромо тиштүү октолгогучтан жана 2-тиштүү дөңгөлөктөн турат. Бул кыймыл өткөрүүлөр, бурама тиштүү кыймыл өткөрүүнүн бир түрү болуп эсептелет.

Көпчүлүк учурда кайчылаш октордун бурчу  $90^\circ$ ту түзөт. Кыймыл өткөрүү оромо тиштүү октолгогучтан жана кыйгач тиштүү дөңгөлөктөн турат (3.12,а-сүрөт).

Оромо (червяк) тиштүү октолгогучтун огунун айланасында, жантак тиштүү дөңгөлөктүн тиштеринин сызыгы, бир же андан көбүрөөк айлануу жасайт (3.12,б-сүрөт).

Оромонун тишинин  $z_1$  саны, кирүүчү саны деп аталат, көпчүлүк учурда  $z_1=1,2,3,4$  барабар болот. Оромо (червяктын) дөңгөлөктүн тишин, оромонун анык көчүрмөсү болгон аспап-фрезанын жардамы



3.12-сурет. Оромо тиштүү кыймыл өткөргүч.  
 1-Оромо тиштүү октолгуч;  
 2-тиштүү деңгелек

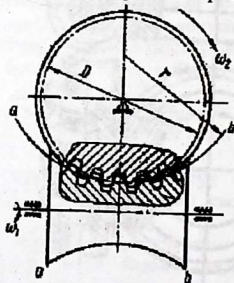
менен чыгарат. Ошондуктан, оромо тиштүү кыймыл өткөргүчтөрдө, ормонун жиптери (витков) менен дөңгөлөктүн тиштери түз сызык боюнча тийишет. Тийишүүнү чоңойтуунун максатында дөңгөлөктүн формасына оромону камтыгандай форма берилет (3.12, в-сүрөт). Дөңгөлөктүн тишинин саны 32...80, кээде 200...300 барабар кабыл алынат. Көпчүлүк учурда оромо тиштүү кыймыл өткөргүчтө жетелөөчү звено-оромо-октолгогуч болгондуктан, бул кыймыл өткөргүч басандатуучу механизм (редуктор) катары колдонулат.

Оромо тиштүү кыймыл өткөргүчтүн-өткөрүү саны төмөнкү барабардык менен туюнтулат:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Өткөрүү саны 8ден 80ге чейин, ал эми атайын учурда 1000 ге чейин өзгөрөт. Практикада көпчүлүк учурда оромо тиштүү кыймылдаткычтардын ичинин, оромо-цилиндрлүү жана гиперболоиддик өткөрүү негизги болуп эсептелет.

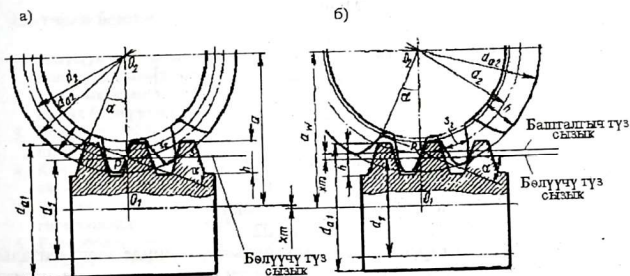
Мындай бетти-глобоиддик бет деп атайбыз, ал эми оромо тиштүү илиниш-глобоиддик илинүү болуп эсептелет. Мындай илинүүдө оромонун жана дөңгөлөктүн тиштеринин профилдеринин арасындагы жылчык, оромо цилиндрик өткөргүчкө караганда бир топ аздык кылат. Ошол себептен анын майлоо шарты жакшырат, сүрүлүүгө кеткен энергия коромжуланат, жана пайдалуу аракет коэффициенти көбөйөт. 3.14, а, б-сүрөттөрдө оромо тиштүү өткөргүч менен тиштүү дөңгөлөктүн өз ара аракети көрсөтүлгөн.



3.13-сүрөт



Кээде оромо тиштүү өткөргүчтү, жакшыртуу үчүн, оромонун тишин цилиндрик бетке эмес,  $a$  жана  $av$ -оромонун огунун айланасында айлануудан пайда болгон нерсенин бетинен-тиш кесилет (3.13-сүрөт).



3.14-сүрөт

### 3.4 Оромо тиштүү өткөргүчтүн өлчөмдөрү

Оромо башталгыч цилиндрдин диаметри да  $m$ -модулу аркылуу аныкталат

$$d_1 = qm.$$

Мында,  $q$ -оромонун диаметринин коэффициенти, анын  $q=8...13$  чегинде кабыл алат.

$mq$  жана  $z$  парметрлеринин бирикмелери ГОСТ 2144-76 боюнча алынат.

Эгерде жылдыруу коэффициенти  $x \neq 0$  болбогон учурда, анда башталгыч оромо цилиндрдин диаметри:

$$d_{w1} = m(q + 2x), \quad (3.18)$$

3.14-сүрөттүн негизинде:

$$\text{tg} \gamma = pz_1 / (\pi d_1).$$

Мында,  $\gamma$ -бөлүүчү цилиндрдеги бурама сызыктын жантаюу бурчу;

$P_{z1}$ -тиштин бурама сызыгынын жүрүшү;

$P_{z1} = Pz_1$ , мында  $P = \pi m$  оромонун кадамы,

анда

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_{z1}}{\pi d_1} = \frac{P z_1}{\pi d_1} = \frac{m z_1}{d_1} = \frac{z_1}{q},$$

(3.18) формуланы эске алып  $\gamma_0$ -башталгыч бурчту,  $\gamma_0$ -төмөнкү туютнмадан алабыз:

$$\operatorname{tg} \gamma_0 = z_1 / (q + 2x).$$

Оромонун (червяк) чокусунун диаметри:

$$d_{o1} = m(q + 2h_a^*).$$

Цилиндрдин ойдунундагы диаметри:

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c)m = m[q - 2(h_a^* + c)].$$

Тиштин бийиктиги:

$$h = m(2h_a^* + c).$$

Цилиндрдин бөлүүчүсүндөгү тиштин эни:

$$S_1 = \pi \times m / 2$$

Мында, нормалдык илиниште кабыл алынат:

$$h_a^* = 1, C = 0.2.$$

Мурдагы чыгарылган формулалардын негизинде эвольвенталык цилиндрдик тиштүү кыймыл өткөргүчтүн дөңгөлөктөрүнүн негизги өлчөмдөрү төмөнкү формулалардан аныкталат:  
бөлүүчү айлананын диаметри:

$$d_2 = m z_2,$$

тиштердин чокусундагы диаметри:

$$d_{a2} = m(z_2 + 2x + 2h_a^*),$$

тиштин ойдунундагы диаметри:

$$d_{f2} = m(z_2 + 2x - 2h_a^* - c),$$

тиштин бийиктиги:

$$h = m(2h_a^* + c),$$

бөлүүчү айланадагы тиштин калыңдыгы:

$$S_2 = m \left( \frac{\pi}{2} + 2x \times \operatorname{tg} \alpha \right),$$

оромо тиштүү кыймыл өткөргүчтүн ок аралыгы:

$$a_w [(q + z_2) / 2 + x].$$

Рейка аспапты жылдыруу коэффициентинин  $\pm 1$  чегинде кабыл алынат.

Оромолуу тиштүү кыймыл өткөргүчтүн артыкчылык жактары болуп, чоң өткөргүч сандарында конструкциянын чыккандыгы, үнсүз жылмакай иштөөсү, өзүнчө тормоздолуу мүмкүнчүлүгү эсептелет. Кемчилдик жактары-сыйгалануу ылдамдыгынын өтө чоң болуусунан ага салыштырмалуу пайдалуу аракет коэффициенттин төмөндөшү,

дөңгөлөктөрдү жасоодо кымбат баалуу антифрикциондук материалдары колдонууну талап кылат.

### III-гарам боюнча текшерүүчү суроолор

1. Конустук-эвольвенталык илиниште берилген башталгыч конустарда, түз тиштүү дөңгөлөктөрдүн тийишүү беттери кандай формада?
2. Тесталык (станоктук) илиниште, өндүрүлүп жаткан дөңгөлөктүн тишинин каптал беттеринин профилинин формасы кандай болот?
3. Конустук кыймыл өткөргүчтүн кинематикалык жана геометриялык өзгөчөлүгү эмнеде?
4. Конустук тиштүү кыймыл өткөргүчтүн инженердик ыкмадагы эсептөөсүн айтып бергиле?
5. Бурама, гипондтик жана оромо тиштүү кыймыл өткөргүчтөрдүн, гиперболоидтик өткөргүчтөрдөн айырмачылыгы эмнеде?
6. Гиперболоидтик кыймыл өткөргүчтөр кайсыл учурда колдонулат?
7. Кайсыл механизмдерди гиперболоидтик деп атайбыз жана алардын түрлөрү?
8. Машинанын механизмдеринде оромо тиштүү өткөргүчтөрдүн кайсыл түрү пайдаланылат?
9. Оромо тиштүү кыймыл өткөргүчтөрдүн негизги артыкчылыгы жана кемчилдиктери жөнүндө айтып бергиле?
10. Оромо тиштүү кыймыл өткөргүчтүндөгү тиштердин сыйгалануусунун өзгөчөлүгүнүн кинематикасы эмнеде?

## *IV тарам Новиковдун илиниши менен болгон кыймыл өткөргүчтөр*

Эвольвенттик илинүүдө, дөңгөлөктүн тиштеринин профилдеринин жумушчу беттеринин өз ара бири-бирине тийишүүсү, түз сызык боюнча өтөт, ал дөңгөлөктөрдүн так жайланышпаганынын себебинен жана жүктүн таасири астында алардын деформацияга дуушар болуусуна тийишүү сызыгында чыңалуунун канцентрациясын пайда кылат. Көрсөтүлгөн эвольвенталык илинүүдөгү катаны эске алып, Новиков дөңгөлөктөрдүн тиштеринин жүк көтөрүмдүүлүгүн жогорулатуу үчүн, тиштердин тийишкенин чекит менен алмаштырууну сунуш кылып, цилиндрдик өткөргүчтү практикада колдонгон. Ал боюнча ушул тарамда кеңири каралат.

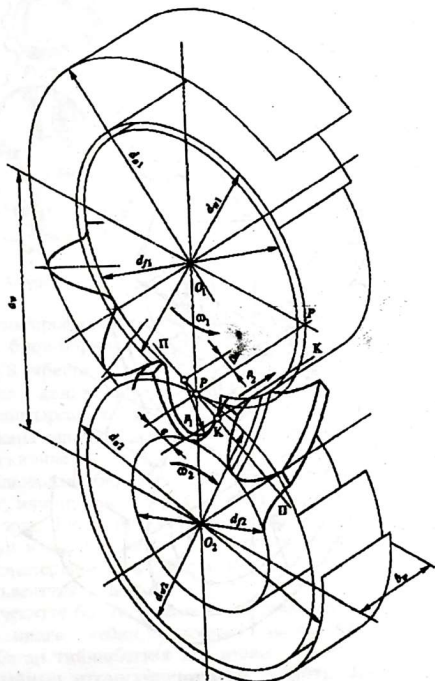
### **4.1 Жалпы маалымат**

Эвольвенттик илинүүдө тиштердин жумушчу беттердин өз ара аракетин, түз сызык боюнча өтөт. Ошондуктан, тиштердин өз ара жайланышкан катасы жана тышкы күчтөрдүн таасири астында алардын деформациясы тийишкен сызыктын белгилүү бөлүгүндө чыңалууну күчөтөт. Илиниште жүк көтөрүмдүк жөндөмдүүлүгүн жогорулатуу үчүн, тиштердин жумушчу бетиндеги ийри сызыктын радиусун көбөйтүү зарыл, башкача айтканда тиштүү дөңгөлөктүн диаметрин чоңойтуу керек.

Көрсөтүлгөн катадан чыгуу үчүн М.Л.Новиков цилиндрдик илиништин жаңы түрүн иштеп чыккан жана практика жүзүндө ишке ашырган, анда бир дөңгөлөктүн бир тиштин томпогой чокуларынын башталгыч беттери, экинчи дөңгөлөктүн башталгыч бетинин ойдунана кирип, өз ара аракетте болот (4.1-сүрөт). Мындай дөңгөлөк М.Л.Новиковдун бир сызыктуу илинишин түзөт. Цилиндрдик-эвольвенттик кыймыл өткөргүчтөрдөн айырмаланып, тиштердин

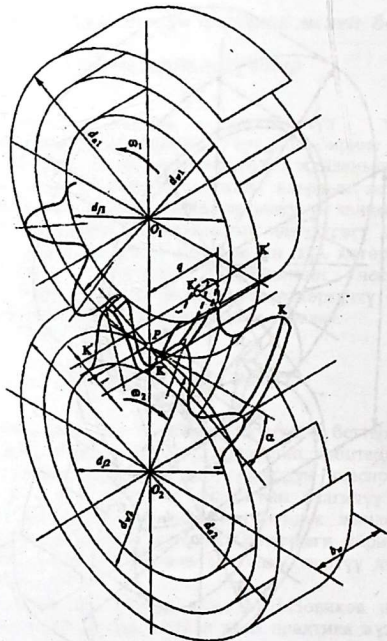
башталгыч ийри сызыктуу тийишүүсү, илинүү сызыгында, бир гана чекитте жатат.

М.Л. Новиковдун өткөргүчүнүн дагы башка өзгөчөлүгү болуп, эвольвенттик илинүүдөн айырмаланып тиштердин илинүү процессиндеги тоголонуусу бийиктик боюнча болбостон, алардын узундугу боюнча болот (4.1-сүрөттө К-чекитинин тоголонуунун багытын жебе көрсөтөт).



4.1-сүрөт

Новиковдун илинүүсүндө, жүк көтөрүмдүүлүгүн жогорулатуу үчүн ар бир дөңгөлөктөгү тиштин төгөрөк бурамасы жасалган, эки дөңгөлөктүн тең тиштеринин чокулары томпогой болгондой, ал эми тиштин бутчалары ойдуңдуу. Мындай өткөргүчтөр КК жана К'К' дөңгөлөктөрдүн окторуна жарыш жайланышкан эки илинүү сызыгына ээ болот (4.2-сүрөт). К'К' бир илинүү сызыгы уюлдуң алдында, башка КК уюлдан кийин жайланышкан.



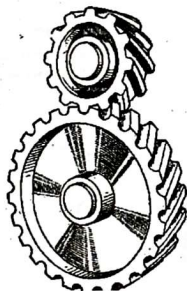
4.2-сүрөт

1955-жылы Лениндик сыйлыктын ээси болгон М.Л.Новиков дөңгөлөктөрдүн тиштеринин профилдери тегерек болгон жаңы

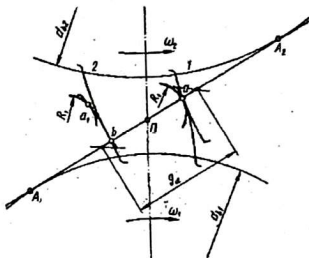


эвольвенталык илиништен, бөтөнчө болгон, илиништин түрүн иштеп чыккан (4.3-сүрөт).

4.4-сүрөттө түз тиштүү кыймыл өткөргүчтүн тиштери эвольвенталуу болгондогу илиниши көрсөтүлгөн. Ушул абалда илиниште эки жуп тиштер 1 жана 2 кирип турат. Илиниш  $a$  жана  $b$  чекиттери,  $A_1A_2$ -илинүүчү сызыкта жатышат. Тиштердин



4.3-сүрөт



4.4-сүрөт

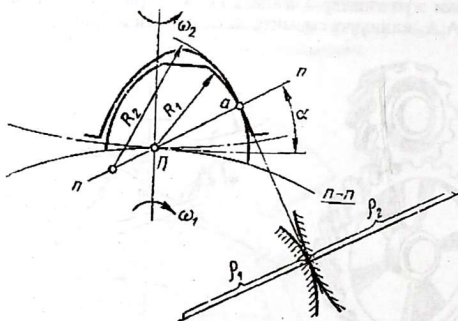
эвольвенттик профилдери, ушул активдик  $q_2$ - илиниш сызыгы болгон бөлүгүндө бири-бирине тийишип турушат б.а. илиниште болушат. Эске алсак  $S$  учбеттик ашажабуу коэффициенти  $\epsilon_a = qa/Pv$ .

Эгерде 1-дөңгөлөктүн тишинин эвольвенттик профилин айлана менен алмаштырсан, анда, айланыш жаасы эвольвентага  $a$  чекитинде тийишет жана ошондой эле  $a_1$  чекитинде,  $r_1$ -радиусу эвольвентанын ийрисинен кичине.

Качан айлананын биринчи жубу жана эвольвенттик тиштер  $a$  чекитинде илинишкен учурда ошондой экинчи жуп тиштердин илиниши жок. Биринчи жуптун абалына келген учурда гана, б.а. экинчи жуп илинишке кирет.  $a$  - чекиттен өткөндөн кийин илиниш болбойт, тиштердин арасында жылчык пайда болот. Ошентип, айлана жана эвольвенттик тиштердин илиниши түз тиштүү кыймыл өткөргүч бир гана чекитте болот. Баштапкы активдүү илиниш сызыгынын да узундугу нөлгө чейин кыскарат ( $\epsilon_2=0$ ). Андай профилдери кошулушбаган тийишбеттик деп аталат. (Тийишбет профилдүү түз тиштүү кыймыл өткөргүчтөр иштей албайт). Экинчи дөңгөлөктүн тишинин профили төгөрөк, бирок тиштин башталгыч бутчасына кирип турган  $r_2$ -радиусу бир нече чоң, ал эми  $r_1$  радиусуна жакын (4.5-сүрөт). Мында, эвольвенттик профилдик тийишүү ойдундук жана

дөңсөлүк профилдер менен алмашуунун негизинде чекиттик чыңалуу бир кыйла төмөндөйт.

М.Л.Новиков илиништин үзгүлтүксүздүгүн сактоо үчүн кыймыл өткөргүчтү кыйгач тиштүү ашажабуу коэффициентин  $\varepsilon_{\beta} > 1$  болгондой жасаган.



4.5-сүрөт

Дөңгөлөктөр айланган учурда, кыйгач тиштер  $n-n$  тегиздигинде цилиндрлер катары тоголонот. Тийишкен чекит  $a$  тиштердин профили боюнча бир четинен башка бир четине жылып турат. Илиништин ушундай процесси (4.2-сүрөттө) көрсөтүлгөн. Мында,  $a$   $a_1$ -сызыгы Новиковдун кыймыл өткөргүчүнүн илиниш сызыгы болот. Анын узундугу дөңгөлөктүн  $v_w$ -энине барабар, анын ашажабуу коэффициенти:

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{v_w}{P_w} = \frac{v_w \sin \beta}{P_n} = \frac{v_w \sin \beta}{\pi m_n} \quad (4.1)$$

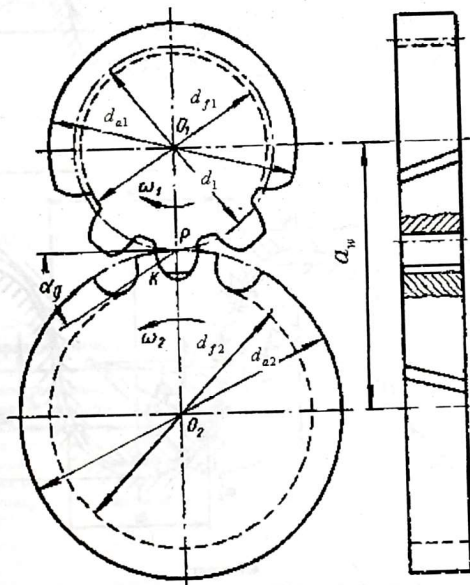
М.Л. Новиковдун илинишинин артыкчылык жана жетишпеген жактары. Анын илиниш системасын принцип боюнча бардык эле тиштүү кыймыл өткөргүчтөрдүн түрлөрүн колдонууга болот: жарыш, кесилишкен, кайчылаш октордо болгон дөңгөлөктө; сырттан жана ичтен илинүүдө, өткөргүч саны турактуу жана өзгөрүлмө болгон учурларда. Жүк көтөрүү жөндөмдүүлүгү эвольвенталык, ушундай өлчөмдөгү жана бирдей материалдан жасалган кыйгач тиштүү кыймыл өткөргүчкө салыштырганда 1,5...2 эсе чоң.

Эвольвенталык илинишке караганда, М.Л.Новиковдун илинишинде сүрүлүү күчүнө болгон жоготуу болжол менен алганда 2 эсеге аздык кылат. Новиковдун илинишүүдөгү дөңгөлөктүн тишин, бардык эле тиш кесүүчү аспаптардын түрү боюнча чыгарууга болот.

Кемчилдик жактары, тесталык октор аралыгынын өзгөрүшүнө өтө сезгич. Иллиништеги күчтүн өсүшү, ок боюнча аракет кылган күчтүн өсүшүнө алып келет, ал болсо конструкциянын татаалдашына жол берет.

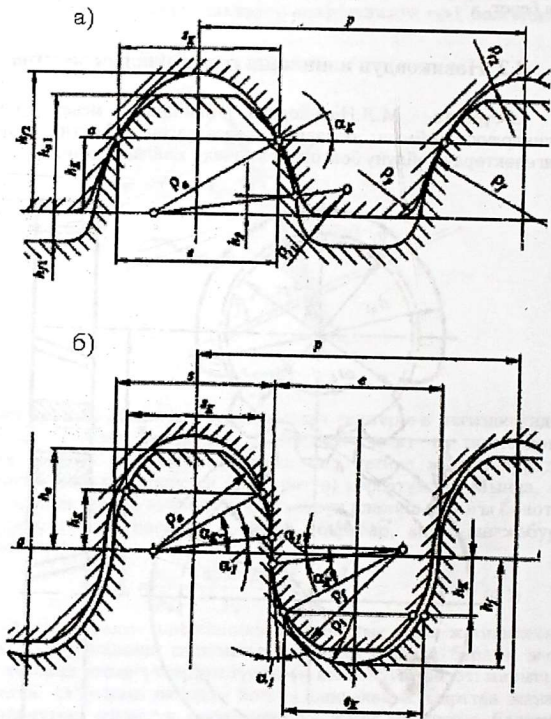
## 4.2 Новиковдун илинишин геометриялык эсептөө

4.6-сүрөттө М.Л.Новиковдун илиниши менен болгон цилиндрдик кыймыл өткөргүч көрсөтүлгөн. Тиштин дөңчөсү дөңгөлөктөрдүн ойдуңу болгон дөңгөлөккө жайланышкан.



4.6-сүрөт

Дөңгөлөктүн өлчөмдөрү жана тиштердин профилдери аспаптык рейкадан көз каранды жана ошол боюнча аныкталат (4.7-сүрөт).



4.7-сүрөт

Кыймыл өткөргүчтүн дөңгөлөктөрүнүн өлчөмдөрү төмөнкү формулалардын негизинде аныкталат ГОСТ 15023-76.  
Бөлүүчү айланалардын диаметрлери:  
дөңгөлөкчөнүн,

$$d_1 = m_t \times z_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{2a_w}{U+1};$$

дөңгөлөктүн,

$$d_2 = m_t \times z_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{2a_w \times U}{U+1}.$$

Чокудагы айланалардын диаметрлери:

дөңгөлөкчөнүн ,

$$d_{a1} = d + 2m_n 2h_a^*,$$

дөңгөлөктүн,

$$d_{a2} = d + 2m_n 2h_a^*.$$

Ойдуңдагы айланалардын диаметрлери:

дөңгөлөкчөнүн,

$$d_{f1} = d - 2m_n (h_a^* + c)$$

дөңгөлөктүн ,

$$d_{f2} = d - 2m_n (h_a^* + c)$$

Октордун аралыгы,

$$a_w = 0,5m_t (z_1 + z_2);$$

Дөңгөлөктүн эни,

$$e = \psi_a a_w = \frac{e m_n}{\sin \beta},$$

Мында,  $\beta=10...20^\circ$ ,  $h_a^*=0,9$ ;  $C=0,15$ .

#### IV тарам боюнча текшерүүчү суроолор

1. Эвольвенттик илиниш деп эмнени айтабыз?
2. Новиковдун илиниши, эвольвенталык илиништен эмнеси менен айырмаланат?
3. Кыймыл өткөргүчтөрдө колдонуучу, илиништердин түрлөрү кайсылар?
4. Новиковдун илинүүсү кайсыл учурда колдонулат?
5. Новиковдун илинишинде дөңгөлөктүн тиштеринин тийиштүү профилдери кандай формада болот?
6. Новиковдун илинишинин артыкчылыгын жана жетишбеген жактарын айтып бергиле?

## ***V тарам Тиштүү кыймыл өткөргүчтүү механизмдердин кинематикасы***

Үзгүлтүксүз айлануу кыймылды бир октолгогучтан башкага берилген кыймыл өткөрүү катышы менен өткөрүп берүү, көпчүлүк учурда тиштүү механизмдин жардамы менен ишке ашырылат.

Тиштүү механизм машина жана приборлорду курууда, өзүнүн чакандыгы жагынан, тынымсыз иштөөсүнөн жана чоң тактыктагы берилген кыймылдын мыйзамын өндүргөндүктүн негизинде, абдан кенен колдонулат.

Эгерде октолгогучтардын октору жарыш болсо, анда аксоиддери алардын цилиндрлери болот, ошонун негизинде тиштүү кыймыл өткөргүчтөр цилиндрдик деп аталат, алар жалпак механизмдерге кирет. Ушул бөлүмдө цилиндрдик кыймыл өткөргүчтөрдүн кинематикасынын негиздери берилген.

### **5.1 Кинематикалык анализдин максаты жана ыкмалары**

Тиштүү механизмдердин кинематикалык жактан изилденүүсүнүн негизги максаты, аларга таасир эткен тышкы күчтөрдү эске албаган учурда механизмдеги звенолордун кыймыл мыйзамын аныктоо болуп эсептелет.

Тиштүү механизмдерди кинематикалык изилдөөнүн негизи механизмди динамикалык изилдөөгө негиз түзөт, б.а., октолгогучка таасир эткен толгоо моменти, өткөрүлүүчү кубаттуулукту, инерциалык күчтөрдү, пайдалуу аракет коэффициенти өткөргүчтүн өткөрүү катышы аныкталат. Бул эсептерди аналитикалык, графоаналитикалык жана тажрыйбалык ыкмалар аркылуу чечүүгө болот. Ыкмаларды тандап алуу, механизмди колдонуу чөйрөсүнө жана эсептик тактыгына жараша болот.

Аналитикалык ыкма башка ыкмаларга караганда тагыраак, ошондуктан бул ыкма жогорку тактыкты талап кылган эсептерди чыгарууда колдонулат. Графоаналитикалык ыкма салыштырмалуу



жөнөкөй, атайын кошумча аспаптарды талап кылбайт, өзгөчө татаал механизмдерди изилдөөгө ыңгайлуу.

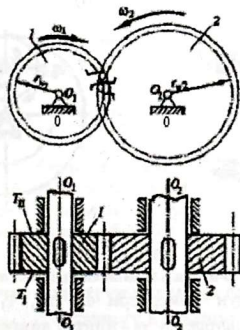
Тажрыйбалык ыкма болсо, башка ыкмаларга караганда көбүрөөк эмгекти, атайын аппаратты, приборду жана изилдөөчү механизмдин моделин талап кылат, ошондуктан, бул ыкма башкаларга караганда сейрек колдонулат.

Механизмдерди кинематикалык жактан изилдөөдө: механизмдин схемасы, звенолордун өлчөмдөрү жана жетектөөчү звенонун кыймылы мыйзамы белгилүү болуусу зарыл.

## 5.2 Сырттан жана ичтен илинишкен бир баскычтуу кыймыл өткөргүчтөрдүн кинематикасын аналитикалык ыкма боюнча изилдөө

Жөнөкөй бир баскычтуу тиштүү кыймыл өткөргүч деп, геометриялык октору кыймылда болбогон, тиштери жарыш, кыйгач жана кайчылаш болгон, илинишип турган бир жуп тиштүү дөңгөлөктөрдү айтабыз.

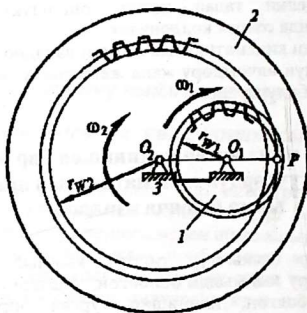
5.1-сүрөттөн жөнөкөй цилиндрик сырттан илинишкен тиштүү кыймыл өткөргүч көрсөтүлгөн: биринчи жана экинчи тиштүү дөңгөлөктөрдүн жардамы менен айланма кыймыл жетектөөчү октолгогучтан жетеленүүчүгө өткөрүлөт,  $O_1O_1$  жана  $O_2O_2$ -октору жарыш жана кыймылда болбогон  $O$ -тирөөч.



5.1-сүрөт

Сырттан илинишкен кыймыл өткөргүчтөрдүн негизинде, жөнөкөй бир баскычтуу ичтен илинген кыймыл өткөргүчтөрдү алууга

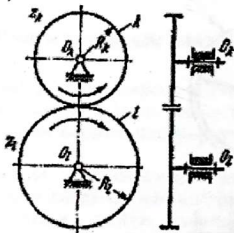
болот (5.2-сүрөт). Мында, экинчи чоң дөңгөлөктүн тиштери ичинен жайланышкан,  $O$ -тирөөч,  $O_1$  жана  $O_2$ -окторуна ээ. Ичтен илинүүдө биринчи жана экинчи дөңгөлөктөр экөө тең бир багытка айланышат.



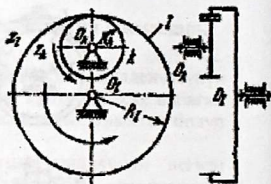
5.2-сүрөт

1. Октору жарыш болгон кыймыл өткөргүчтөргө цилиндрдик сырттан жана ичтен илинишкен кыймыл өткөргүчтөр кирет (5.3-сүрөт).

а)



б)



5.3-сүрөт

а-сырттан жана б-ичтен илинишкен кыймыл өткөргүчтөр

5.3-сүрөттөн звенолордун номерлери  $\omega_1$ ,  $\rho_1$ ,  $\gamma_2$  белгиленгендеги индекстерге дал келет, мында,  $\omega_1$ ,  $\omega_2$ -тиштүү дөңгөлөктөрдүн бурчтук ыңдамдыктары;

$n_1, n_2$ -бир минутада айланган тиштүү дөңгөлөктөрдүн айлануу жыштыгы;

$r_1, r_2$ -тиштүү дөңгөлөктөрдүн башталгыч айланаларынын радиустары.

$$r_1 = \frac{mz_1}{2}, \quad r_2 = \frac{mz_2}{2} \quad (5.1)$$

Мында,  $z_1, z_2$ -биринчи жана экинчи тиштүү дөңгөлөктөрдүн тиштеринин саны;

$m$ -тиштүү дөңгөлөктөрдүн илиниш модулу.

5.3-сүрөттөн механизмдин 1-2-звенолору салыштырма кыймылда болгон кезде цилиндрдин дөңгөлөктөрүнүн жана центроиддин  $r_1$  жана  $r_2$ - радиустары, ал эми  $P_0$ -чекити болсо айлануу борбору болуп эсептелет. Айланалардын радиустары  $r_1$  жана  $r_2$ -тиштүү кыймыл өткөргүчтүү механизмдердин назариятында башталгыч айланалар деп аталат. Ошентип, эгерде дөңгөлөктөрдүн башталгыч айланалары белгилүү болгон болсо, анда алардын кыймыл өткөрүү катышы, төмөнкү формула боюнча аныкталат:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{r_1}{r_2}. \quad (5.2)$$

Практикалык жактан радиустардын катышын, тиштердин катышы менен алмаштырууга ыңгайлуу.

Башталгыч айланалары төмөнкүгө барабар болгондуктан,

$$2\pi z_1 = Pz_1 \quad \text{жана} \quad 2\pi r_2 = Pz_2,$$

андан,

$$\frac{Pz_2}{Pz_1} = \frac{2\pi r_2}{2\pi r_1} = \frac{r_2}{r_1}.$$

Бул туюнтманы (5.2) формулага коюп андан алабыз:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \pm \frac{r_1}{r_2} = \pm \frac{z_2}{z_1}. \quad (5.3)$$

Мында,  $n_1$  жана  $n_2$ -биринчи жана экинчи дөңгөлөктөрдүн бир минуттада айланган жыштыгы. Ошентип, тиштүү дөңгөлөктөрдүн тиштеринин тескери катышы, ошол дөңгөлөктөрдүн бурчтук ылдамдыктарынын катышына барабар.

### 5.3 Бир баскычтуу тиштүү кыймыл өткөргүчтүн кыймыл өткөрүү катышы

1. Сырттан илинишкен тиштүү кыймыл өткөргүчтөр үчүн кыймыл өткөрүү катышы (5.3,а-сүрөт):

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = -\frac{z_2}{z_1} = -\frac{r_2}{r_1} \quad (5.4)$$

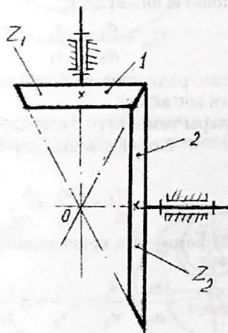
Качан тиштүү дөңгөлөктөр карама-каршы багытта айланган учурда сырттан илинишкен дөңгөлөктөр үчүн (5.3,а-сүрөт), «-» белгиси тиштүү дөңгөлөктөрдүн катышынын алдына коюлаарын эске алуу зарыл.

Ичтен илинишкен тиштүү дөңгөлөктөр үчүн кыймыл өткөрүү катышы (5.3,б-сүрөт) төмөнкүгө барабар:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_2}{r_1} \quad (5.5)$$

Эгерде ичтен илинишкен дөңгөлөктөр болгон болсо (5.3,б-сүрөт), анда бир багытта айланат жана тиштүү дөңгөлөктөрдүн катышынын алдына «+» белгиси коюлат.

2. Октору кесилишкен тиштүү кыймыл өткөргүчтөргө тиштүү конустук кыймыл өткөргүчтөр кирет (5.4-сүрөт).



5.4-сүрөт

Бир жуп конустук тиштүү дөңгөлөктөрдүн кыймыл өткөрүү катышы төмөнкү формула боюнча аныкталат:

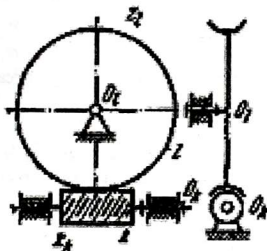
$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \pm \frac{z_2}{z_1} = \pm \frac{r_2}{r_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} \quad (5.6)$$

мында,  $\delta_1$ ,  $\delta_2$ -конустук бурчтар.

3. Оромо тиштүү кыймыл өткөргүч үчүн (5.5-сүрөт). оромо тиштүү кыймыл өткөргүчтүн катышы төмөнкү формула боюнча аныкталат:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_k}{r_\phi} \times \operatorname{tg} \varphi_4 \quad (5.7)$$

мында,  $\varphi_4$ -оромонун бурама сызыгынын жантак бурчу;  
 $z_1$ - оромо тиштин саны;  
 $z_2$ -тиштүү дөңгөлөктүн тишинин саны.



5.5-сүрөт

#### 5.4 Октору кыймылда болбогон көп баскычтуу кыймыл өткөргүчтөр

Жогору жакта биз жалаң гана бир жуптан турган тиштүү дөңгөлөктөрдүн илинишин караганбыз, бирок, алардын жардамы менен практикалык жактан анча чоң болбогон кыймыл өткөргүч катышын алууга болот. Көпчүлүк учурда, механикалык кыймыл өткөргүчтөр үчүн рационалдык жактан алганда бир жуп тиштүү дөңгөлөктөр  $U_{12}=5\dots 7$ .

Машина куруу практикасында өткөрүү катышы, бир топ чоң болуусун талап кылат. Ошондуктан, андай талапты аткаруу үчүн, бир канча жуп тиштүү дөңгөлөктөн турган татаал тиштүү механизмдер колдонулат.

Көп баскычтуу кыймыл өткөргүчтөр, качан чоң даражадагы өткөрүү катышын талап кылган учурда колдонулат. Бир баскычтуу өткөргүч андай санды бере албагандыктан, жетелөөчү дөңгөлөктүн өлчөмү абдан өсүп кетет. 5.6-сүрөттө алардын бирөөсү көрсөтүлгөн.

Мындай өткөргүчтөрдү үч баскычтуу кыймыл өткөргүч деп аташат. Бул механизм үч баскычтан турат жана аны төмөнкү дөңгөлөктөр түзөт:

1-2-биринчи б а с к ы ч;

2<sup>1</sup>-3- экинчи баскыч;

3<sup>1</sup>-4- үчүнчү баскыч.

Бул өткөргүчтөрдүн өткөрүү катышы төмөнкүгө барабар:

$$U_{14} = \frac{\omega_1}{\omega_4}.$$

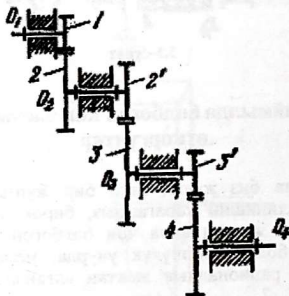
Ар бир жуп дөңгөлөктөрдүн өткөрүү катышын таап:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}; \quad U_{2'3} = \frac{\omega_{2'}}{\omega_3}; \quad U_{3'4} = \frac{\omega_{3'}}{\omega_4},$$

мындан,  $U_{14}$  тү өткөрүү катышы аркылуу туюнтсак,

$$U_{14} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = U_{12} \times U_{2'3} \times U_{3'4}. \quad (5.8)$$

Демек, көп баскычтуу тиштүү механизмдин өткөрүү катышы, баскычтардын ар биринин өткөрүү катыштарынын көбөйтүндүсүнө барабар.



5.6-сүрөт

Жалпылап туюнтсак,

$$U_{1n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = U_{12} \times U_{2'3} \times U_{3'4} \dots U_{(n-1)n}. \quad (5.9)$$

Механизмдин өткөрүү катышын, дөңгөлөктөрдүн тиштеринин саны аркылуу тапсак болот:

$$U_{14} = (-1)^m \frac{z_2}{z_1} \times \frac{z_3}{z_{2'}} \times \frac{z_4}{z_{3'}}.$$

Жалпылап алганда:



$$U_{1n} = (-1)^m \frac{z_2}{z_1} \times \frac{z_3}{z_{2'}} \dots \frac{z_n}{z^{l(n-1)}} \quad (5.10)$$

мында,  $(-1)^m$  -жалпы өткөрүү катышынын белгисин аныктоодо колдонулат,  $m$ -сырткы илиништердин саны.

Эгерде тескерисинче,  $n$ -звендон 1-звеного берүүчү катышын табуу керек болсо, ал:

$$U_{n1} = \frac{1}{U_{1n}} \quad (5.11)$$

*Тиштүү татаал өткөргүчтөрдүн экинчи түрү* (5.7-сүрөт) тиштүү катарлуу өткөргүчтөр деп аталат.

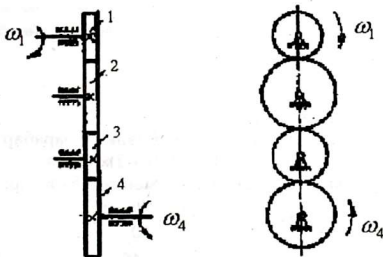
Мындай механизмдер кыймылды алыскы аралыкка берүү жана багытын өзгөртүү үчүн колдонулат. Мындай өткөргүчтөрдүн өткөрүү катышы:

$$U_{14} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = (-1)^m \frac{z_4}{z_1}$$

Жалпылап алганда,

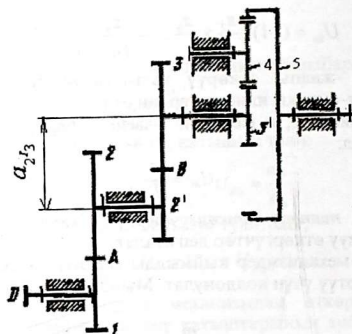
$$U_{1n} = (-1)^m \frac{z_n}{z_1} \quad (5.12)$$

Демек, мындай тиштүү механизмдин өткөргүч катышы акыркы жана алгачкы дөңгөлөктөрдүн тиштеринин сандарынын катышына барабар.



5.7-сүрөт

Ортосундагы 2-3-дөңгөлөктөр өткөрүү катышынын маанисине таасирин тийгизбейт, бирок ал, белгисин өзгөртпөйт. Бул дөңгөлөктөрдү «багыт өзгөртүүчү» деп коюшат.



5.8-сүрөт

2-мисал. Эгерде дөңгөлөктөрдүн тиштери төмөнкүгө барабар болсо:  
 $z_1=20, z_2=40, z_2'=15, z_3=45, z_3'=z_4=20, z_5=80,$

бардык дөңгөлөктөрдүн тишинин модулу  $m=10\text{мм}$ , жетелөөчү биринчи дөңгөлөктүн бир минутадагы айлануу жыштыгы  $n_1=1440\text{айл/мин}$ . Берилген 5.8-сүрөттөгү механизмдин кыймыл өткөрүү катышын,  $a_{2'3}$ -октордун аралыгын жана жетеленүүчү 5-дөңгөлөктүн октолгогучунун минутадагы айлануу жыштыгын аныктоо талап кылынат,

**Чыгарылышы:**

Механизм үч баскычтан турат жана аларды төмөнкү жуп дөңгөлөктөр түзөт:

1-6 а с кы ч 1-2; ( $z_1-z_2$ );

2-6 а с кы ч 2'-3; ( $z_2'-z_3$ );

3-6 а с кы ч 3'-4; 4-5; ( $z_3'-z_4$ ), ( $z_4-z_5$ ).

Жалпы кыймыл өткөрүүнүн катышы төмөнкүгө барабар:

$$U_{15} = U_{12} \times U_{2'3} \times U_{3'5} = (-2) \times (-3) \times (4) = 24.$$

Ар бир баскычка карата алганда, ал төмөнкүгө барабар:

$$1). U_{12} = (-1) \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{20} = -2;$$

$$2). U_{2'3} = (-1) \frac{z_3}{z_2'} = \frac{45}{15} = -3;$$

$$3). U_{3'5} = (-1)^2 \frac{z_5}{z_3'} = \frac{80}{20} = +4.$$

Бешинчи дөңгөлөктүн октолгогучунун (жетеленүүчү) айлануу жыштыгын төмөнкү барабардыктан аныкталат:

$$U_{15} = \frac{n_1}{n_5},$$

мындан,

$$n_5 = \frac{n_1}{U_{15}} = \frac{1440}{24} = 60 \text{ айл/мин}.$$

Жуп дөңгөлөктөрдүн окторунун аралыгы, төмөнкү формуладан аныкталат:

$$a_{2'3} = r_{2'} + r_3 = \frac{mz_{2'}}{2} + \frac{mz_3}{2} = 15 + 45 = 60 \text{ мм}.$$

### V тарам боюнча текшерүүчү суроолор

1. Тиштүү механизмдер кандай максат үчүн колдонулат?
2. Тиштүү механизмдер кайсыл негиз боюнча классификацияланат?
3. Октош татаал же октош эмес тиштүү механизмдердин өткөргүч катнашы кантип табылат?
4. Техникада качан ортоңку тиштүү дөңгөлөктүү механизмдер колдонулат?
5. Жалпак тиштүү кыймыл өткөргүчтөрдүн түрлөрүн атап бергиле жана алардын схемасын түзгүлө?
6. Кинематикалык анализдин максаты эмнеде жана анда колдонуучу ыкмаларды ага бергиле?
7. кыймыл өткөргүч катнашы деп эмнени айтабыз жана ал эмнеге барабар?
8. Көп баскычтуу кыймыл өткөргүч кайсыл учурда колдонулат?

## ***VI тарам Сателлиттүү тиштүү механизмдер***

Тиштүү дөңгөлөктүү механизмдерди долбоорлоодо, көпчүлүк машиналарда жана приборлордо, тахометрлерди, эсептеп чыгаруучу машиналардын басма механизмдеринде айлануу кыймылын чоң даражадагы өткөрүү катыш менен өткөрүп берүүнү талап кылынат. Ушундай учурларда көп звенолуу тиштүү механизмдер колдонулат. Чыгуучу октолгогучтагы бурчтук ылдамдыкты басандатса редуктор же болбосо көбөйтсө ал мультипликатор деп аталат.

Көп звенолуу тиштүү механизмдер жалпак, ошондой эле кейиндиктик болушу мүмкүн. Алар негизинен: бардык дөңгөлөктүн октору кыймылда болбогон тиштүү механизмдер жана кээ бирки дөңгөлөктөрдүн октору кыймылда болгон болуп эки түргө бөлүнүшөт. Тиштүү механизмдердин экинчи түрүнө планетардык жана дифференциалдык механизмдер кирет. Бул механизмдердин абдан чоң жетишкен жагы, анын чакандыгы жана жеңилдиги.

### **6.1 Көп звенолуу эки кыймылдуу планетардык механизмдердин кинематикасы**

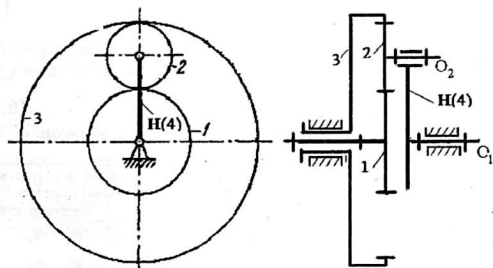
Биз ушул мезгилге чейин кээ бирки дөңгөлөктөрдүн геометриялык октору кыймылда болбогон тиштүү механизмдерди караганбыз. Ошондой эле, машина жана приборлорду куруу практикасында, кээ бир дөңгөлөктөрдүн геометриялык октору кыймылда болгон: тиштүү-рычактуу [2], сателлиттүү [1] же эпициклдик механизмдер абдан көп колдонулат.

Механизмдердин кыймыл санына жараша алар бир, эки жана бир канча кыймылдуу болуп бөлүнүшөт.

Эгерде механизмдин кыймыл саны эки же бир канча болсо, мындай механизм дифференциалдык механизм деп аталат.

6.1-сүрөттө көрсөтүлгөн механизм 4-кыймылдуу звенодон турат.

1,3-дөңгөлөктөр жана Н-звено  $O_1$ -огунун тегерегинде  $\omega_H$ -бурчтук ылдамдыгы менен айланышса, 2-дөңгөлөк болсо бир эле убакта  $O_1$  жана  $O_2$  окторунун тегерегинде  $\omega_2$  бурчтук ылдамдыгы менен айланат. Мында 1-3-дөңгөлөктөр борбордук дөңгөлөктөр деп, 2-жандооч (сателлит) дөңгөлөк деп, ал эми звено Н-жетелөөчү деп аталышат.



6.1-сүрөт. Дифференциалдык механизм

Чиймеде көрсөтүлгөн механизмде кыймылдуу 4 звено бар:  $n=4$ , бир кыймылдуу кинематикалык жуптар:  $P_1=4(0_1-1; 2-H; H-0; 3-0_1)$  жана эки кыймылдуу кинематикалык жуптар болсо:

$$P_1=2 (1-2; 2-3).$$

Анда механизмдин кыймыл санын Чебышевдын формуласы боюнча төмөнкүнү алабыз:

$$W=3n=2P_1=P_2=3 \times 4 - 3 \times 4 - 2 = 2.$$

Ошентип, механизмдин кыймыл саны экиге барабар болгондуктан, механизмдеги звенолордун кыймылы белгилүү кыймылда болуш үчүн эки жетелөөчү звенону талап кылат, башкача айтканда, эки звеного кыймыл берүү зарыл. Бир жетелөөчү звенодо мисалы, биринчи дөңгөлөктө (же H-звенодо) болгон болсо, анда калган звенолордун кыймылы белгилүү кыймылда болбойт.

Ошондуктан, звенолордун бурчтук ылдамдыктарынын катышы турактуу болбойт. Ошондой эле, мындай дифференциалдык тиштүү механизм турактуу кыймыл өткөргүч санга ээ боло албайт. Бирок, бардык звенолордун бурчтук ылдамдыктары бири-бири менен белгилүү көз карандылыкта байланышкан. Бардык звенолордун бурчтук ылдамдыктарын байланыштыруучу формуланы чыгарарбыз.

Механизмдеги 1,2,3 жана H-звенолордун бурчтук ылдамдыктарын  $\omega_1, \omega_2, \omega_3$  жана  $\omega_H$  менен белгилеп алсак, мындай механизмдердин кыймыл өткөрүү катышын аныктоо үчүн, «субулма» кыймыл ыкмасы деп аталган ыкма колдонулат. Бул ыкманын мааниси бүткүл механизмге, жетелөөчү бурчтук ылдамдыгына карама-каршы, бирок барабар болгон ( $-\omega_H$ ) кыймыл берилет. Анда жетелөөчү H-звено кыймылсыз болгон, «субулма» деп аталган механизм пайда болот.

Анда ал механизмдин звенолорунун тийиштүү бурчтук ылдамдыктары:

$$\begin{aligned}\omega_1^H &= \omega_1 - \omega_H, \\ \omega_2^H &= \omega_2 - \omega_H, \\ \omega_3^H &= \omega_3 - \omega_H, \\ \omega_H^H &= \omega_H - \omega_H = 0.\end{aligned}\quad (6.1)$$

болуп калышат же төмөнкү жадыбал түрүндө көрсөтүлгөндөй болот.

Звенолордун №	Чыныгы бурчтук ылдамдыктары	Кубулма механизмдин звенолорунун бурчтук ылдамдыктары
1	$\omega_1$	$\omega_1^H = \omega_1 - \omega_H$
2	$\omega_2$	$\omega_2^H = \omega_2 - \omega_H$
3	$\omega_3$	$\omega_3^H = \omega_3 - \omega_H$
H	$\omega_H$	$\omega_H^H = \omega_H - \omega_H = 0$

Эми «кубулма» механизмдин өткөрүү катышын туюнталы. H-жетелөөчүнүн бурчтук ылдамдыгы нөлгө барабар болуп калгандыктан 1-звенону кирүүчү звено десек, 3-звено болсо, чыгуучу звено болот. Булардын кыймыл өткөрүү катыштары:

$$U_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1^{(H)}}{\omega_3^{(H)}} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H}. \quad (6.2)$$

Экинчи жагынан дөңгөлөктөрдүн тиштеринин сандары аркылуу:

$$U_{13}^{(H)} = (-1) \frac{z_2}{z_1} \times \frac{z_3}{z_2} = \frac{z_3}{z_1},$$

мында,  $U_{13}^{(H)}$  - «кубулма» механизмдин, H-жетелөөчүсү кыймылсыз абалда болгон учурдагы өткөрүү катышы; m-тышкы илиништердин саны.

Бул учурда 6.1-сүрөттөн көрсөтүлгөн механизм үчүн:

$$U_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_3}{z_1}. \quad (6.3)$$

Бул барабардык 1,3 жана H-звенолорунун бурчтук ылдамдыктарын байланыштырат.

Талап кылгандай, механизмдин эки звеносуна белгилүү бурчтук ылдамдыктарды берип, үчүнчү звенонун ылдамдыгын таап алууга болот. Жалпысынан, эгерде дифференциалдык механизм n-дөңгөлөктөрдөн турган болсо, анда формула төмөнкүчө болот:



$$U_{1n}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_n - \omega_H} \quad (6.4)$$

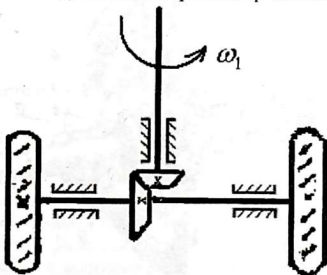
Бул формуладагы бурчтук ылдамдыктардын ордуна, звенолордун айлануу жыштыгын коюуга болот, анда:

$$U_{1n}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{n_n - n_H} \quad (6.5)$$

Бул формула, звенолордун кыймылы белгилүү болсун үчүн эки звеного кыймыл берүү зарылдыгын дагы бир ирет көрсөтүп турат. Мисалы,  $\omega_1$  жана  $\omega_n$ -ди берип,  $\omega_H$  ты табууга болот же,  $\omega_1$  жана  $\omega_H$  берип,  $\omega_n$  ди эсептеп чыгарууга мүмкүнчүлүк түзүлөт.

## 6.2 Автомобилдик дифференциалдардын кинематикасы

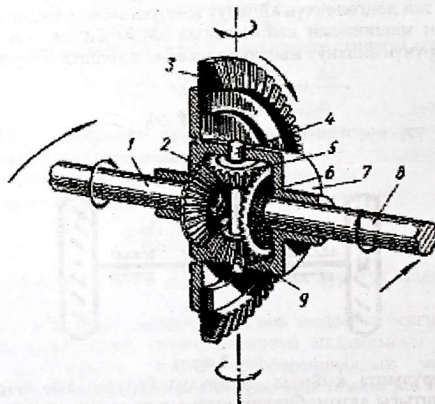
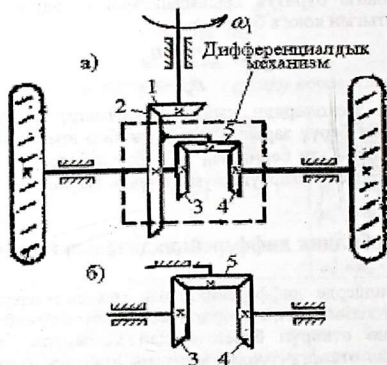
Автомобилдерде дифференциалдык механизмдердин жардамы менен айлануу кыймылын, мотордон жетелөөчү автомобилдин арткы дөңгөлөктөрүнө өткөрүп берет. Андай кыймылды, кадимки эле тиштүү кыймыл өткөргүчтөрдүн жардамы аркылуу өткөрүп берүүгө болобу деген суроо туулушу мүмкүн. Мисалы, 6.2-сүрөттөн көрсөтүлгөндөй. Жок, болбойт. Себеби ал сүрөттөн бир октолгогучка бекитилген эки дөңгөлөктүн айлануу жыштыгы бири-бирине барабар, жалпысынан машинанын кыймылында автомобилдин оң жана сол дөңгөлөктөрүнүн айлануу жыштыктарынын ар башка болуусу зарыл.



6.2-сүрөт

Мисалы, бурулушта кыймыл өткөрүлүп берүүдө эки дөңгөлөктүн айлануу жыштыгы автомобилдин кыймыл шартына жараша болуусу зарыл. Бул шарт, дифференциалдык механизмдин жардамы аркылуу аткарылат. 6.7-сүрөттөн автомобилдин жетелөөчү арткы

дөңгөлөктөрүнө дифференциалдык механизмдин жардамы аркылуу кыймыл берүүнүн схемасы көрсөтүлгөн. Дифференциалдык механизм: борбордук 3 жана 4 конустук дөңгөлөктөрдөн, алар автомобилдин



6.3-сүрөт

жетелөөчү дөңгөлөктөрү менен бирге жекече октолгогучтардан, конустук дөңгөлөк 5-жандоочу (сателлит) жана 2-жетелөөчүдөн турат. 2 (H)-жетелөөчү конустук дөңгөлөк түрүндө жасалган, ага айлануу кыймылы, 1-кордандык октолгогучтан жөнөкөй 1-2-конустук кыймыл өткөргүчтүн жардамы аркылуу өткөрүлүп берилет.

Борбордук 3-4 дөңгөлөктөрдүн жана 2-жетелөөчүнүн айлануу жыштыктарынын байланышкан туюнтмасынын формуласын жазабыз. (6.5) формуласынын негизинде төмөнкүнү алабыз:

$$U_{34}^{(2)} = \frac{n_3 - n_2}{n_4 - n_2} = \frac{\omega_3 - \omega_2}{\omega_4 - \omega_2}.$$

Мында,  $U_{34}^{(2)}$  3-дөңгөлөктөн 4-дөңгөлөккө өткөрүү катышы, 2-жетелөөчү кыймылсыз.

6.3,6-сүрөттөн 3-4-дөңгөлөктөрдүн тиштеринин сандары барабар болгондуктан,  $U_{34}^{(2)}$ -кыймыл өткөрүү катышы төмөндөгүгө барабар болот:

$$U_{34}^{(2)} = -\frac{z_4}{z_3} = -1.$$

(5-дөңгөлөк «багыт өзгөртүүчү» (паразиттик) болгондуктан ал катышпайт).

Анда,

$$\frac{n_3 - n_2}{n_4 - n_2} = -1,$$

же болбосо

$$n_3 - n_2 = -n_4 + n_2,$$

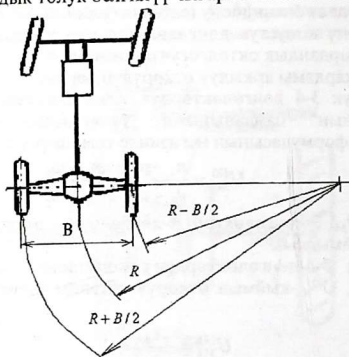
андан алабыз,

$$2n_2 = n_3 + n_4. \quad (6.6)$$

Бул формула жетелөөчүнүн жана автомобилдин оң жана сол дөңгөлөктөрүнүн айлануу жыштыктарынын байланышын туюнтат. Формуладан бир гана жетелөөчүнүн айлануу жыштыгы белгилүү болуп,  $n_2$ - эсептелет. Эгерде, автомобилдин дөңгөлөктөрүн жолдун бетинен көтөрүп койгон болсок (көтөргүчтүн жардамы менен), анда дөңгөлөктөрдүн айлануу жыштыктары белгилүү кыймылда болбойт (эки белгисиз бир теңдеме болуп калат). Мисалы, бир дөңгөлөктү токтотуп койсок. Дөңгөлөктөрдүн белгилүү кыймылдашы, автомобилдин кыймыл шартына көз каранды болот. Мисал, эгерде автомобиль тегиз түз жолдо бара жаткан болсо, анда эки дөңгөлөктүн айлануу жыштыктары бирдей болот жана (6,6) формулага төмөнкү барабардык кошумчаланат:

$$n_3 = n_4$$

Бул эки барабардык толук белгилүү чыгарылышка ээ болот.

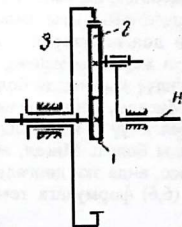


6.4-сүрөт. Автомобилдин бурулуудагы схемасы

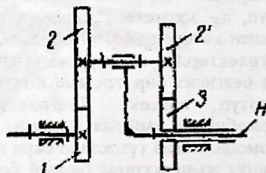
Эгерде автомашина (6.4)-сүрөттө көрсөтүлгөндөй кандайдыр бир радиус боюнча бурума-кыймылда болгон болсо, анда, дөңгөлөктөрдүн айлануу жыштыгы төмөнкү көз карандылык боюнча туюнтулат:

$$\frac{n_3}{n_4} = \frac{R + B/2}{R - B/2}$$

Бул барабардык, (6,6)-барабардык менен бирге эсептин белгилүү чыгарылышын берет.



6.5-сүрөт. 3-мисалга



6.6-сүрөт. 4-мисалга

Дифференциалдык механизмдерге башка мисалдарды карап көрөлү:

**3-мисал.** 6.5-сүрөттөгү дифференциалдык механизмдин дөңгөлөктөрүнүн тиштеринин сандары төмөнкүгө барабар:  $z_1=20$ ,  $z_2=40$ ,  $z_3=80$ . Биринчи жана экинчи дөңгөлөктөрдүн бурчтук ылдамдыктары төмөнкүгө барабар:  $\omega_1=100\text{сек}^{-1}$ ,  $\omega_3=50\text{сек}^{-1}$ . Н-жетелөөчү  $\omega_H$ -бурчтук ылдамдыгын табуу керек.

**Чыгарылышы:**

Биздин механизм үчүн (6.3) формуланы жазабыз:

$$U_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H},$$

$U_{13}^{(H)}$ -кубулма механизмдин кыймыл өткөрүү катышын табабыз (H-звенону токтотуп), ал тиштердин саны боюнча төмөнкүгө барабар:

$$U_{13}^{(H)} = (-1) \frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_2} = -\frac{z_3}{z_1} = -\frac{80}{20} = -4.$$

(2-дөңгөлөк «багыт өзгөртүүчү» болуп эсептелет).

Анда,

$$-4 = \frac{100 - \omega_H}{-50 - \omega_H},$$

андан төмөнкүнү алабыз:

$$\omega_H = -20\text{сек}^{-1}.$$

**4-мисал.** 6.6-сүрөттөгү дифференциалдык механизмде берилген дөңгөлөктөрүнүн тиштеринин сандары  $z_1=30$ ,  $z_2=60$ ,  $z_2^1=50$ . Бардык дөңгөлөктөрдүн модулдары бирдей. Дөңгөлөктөрдүн бурчтук ылдамдыктары төмөнкүгө барабар:  $\omega_1=50\text{сек}^{-1}$ ,  $\omega_3=100\text{сек}^{-1}$  H-звенонун бурчтук ылдамдыгын табуу талап кылынат.

**Чыгарылышы:**

3-дөңгөлөктүн тишинин саны «окшоштуктун» шартынын негизинде төмөнкүгө барабар:

$$r_1 + r_2 = r_2^1 + r_3,$$

же тиштердин саны боюнча:

$$z_1 + z_2 = z_2^1 + z_3,$$

андан,

$$z_3 = z_2 + z_2^1 - z_1 = 30 + 60 - 50 = 40.$$

Биздин механизм үчүн звенолордун бурчтук ылдамдыктарын туюнткан формуланын түрү төмөнкүчө:

$$U_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H},$$

мында,  $U_{13}^{(H)}$  - кыймылды 1-дөңгөлөктөн 3-дөңгөлөккө бергендиги кыймыл өткөрүү катышы (H-звено кыймылсыз болгондо).  
 Анда, ал тиштердин сандары боюнча:

$$U_{13}^{(H)} = (-1) \frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_2'} = (-1)^2 \frac{60 \times 40}{30 \times 5} = \frac{8}{5},$$

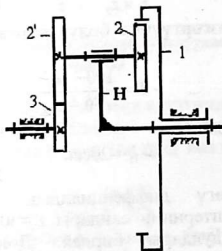
мындан,

$$\frac{8}{5} = \frac{50 - \omega_H}{100 - \omega_H},$$

төмөнкүнү алабыз:

$$\omega_H = 150 \text{сек}^{-1}.$$

**5-мисал.** 6.7-сүрөттөн көрсөтүлгөн дифференциалдык механизмдин H-жетелөөчүнин огунун айлануу жыштыгын жана 3-дөңгөлөктүн тишинин санын табууну талап кылат, эгерде бардык дөңгөлөктөрдүн модулдары бирдей жана алардын тиштеринин саны төмөнкүгө



6.7-сүрөт. 5-мисалга

барabar болсо:  $z_1=60$ ,  $z_2=20$ ,  $z_2'=25$ ; 1-3- дөңгөлөктөрдүн айлануу жыштыктары төмөнкүлөргө барabar:  $n_1=50$ айл/мин,  $n_3=100$ айл/мин.

**Чыгарылышы:**

3-дөңгөлөктүн тиштеринин санын, окшоштуктун шартынан табабыз.

$$a_{12} = a_2'.$$

же

$$r_1 + r_2 = r_3 - r_2'.$$

Башталгыч айланалардын радиустарын модулу жана тиштери боюнча туюнтуп, төмөнкүнү алабыз:

$$\frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{m}{2}(z_3 - z_2'),$$



же

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2^I,$$

андан,

$$z_3 = z_1 - z_2 - z_2^I = 60 - 20 - 25 = 5.$$

Дифференциалдык механизмдин айлануу жыштыгын туюнткан формуланы жазып алабыз:

$$U_{13}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H},$$

мында,  $U_{13}^{(H)}$  - кыймылды 1-дөңгөлөктөн 3-дөңгөлөккө бергендиги кыймыл өткөрүү катышы (H-звено кыймылсыз болгондо); анда, ал тиштердин сандары боюнча:

$$U_{13}^{(H)} = (-1) \frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_2'} = -\frac{20 \times 15}{60 \times 25} = -\frac{1}{5}.$$

Анда,

$$\frac{1}{5} = \frac{60 - n_H}{100 - n_H},$$

андан:

$$n_H = 112 \text{ айл/мин.}$$

### 6.3 Бир кыймылдуу планетардык механизмдер

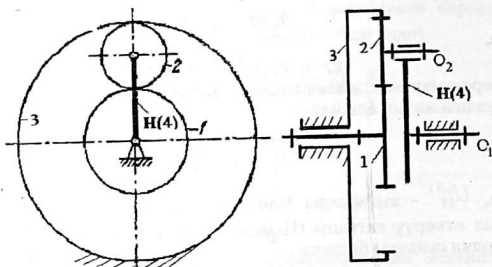
Эгерде 6.1-сүрөттөн көрсөтүлгөн жөнөкөй дифференциалдык механизмдин 3-дөңгөлөгүн кыймылсыз бекитип койсок, анын бурчтук ылдамдыгы  $\omega_3$  нөлгө барабар болот (6.8-сүрөт), ал эми (6.9) формула төмөнкүчө жазылышы мүмкүн:

$$U_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - U_{13}^3,$$

андан алабыз:

$$U_{1H}^3 = 1 - U_{13}^{(H)}, \quad (6.7)$$

бул, механизмдеги 1-дөңгөлөктөн H-звеносуна болгон  $-U_{13}^{(H)}$  кыймыл өткөрүүнүн катышы.



6.8-сүрөт. Планетардык механизм

6.8-сүрөттөгү 3-дөңгөлөк кыймылсыз болгондо, 2-дөңгөлөк, 3-дөңгөлөк боюнча тоголонот. Мындай механизмдин кыймыл саны Чебышовдун формуласы боюнча төмөнкүгө барабар:

$$W = 3n - 2P_1 - P_2 = 3 \times 3 - 2 \times 2 - 2 = 1.$$

Кыймылсыз октун айланасында айлануучу тиштүү дөңгөлөк борбордук дөңгөлөк деп аталат. Борбордук дөңгөлөккө карата эпициклдик кыймылга ээ болгон тиштүү дөңгөлөк планетардык же сателлиттик (жандооч) деп аталат. Ошондуктан, кээде планетардык тиштүү механизмдер сателлиттик тиштүү механизмдер деп аталат. Борбордук дөңгөлөк менен сателлитти байланыштырып турган Н-звено жетелөөчү деп аталат. (6.7) формуладан көрүнүп тургандай, планетардык өткөргүчтүн, кыймыл өткөрүү катышын табуу үчүн бирден, кадимки тиштүү өткөргүчтүн кыймыл өткөрүү катышын кемитүү зарыл (3-дөңгөлөктү кыймылсыз деп алганда). Ал эми кыймыл жетелөөчү Н-тан берилип 1-дөңгөлөктөн чыккан болсо, анда кыймыл өткөрүү катышынын туюнтмасы төмөнкүчө болот:

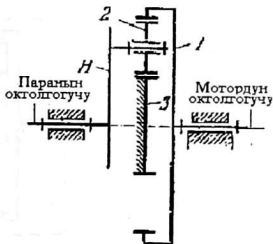
$$U_{H1} = \frac{1}{U_{1H}} = \frac{1}{1 - U_{13}^H}.$$

(6.7)-формуладан белгилүү болгондой, планетардык механизм абдан чоң жана эң кичинекей болгон кыймыл өткөрүү катышын өндүрүүгө жөндөмдүү. Ал үчүн, Н-звеносу кыймылсыз болгон учурда, кыймыл өткөрүү катышы 1ге жакын болуусу зарыл.

Планетардык механизмдин жардамы менен абдан чоң же эң кичине өткөрүү катышын алуу, бул планетардык механизмдерден артыкчылык жагы. Анын башка артыкчылыгы: конструкциясы жеңил жана чакан, жетелөөчү жана жетеленүүчү октолгогучтары окшош.

Жогорку келтирилген механизмдерге мисалдарды карап көрөлү:

**6-мисал.** Эгерде мотордун октолгогучунун айлануу жыштыгы:  $n_1 = 3000 \text{ айл/мин}$  ал эми дөңгөлөктөрдүн тиштеринин сандары төмөнкүгө барабар болсо:  $z_1 = 60$ ,  $z_2 = 16$ ,  $z_3 = 32$ . 6.9-сүрөттө көрсөтүлгөн планетардык механизмдин (өткөрүү катышын), мотордун 1-октолгогучунун учактын Н-парасына болгон кыймыл өткөрүү катышын жана паранын (винтин) айлануу жыштыгын табууну талап кылат.



6.9-сүрөт. 6-мисалга

**Чыгарылышы:**

Планетардык механизмдин кыймыл өткөрүү катышы төмөнкүгө барабар

$$U_{1H}^3 = 1 - U_{13}^H$$

мында  $U_{13}^H$  - «кубулма» механизмдин, Н-жетелөөчү кыймылсыз абалда болгон учурдагы өткөрүү катышы. Ал тиштердин сандары боюнча төмөнкүгө барабар:

$$U_{13}^{(H)} = (-1) \frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_2} = -\frac{z_3}{z_1} = -\frac{16}{60} = -0,266.$$

Анда,

$$U_{1H}^3 = 1 - U_{13}^H = 1 - (-0,266) = 1,266.$$

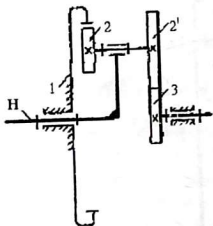
Н-паранын (винта) айлануу жыштыгын төмөнкү формула боюнча табабыз:

$$U_{1H}^3 = \frac{n_1}{n_2},$$

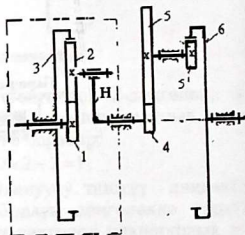
андан,

$$n_H = \frac{n_1}{U_{1H}^3} = \frac{3000}{1,266} = 2370 \frac{\text{айл}}{\text{мин}}$$

7-мисал. Эгерде Н-жетелөөчү  $n_1=1500$  айл/мин ылдамдыгы менен айланса, ал эми тиштүү дөңгөлөктүн тиштеринин сандары төмөнкүгө барабар болсо:  $z_1=80, z_2=20, z_2'=35, z_3=25$ . 6.10-сүрөттөн көрсөтүлгөн планетардык механизмдин кыймыл өткөрүү катышын жана 3-дөңгөлөктүн октолгогучунун айлануу жыштыгын табууну талап кылат.



6.10-сүрөт. 7-мисалга



6.11-сүрөт. 8-мисалга

### Чыгарылышы:

Планетардык механизмдин кыймыл өткөрүү катышы төмөнкүгө барабар:

$$U_{3H}^{(1)} = 1 - U_{31}^{(H)} = 1 - (-1) \frac{z_2' \times z_1}{z_3 \times z_2} = 1 + \frac{35 \times 80}{25 \times 20} = 6,6$$

Ал эми, 3-октолгогучтун айлануу жыштыгын төмөнкү формуладан табабыз:

$$U_{3H}^{(1)} = \frac{n_3}{n_H}$$

андан:

$$n_3 = U_{3H} \times n_H = 6,6 \times 1500 = 9900 \frac{\text{айл}}{\text{мин}}$$

8-мисал. Эгерде жетелөөчү механизмдин 1-октолгогучунун айлануу жыштыгы  $n_1=750$  айл/мин болсо, 6.11-сүрөттөн көрсөтүлгөн механизмдин жетеленүүчү 5-октолгогучтунун айлануу жыштыгын жана анын айлануу багытын табуу талап кылынат. Тиштүү дөңгөлөктүн тиштеринин сандары төмөнкүгө барабар:  $z_1=24, z_2=36, z_2'=12, z_3^1=z_4^1=16, z_5=48$ .

Бардык дөңгөлөктөрдүн модулдары бирдей.

**Чыгырылышы:**

Тиштүү дөңгөлөктөр, планетардык, (пунктар менен курчалган) жана эки баскычтуу октору кыймылсыз болгон эки механизмден турат. Ошондуктан, андай механизмдин жалпы кыймыл өткөрүү катышы төмөнкүгө барабар:

$$U_{15} = U_{1H} \times U_{H5},$$

мында,  $U_{1H}$  - планетардык механизмдин өткөрүү катышы;

$U_{H5} = U_{3'5}$  - эки баскычтуу тиштүү механизмдин өткөрүү катышы.

Бул өткөрүү катыштар төмөнкүгө барабар:

$$U_{1H} = 1 - U_{13}^H = 1 - (-1)^2 \frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_2'}.$$

Мында,  $U_{13}^H$  - «кубулма» механизмдин, H-жетелөөчү кыймылсыз абалда болгон учурдагы өткөрүү катышы, тиштердин сандары боюнча төмөнкүгө барабар

$$U_{H5} = U_{3'5} = (-1)^1 \frac{z_4 \times z_5}{z_3' \times z_4'}.$$

андан,

$$U_{15} = U_{1H} \times U_{H5} = \left( -1 \frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_2'} \right) \times \frac{z_4 \times z_5}{z_3' \times z_4'} \quad (a)$$

$z_3$  жана  $z_4$  - дөңгөлөктөрдүн белгисиз тиштеринин сандарынын октош болгон шарттан табабыз:

$$a_{12} = a_{2'3}; \quad a_{3'4} = a_{4'5},$$

же

$$r_1 + r_2 = r_2' + r_3; \quad r_3' + r_4 = r_5 - r_4',$$

жана

$$z_1 + z_2 = z_2' + z_3; \quad z_3' + z_4 = z_5 - z_4',$$

андан,

$$z_3 = z_1 + z_2' = 24 + 36 = -12 = 48,$$

$$z_4 = z_5 + z_4' = 48 + 16 + 16 = 80.$$

Табылган тиштердин сандарын формулага (a) коюп, андан алабыз:

$$U_{15} = -\left(1 - \frac{36 \times 48}{24 \times 12}\right) \times \frac{80 \times 48}{16 \times 16} = -15.$$

5-октолгогучтун айлануу жыштыгын төмүнкү формуладан алабыз:

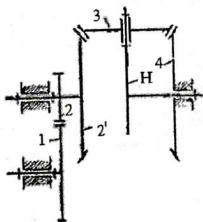
$$U_{15} = \frac{n_1}{n_5},$$

андан:

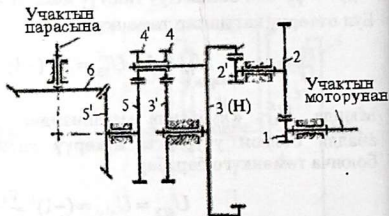
$$n_3 = \frac{n_1}{U_{13}} = \frac{750}{-15} = -50 \text{ ай/мин.}$$

5-дөңгөлөк, 1-дөңгөлөккө карама-каршы багытта айланат.

**Мисал.** Эгерде дөңгөлөктүн тиштеринин сандары төмөнкүгө барабар болсо:  $z_1=100$ ,  $z_2=50$ ,  $z_2'=54$ ,  $z_3=38$ ,  $z_4=52$ . 6.12- сүрөттөн редуктордун (вариатордон)  $U_{1H}$ -кыймыл өткөрүү катышын табуу талап кыланат.



6.12-сүрөт. 9-мисалга



6.13-сүрөт. 10-мисалга

**Чыгарылышы:**

Тиштүү механизм эки механизмден турат: сырттан илинишкен бир баскычтуу 1-2-кыймыл өткөргүчтөн жана конустук планетардык редуктордон (пункттар менен көрсөтүлгөн). Ошондуктан, анын жалпы кыймыл өткөрүү катышы төмөнкүгө барабар:

$$U_{1H} = U_{12} \times U_{2'H},$$

мында,  $U_{12}$  - бир баскычтуу тиштүү механизмдин өткөрүү катышы;

$U_{2'H}$  - конустук-планетардык механизмдин өткөрүү катышы.

Бул тиштердин саны боюнча өткөрүү катышы төмөнкүгө барабар:

$$U_{12} = (-1)^1 \frac{z_2}{z_1},$$

$$U_{2'H} = 1 - U_{2'4}^{(H)} = 1 - (-1) \frac{z_3 \times z_4}{z_2' \times z_3},$$

мында,  $U_{2'4}^{(H)}$  - «кубулма» механизмдин, H-жетелөөчүсү кыймылсыз абалда болгон учурдагы өткөрүү катышы;

Алар, тиштердин сандары боюнча төмөнкүгө барабар:



$$U_{H1} = U_{12} \times U_{2'H} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \times \left(1 + \frac{z_4}{z_{2'}}\right) = -\frac{50}{100} \left(1 + \frac{52}{54}\right) = -0,5(1 + 1,368) = -1.$$

**10-мисал.** Эгерде тиштеринин сандары төмөнкүгө барабар болсо:

$$z_1 = 13, z_2 = z_3 = 52, z_{2'} = 9, z_{3'} = 45, z_4 = z_{4'} = 11; z_5 = 48;$$

$$z_{5'} = 36; z_6 = 40, \text{ учактын парасынын редукторунун өзгөрүлмө кадам}$$

менен болгон  $U_{16}$  кыймыл өткөрүү катышын табуу талап кылынат.

### **Чыгарылышы:**

Берилген тиштүү дөңгөлөктүү механизм төрт баскычтан турат:

1-баскыч, сырттан илинген (1-2) кыймыл өткөрүү;

2-баскыч, ичтен илинишкен жуп (2<sup>1</sup>-3) кыймыл өткөрүү;

3-баскыч, планетардык механизм эки (3<sup>1</sup>-4, 4<sup>1</sup>-5<sup>1</sup>) жуп дөңгөлөктүү кыймыл өткөрүү;

4-баскыч, конустук жуп (5<sup>1</sup>-6<sup>1</sup>) дөңгөлөктүү кыймыл өткөрүү.

Ошондуктан, анын жалпы кыймыл өткөрүү катышы төмөнкүгө барабар:

$$U_{16} = U_{12} \times U_{2'3(H)} \times U_{H5} \times U_{5'6} = (-4) \times (5,77) \times 16 \times (-1,11) = 410,86$$

мында,  $U_{12}$ -бир баскычтуу сырттан илинген механизмдин өткөрүү катышы;

$U_{2'3}$  - бир баскычтуу ичтен илинген механизмдин өткөрүү катышы;

$U_{H5}$  - планетардык механизмдин өткөрүү катышы;

$U_{5'6}$  - конустук кыймыл өткөргүчтүн өткөрүү катышы.

Алар тиштеринин сандары боюнча төмөнкүгө барабар:

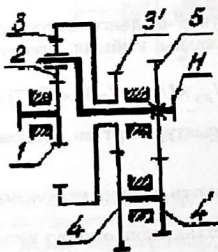
$$U_{12} = -\frac{z_2}{z_1} = -\frac{52}{13} = -4; U_{2'3} = \frac{z_3}{z_{2'}} = +\frac{52}{9} = 5,77,$$

$$U_{H5} = \frac{1}{U_{5H}} = \frac{1}{1 - U_{3'5}^H} = \frac{1}{1 - (-1)^2 \frac{z_4 \times z_5}{z_{3'} \times z_{4'}}} = \frac{1}{1 - \frac{17 \times 48}{45 \times 11}} = 16$$

$$U_{5'6} = -\frac{z_6}{z_{5'}} = -\frac{40}{36} = -1,11.$$

## 6.4 Туяк чынжырлуу дифференциалдык механизмдер

Дифференциалдык механизмдердин звенолору негизги октун айланасында айланат, ошондуктан негизги ок деп аталат. Эгерде механизмде үч негизги звено (эки борбордук дөңгөлөктөн жана жетелөөчү) болуп, алар кыймылдуу болсо, анда алар жогоруда айтылгандай механизмдер эки кыймылдуу болот жана дифференциал деп аталат. Эгерде дифференциалдын эки звеносун, кошумча дөңгөлөктөр менен байланыштырсак, анда ал туяк чынжырлуу дифференциалдык механизм деп аталган бир кыймылдуу татаал механизмге айланып калат. Мындай механизмдер оор жүк көтөрүүчү машиналарда абдан көп колдонулат. Мисалы, андай механизмдерди, 3-борбодук дөңгөлөк менен Н-жетелөөчүнү 6.14-сүрөт 3'-4 жана 4'-5 тиштүү жуптардан турган кошумча эки баскычтуу тиштүү өткөргүч менен байлап алууга болот.



6.14-сүрөт

Негизги звенолордун кыймыл өткөрүү катышын жана бурчтук ылдамдыктарын табуу үчүн эки теңдеме түзүүгө болот. Ал, Виллистин формуласынан-дифференциалдык механизм үчүн:

$$U_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H},$$

же, эске алып,

$$U_{13}^{(H)} = -\frac{z_3}{z_1},$$

андан төмөнкүнү алабыз:

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_3}{z_1} \quad (6.8).$$

Кошумча тиштүү кыймыл өткөрүү үчүн:

$$U_{35} = \frac{\omega_3}{\omega_5} = (-1)^2 \frac{z_4 \times z_5}{z_{3'} \times z_{4'}},$$

же  $\omega_5 = \omega_{H_1}$  -эске алып, андан,

$$\frac{\omega_3}{\omega_5} = \frac{z_4 \times z_5}{z_{3'} \times z_{4'}} \quad (6.9)$$

(6.8) жана (6.9)-теңдемелерин бирге чыгарып,  $\omega_1$ -маанисин берип,  $\omega_3$  жана  $\omega_H$ - маанилерин жана 1-дөңгөлөктөн жетелөөчү звеного чейин өткөрүү катышын таап алууга болот:

$$U_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H}.$$

Акыркысы, биз карап жаткан механизм үчүн төмөнкүгө барабар:

$$U_{1H} = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) \times \left(1 - \frac{z_4 \times z_5}{z_{3'} \times z_{4'}}\right).$$

6.15,6-сүрөттөн механизмдеги 1-3-звенолор эки кошумча  $3^1-4^1$  жана  $1^1-4$ -эки жуп дөңгөлөктөр менен байланышкан. Мындай механизмдерди кыймылдык талдоо үчүн, анын өткөрүү катышы аныкталат.

Өткөрүү катышты аныктоо үчүн жогорудагыдай эле дифференциалдык механизмге кубулма кыймыл берип, 1-3-дөңгөлөктөрдүн ортосундагы катышты издейбиз.

Ал (6.9) туюнтмадан төмөнкүнү алабыз:

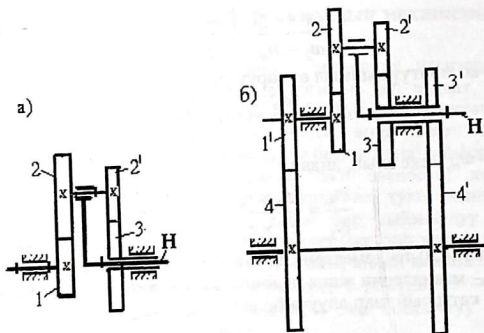
$$U_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \frac{\frac{\omega_1}{\omega_H} - 1}{\frac{\omega_3}{\omega_H} - 1} = \frac{U_{1H} - 1}{\frac{\omega_3}{\omega_H} - 1} \quad (6.10).$$

Экинчи жагынан, 6.15,а-сүрөттөгү механизм үчүн байланыш дөңгөлөктөрдүн, же баскычынын өткөрүү катышы:

$$U_{1'3'} = \frac{\omega_{1'}}{\omega_{3'}}, \quad (6.11).$$

мындан,

$$\omega_1 = \omega_1^1, \quad \omega_3 = \omega_3^1.$$



6.15-сүрөт. Туяк чыпжырлуу дифференциалдык механизм

Механизмдин жалпы өткөрүү катышы (6.10) жана (6.11) барабардыктарын бирге чыгаруудан төмөндөгү келип чыгат:

$$U_{13}^{(H)} = \frac{U_{1H} - 1}{\omega_1 - 1} = \frac{U_{1H} - 1}{U_{1'3'} \times \omega_H - 1} = \frac{U_{1H} - 1}{U_{1'3'}}$$

мындан,

$$U_{13} = \frac{U_{13}^H - 1}{U_{1'3'}^H - 1} \quad (6.12)$$

Ал эми,

$$U_{13}^H = -\frac{z_3}{z_1}$$

жана,

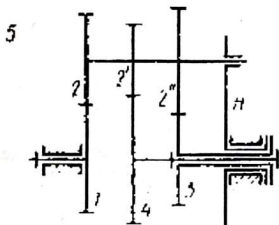
$$U_{1'3'} = \frac{z_4}{z_{1'}} \times \frac{z_{3'}}{z_{4'}}$$

$z_i (i = 1, 3, 3', 4, 4')$  - дөңгөлөктөрдүн тиштеринин сандары. Булардын маанилерин 6.12 ге коюп, механизмдин өткөрүү катышынын сан маанисин алабыз:

$$U_{IH} = \frac{\frac{-z_3 - 1}{z_1}}{\frac{\frac{z_1}{z_4 \times z_{3'}} - 1}{z_{1'} \times z_{4'}}} \quad (6.13)$$

Жогорку келтирилген механизмдерге мисалдарды карап көрөлү:

**11-мисал.** 6.16-сүрөтөгү эки баскычтуу планетардык кыймыл өткөрүү кутучасын Н-жетелөөчүдөн 1-дөңгөлөккө болгон кыймыл өткөрүү катышын жана биринчи дөңгөлөктүн айлануу жыштыгын табууну талап кылат.



6.16-сүрөт. 11-мисалга

а) 3-дөңгөлөк тормоздолгон болсо (биринчи ылдамдыктагы өткөрүү).

б) 4-дөңгөлөк тормоздолгон болсо (экинчи ылдамдыктагы өткөрүүчү дөңгөлөктөрдүн тиштеринин сандары)  $z_1=50$ ,  $z_2=49$ ,  $z_3=51$ ,  $z_4=48$  жана  $n_H=2500 \text{ мин/айл}$  айлануу жыштыгы белгилүү.

Берилбеген тиштердин сандары октоштуктун шарты боюнча аныкталат, дөңгөлөктөр нөлдүк, ал эми бардык дөңгөлөктөрдүн модулдары бирдей.

#### Чыгарылышы:

Эки баскыч тең төмөнкү жуп дөңгөлөктөрдүн жардамы менен аткарылат:

1-баскычтагы ылдамдык 1-2,  $2''-3$ ,  $2''-H$ ;

2-баскычтагы ылдамдык 1-2,  $2^1 \cdot 4$ ,  $2^1 \cdot H$ .

Кыймыл өткөрүү катышын табуудан мурда,  $z_1, z_2, z_2''$  берилбеген тиштердин сандарын аныктайбыз. Аны, тиштердин сандарын окшоштуктун шартынан таап алабыз:

$$A_{12} = A_2''^3; \quad A_{12} = A_2^1_3$$

же болбосо, бардык дөңгөлөктөрдүн модулдары бирдей болгондуктан:

$$z_1 + z_2 = z_2'' + z_3;$$

$$z_1 + z_2 = z_2^1 + z_4.$$

Биринчи барабардыктан төмөнкүнү алабыз:

$$z_2'' = z_1 + z_2 - z_3 = 50 + 49 - 51 = 48,$$

экинчи барабардыктан төмөнкүнү алабыз:

$$z_2^1 = z_1 + z_2 - z_4 = 50 + 49 - 48 = 51$$

Кыймыл өткөрүү катышы ар бир ылдамдыктын баскычы үчүн төмөнкүгө барабар:

$$1) \quad U_{H1}^{(3)} = \frac{1}{U_{1H}} = \frac{1}{1 - U_{13}^H} = \frac{1}{1 - (-1)^2 \frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_2''}} = \frac{1}{1 - (-1)^2 \frac{49 \times 51}{50 \times 48}} = -24,24;$$

$$2) \quad U_{H1}^{(4)} = \frac{1}{U_{1H}^{(4)}} = \frac{1}{1 - U_{14}^{(H)}} = \frac{1}{1 - (-1)^2 \frac{z_2 \times z_4}{z_1 \times z_2^1}} = \frac{1}{1 - \frac{49 \times 48}{50 \times 51}} = 12,87.$$

Ар бир ылдамдыктын баскычы үчүн, 1-чи дөңгөлөктүн айлануу жыштыгын төмөнкү барабардыктан табабыз:

$$U_{H1} = \frac{1}{U_{1H}^{(3)}} = \frac{1}{\frac{n_1}{n_H}} = \frac{n_H}{n_1},$$

мындан,

$$n_1 = \frac{n_H}{U_{H1}^{(3)}}.$$

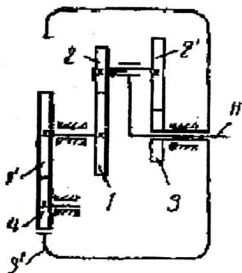
Ар бир ылдамдыктын баскычы үчүн  $n_1$  төмөнкүлөргө барабар:

$$1) \quad n_1 = \frac{n_H}{U_{H1}^{(3)}} = \frac{2500}{-24,24} = -103,14 \text{ айл/мин},$$

$$2) \quad n_1 = \frac{n_H}{U_{H1}^{(4)}} = \frac{2500}{-12,89} = -194,25 \text{ айл/мин}.$$



12-мисал. Дөңгөлөктөрдүн тиштеринин сандары төмөнкүгө барабар болгон болсо,  $Z_1=60, Z_{1'}=30, Z_2=50, Z_3=40, Z_{3'}=144; Z_4=406$ , 17-сүрөттөн көрсөтүлгөн туюк чынжырлуу дифференциалдык механизмдин жетелөөчү 1-чи октолгогучтан  $H$ -октолгогучуна болгон  $U_{1H}$ -кыймыл өткөрүү катышын табуу талап кылынат.



6.17-сүрөт. 12-мисалга

#### Чыгарылышы.

Эки кыймылда болгон негизги дифференциалдык механизмди төмөнкү тетиктер түзөт: 1-3-борбордук дөңгөлөктөр, 2 жана 2' сателлиттер жана  $H$ -жетелөөчү. Бул механизмге төмөнкүчө формуланы жазууга болот:

$$U_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} \quad (a)$$

мында,  $H$ -кыймылсыз деп алган учурда,  $U_{13}^H$ -1-дөңгөлөктөн 3-дөңгөлөккө болгон кыймыл өткөрүү катышы. Ал тиштердин сандары боюнча төмөнкүгө барабар:

$$U_{13}^H = (-1)^2 \frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_{2'}} = \frac{30 \times 40}{60 \times 5} = \frac{2}{5}$$

1-жана 3-дөңгөлөктөрдүн октолгогучтарына 1', 4, 3' дөңгөлөктөрдүн жардамы менен кыймылсыз октор аркылуу, турактуу кыймыл өткөрүү катышы боюнча байланышы, төмөнкүгө барабар:

$$\frac{n_1}{n_3} = U_{13} = -\frac{z_{3'}}{z_{1'}} = -\frac{144}{64} = -\frac{9}{4}$$

(4-дөңгөлөк « мите » болуп эсептелет),

мында,

$$n_3 = \frac{n_1}{U_{13}}$$

$n_3$  -маанисин (а) барабардыгына коюп, андан алабыз

$$U_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_1 \frac{1}{U_{13}} - n_H},$$

же болбосо,

$$n_1 - n_H = n_1 \frac{U_{13}^H}{U_{13}} - U_{13}^H \times n_H,$$

$$n_1 \left(1 - \frac{U_{13}^H}{U_{13}}\right) = n_H (1 - U_{13}^H).$$

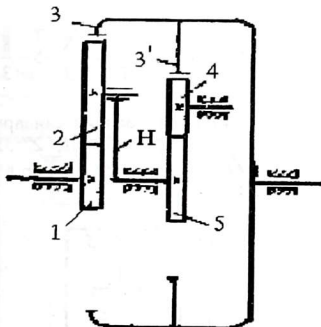
Мындан:

$$U_{1H} = \frac{n_1}{n_H} = \frac{1 - U_{13}^H}{1 - \frac{U_{13}^H}{U_{13}}} = \frac{1 - \frac{2}{5}}{1 - \frac{\frac{5}{9}}{\frac{4}{4}}} = 0,51$$

**13-мисал.** Дөңгөлөктөрдүн тиштеринин сандары төмөнкүгө барабар болгон болсо:  $z_1=20$ ,  $z_2=40$ ,  $z_3=100$ ,  $z_3^1=80$ ;  $z_4=25$ ;  $z_5=30$ . 6.18-сүрөттөн көрсөтүлгөн туюк чынжырлуу дифференциалдык механизмдин жетелөөчү 1-дөңгөлөктүн октолгогучунан 3-дөңгөлөктүн октолгогучуна болгон  $U_{13}$ -кыймыл өткөрүү катышын табууну талап кылат.

#### **Чыгарылышы.**

Эки кыймылда болгон 1,2,3 жана H-жетелөөчүдөн турган дифференциалдык механизм, алардын H-жетелөөчүнүн жана 3-дөңгөлөктүн октолгогучтары 3<sup>1</sup>,4,5-дөңгөлөктөрдүн жардамы менен байланышкан турактуу кыймыл өткөрүүчүсү болот (бул дөңгөлөктөрдүн октору кыймылсыз).



6.18-сүрөт. 13-мисалга

Берилген жекече эки кыймылда болгон дифференциалдык механизм үчүн төмөнкүгү жазууга болот.

$$U_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H}, \quad (a)$$

мында,

H-шарттуу кыймылсыз деп алган учурда,  $U_{13}^H$ -1-дөңгөлөктөн 3-дөңгөлөккө болгон кыймыл өткөрүү катышы.

Ал тиштердин сандары боюнча төмөнкүгө барабар:

$$U_{H3} = \frac{n_H}{n_3} = -\frac{z_{3'}}{z_5} = -\frac{80}{30} = -\frac{8}{3}$$

(4-дөңгөлөк « м и т е » болуп эсептелет).

Акыркы барабардыктан алабыз,

$$N_H = n_3 \times U_{H3}.$$

$n_H$ -маанисин (a) барабардыкка коюп төмөнкүгү алабыз;

$$U_{13}^H = \frac{n_1 - n_3 \times U_{H3}}{n_3 - n_3 \times U_{H3}}$$

же болбосо

$$n_1 - n_3 \times U_{H3} = n_3 \times U_{13}^H - n_3 \times U_{H3} \times U_{13}^H$$

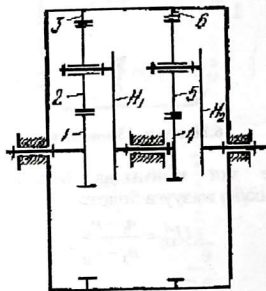
$$n_1 - n_3(U_{H3} + U_{13}^H - U_{H3} \times U_{13}^H),$$

мындан,

$$U_{13} = \frac{n_1}{n_3} = U_{H3} + U_{13}^H - U_{H3} \times U_{13}^H = -\frac{8}{3} - 5 - \frac{8}{3} \times 5 = -21.$$

**14-мисал.** Эгерде дөңгөлөктүн тиштеринин сандары төмөнкүлөргө барабар болсо:  $Z_1=22$ ,  $Z_2=31$ ,  $Z_3=Z_6=84$ ,  $Z_4=18$ ,  $Z_5=33$ .

6.19-сүрөттөн көрсөтүлгөн редуктордун  $U_{1H2}$ -кыймыл өткөрүү катышын табууну талап кылат,



6.19-сүрөт. 14-мисалга

**Чыгарылышы:**

Кыймыл 1-борбордук дөңгөлөктүн октолгогучуна берилип,  $H_2$ -жетелегичтин октолгогучунан алынат. Анда редуктордун жалпы кыймыл өткөрүү катышы төмөндөгүгө барабар болот:

$$U_{1H2} = U_{14}^{(3)} \times U_{4H2}^{(6)}$$

андан эске алып  $\omega_{H1} = \omega_4$ , мындан биринчи баскыч үчүн төмөнкүнү жазабыз:

$$U_{14}^{(3)} = 1 - U_{1H}^{(H_1)} = 1 - (-1) \frac{z_3}{z_1} = 1 + \frac{84}{22} = 4,81;$$

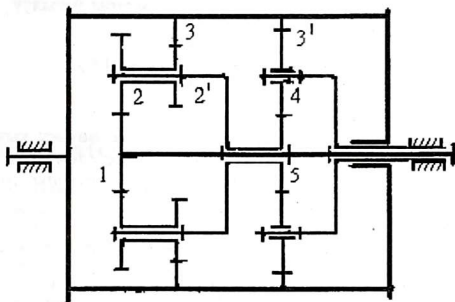
Ал эми экинчи баскыч үчүн:

$$U_{4H2}^{(6)} = 1 - U_{46}^{(H_2)} = 1 - (-1) \frac{z_6}{z_4} = 1 + \frac{84}{18} = 5,66$$

Алынган маанилерин (а) формулага коюп төмөнкүнү алабыз:

$$U_{1H} = U_{14}^{(3)} \times U_{4H}^{(6)} = 4,81 \times 5,66 = 27,22.$$

**15-мисал.** 6.20-сүрөттөн көрсөтүлгөн туюк чынжырлуу дифференциалдык механизмдин 1-борбордук дөңгөлөктүн, 3-кыймылда болгон барабанга чейинки  $U_{13}^H$ -кыймыл өткөрүү катышын жана анын  $\omega_3$ -бурчтук ылдамдыгын табууну талап кылат.



6.20-сүрөт. 15-мисалга

Дөңгөлөктүн тиштеринин сандары берилген,

$$Z_1 = Z_2' = Z_3 = 11; \quad Z_2 = Z_4 = 32$$

жана 1-дөңгөлөктүн октолгогучунун бурчтук ылдамдыгы  $\omega_1 = 100$  рад/сек.

**Чыгарылышы:**

Алдын ала берилген 3-3' - дөңгөлөктөрдүн тиштеринин сандарын аныктап алабыз. Тиштердин сандарын октоштуктун шарты боюнча табабыз.

$$A_{12} = A_{23}^1; \quad A_{54} = A_{43}^1;$$

же болбосо, бардык дөңгөлөктөрдүн модулдары бирдей болгондуктан,

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2;$$

андан,

$$z_3' = z_5 + 2z_4.$$

Биринчи барабардыктан төмөнкүнү алабыз:

$$z_3 = z_1 + z_2 + z_2' = 11 + 32 + 11 = 54.$$

Экинчи барабардыктан төмөнкүнү алабыз:

$$z_3' = z_5 + 2z_4 = 11 + 2 \times 32 = 75.$$

Берилген эки кыймылда болгон дифференциалдык механизмдин негизги звенолору болуп, 1-3-борбордук дөңгөлөктөр, 2-2'-сателлиттер жана H-жетелөөчү эсептелет.

Берилген механизм үчүн төмөнкү Виллистин формуласын жазууга болот:

$$U_{13}^{(H_1)} = \frac{\omega_1 - \omega_{H_1}}{\omega_1 - \omega_{H_1}}, \quad (a)$$

Экинчи жагынан дөңгөлөктүн тиштеринин сандары аркылуу

$$U_{13}^{(H)} = (-1) \frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_2'} = -\frac{32 \times 54}{11 \times 11} = -14,23,$$

мында,  $U_{13}^{(H)}$ - «кубулма» механизмдин,  $H$ -жетелөөчөсү кыймылсыз абалда болгон учурдагы өткөрүү катышы,  $H$ -жетелөөчүнүн жана 3-дөңгөлөктөрдүн арасындагы кыймыл өткөрүү катышы төмөнкүгө барабар:

$$U_{H_1 3}^{(3)} = \frac{\omega_{H_1}}{\omega_3} = -\frac{z_3'}{z_5} = -\frac{75}{11} = -6,8$$

(4-дөңгөлөк «м ит е» болуп эсептелет).

Акыркы барабардыктан алабыз:

$$\omega_{H_1} = \omega_3 \times U_{H_1 3}^{(3)}.$$

$\omega_{H_1}$ -маанисин (a) барабардыгына коюп төмөнкүнү алабыз:

$$U_{13}^{(H_1)} = \frac{\omega_1 - \omega_3 \times U_{H_1 3}^{(3)}}{\omega_3 - \omega_3 \times U_{H_1 3}^{(3)}},$$

же болбосо,

$$\omega_1 - \omega_3 \times U_{H_1 3}^{(3)} = U_{13}^{(H_1)} \times \omega_3 - U_{13}^{(H)} \times \omega_3 \times U_{H_1 3}^{(3)}$$

$$\omega_1 = \omega_3 (U_{13}^{(H_1)} - U_{13}^{(H)} \times U_{H_1 3}^{(3)}),$$

андан

$$U_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = U_{13}^{(H_1)} - U_{13}^{(H)} \times U_{H_1 3}^{(3)} = 14,23 + 14,23 \times (-68) = -14,2 + 96,76 = -110,96$$

3-барабардыктын бурчтук ылдамдыгын төмөнкү формула аркылуу табабыз:



$$U_{13}^{(H_1)} = \frac{\omega_1}{\omega_3},$$

мындан,

$$\omega_3 = \frac{\omega_1}{U_{13}^{(H_1)}} = \frac{100}{110,96} = -0,99 \text{ сек/рад}.$$

## VI тарам боюнча текшерүүчү суроолор

1. Кандай кыймыл өткөргүчтөрдү планетардык деп айтабыз?
2. Бир же андан көп кыймылдуу планетардык механизмдерден өзгөчөлүгү жөнүндө айтып бергиле жана алардын кинематикалык схемасын түзгүлө
3. Техникада негизинен планетардык механизмдердин кандай схемасы колдонулат?
4. Бир баскычтуу планетардык механизмдин схемасын түзгүлө жана анын өткөргүч катнашын тапкыла?
5. Планетардык механизмдерди кинематикалык анализдөө, кубулма ыкманы колдонуунун максаты эмнеде?
6. Дифференциалдык кыймыл өткөргүчтүн, планетардык механизмден айырмасы эмнеде?
7. Планетардык кыймыл өткөргүчтүн артыкчылыгы жана кемчилдик жактары?
8. Катар жайланышкан тиштүү редуктор деп эмнени айтабыз?
9. Планетардык редуктор деп эмнени айтабыз?
10. Эки баскычтуу катар жайланышкан тиштүү редуктордун схемасын түзгүлө жана өткөргүч катнашынын формуласын жазгыла?

## ***V II тарам Көп звенолуу механизмдердин кинематикасы***

Механизмдерди долбоорлоп аларды түзүүдө негизги параметрлердин бири болуп, кинематикалык мүнөздөөчү параметрлер эсептелет. Аларга: чекиттердин траекториялары, механизмдин звенолорунун ылдамдыктары жана ылдамдануусу кирет.

Кинематикалык мүнөздөөчү параметрлерди билүү, ошондой эле динамикалык эсептөө жүргүзүүдө керектүү параметр болот.

Механизмдин звенолорундагы кинематикалык параметрлерди билүү механизмди долбоорлоп түзгөнгө чейинки алардын звенолорунун бекемдигин, термелүүгө турактуулугун, жешилүүгө бекемдик турактуулугун, муунак жаздыктын бекемдигин жана башка долбоорлоо процессиндеги ушул сыяктуу керектүү параметрлерди эсептейт.

Кинематикалык параметрлер боюнча конструктор тыянак чыгарат, звенолордун өлчөмдөрүн аныктоодо жана структуралык схеманы тандап алынууда долбоорлоо процессиндеги негизги чечилип жаткан эсептин канчалык денгээлде жүргүзүлүп жатканын мүнөздөйт. Ошол себептен механизмге коюлган талаптарга жооп берүүчү механизмди долбоорлоп түзүүнүн алдында, механизмдин кинематикасын мүнөздөөчү параметрлерин аныктоочу ыкмаларды билүү зарыл.

Ал ыкмалардын бирөөсү механизмдерди графикалык ыкма менен изилдөө. Графикалык ыкма көп звенолуу механизмдерди анализдөөдө колдонулат.

### **7.1 Тиштүү механизмдерди графикалык ыкма**

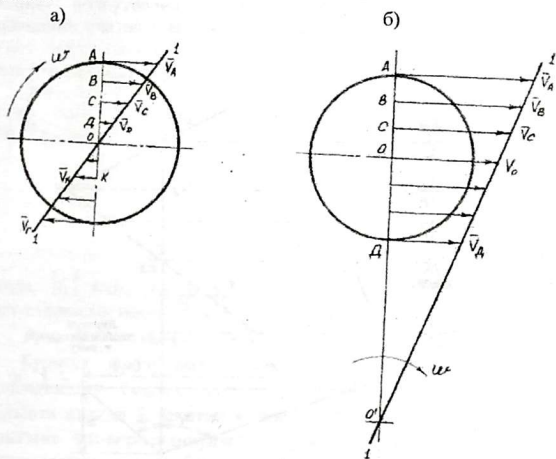
#### **боюнча изилдөө**

Тиштүү механизмдерди изилдөөнү графикалык ыкма менен жүргүзүү мүмкүн. Көбүнчө, татаал көп звенолуу тиштүү механизмдерди изилдөөдө абдан ыңгайлуу ыкма.

Тиштүү механизмдерди көп баскычтуу планетардык жана дифференциалдык редукторлорду изилдөөдө Н.Э Бауман атындагы МВТУнун проф. Л.В Смирнов графикалык ыкманы колдонууну ойлоп тапкан.

Звенонун каалаган чекитинин ылдамдыгы, кандайдыр бир звеного (дөңгөлөк, жетелөөчү ж.б.) салыштырмалуу, ал айлануу кыймылда болгон учурда, кыймылсыз октун айланасынын радиусуна пропорционалдуу. Ошондуктан, мисалы, дөңгөлөк О-кыймылсыз чекиттин айланасында айланса (7.1-сүрөт) анда тигинен диаметр боюнча жайланышкан звенонун чекиттеринин векторлорунун учтары, «О»-чекитинен өткөн 1-1 түз сызыгында жатат.

Бул түз сызык берилген звенонун ылдамдыгынын сүрөтү деп аталат.



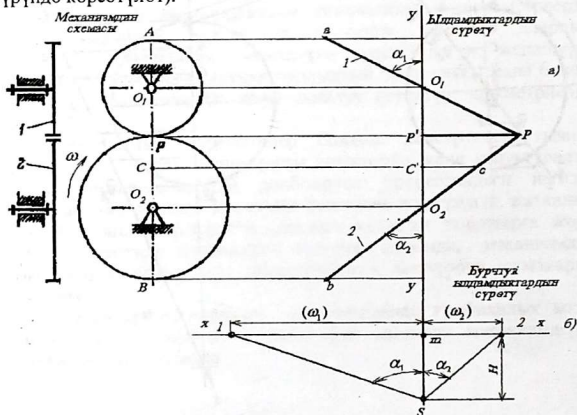
7.1-сүрөт. Звенонун чекитинин ылдамдыктарынын сүрөтү: а-звено кыймылсыз октун айланасында айланат; б-звено гатаал кыймыл жасаганда

Эгерде звено гатаал кыймыл жасаган болсо (мисал, дифференциалдык механизмдин сателлити), анда ал кыймылды, теориялык механиканын курсунан белгилүү болгондой, көз ирмемде айлануу борбору болгон, айлануу кыймыл катары кароого болот. Ошондуктан, (7.1,б-сүрөттөн)  $O'$ ,  $A$ -түз сызыгы боюнча жайланышкан звенонун чекиттеринин бардык векторлорунун учтары, көз ирмемде

айлануу борбору  $O_1$ -чекитинен өткөн 1-1 түз сызыгында жаткан болот. Ошентип, эгерде кандайдыр бир звенонун эки чекитинин ылдамдыгынын векторлору белгилүү болгон болсо, анда ошол векторлордун учтары аркылуу түз сызык жүргүзүп, звенонун ылдамдыгынын сүрөтүн өтө оңой алууга болот. Ушундай ыкманын негизинде тиштүү механизмдерди графикалык ыкма аркылуу изилдейбиз. Ал звено үчүн удаасы менен ылдамдыктын сүрөтүн тургузуп алып, механизмдеги звенолордун ылдамдыгынын сүрөтүн тургузуу мүмкүн.

Башталышында эң жөнөкөй болгон, эпициклдик тиштүү дөңгөлөктөн турган механизмди карап көрөлү:

7.2-сүрөттөн белгилүү масштаб менен 1-2-тиштүү жуп дөңгөлөктөрдүн кинематикалык схемасы көрсөтүлгөн (тиштүү дөңгөлөктөрдүн кинематикалык схемасы башталгыч айланалар түрүндө көрсөтүлөт).



7.2-сүрөт. Жөнөкөй тиштүү механизм үчүн ылдамдыктардын сүрөтүн түзүү

$O_1, O_2$  борбордук сызыгына жарыш болгон тигинен «у-у» түз сызыгын жүргүзөбүз (7.2,а-сүрөт) жана ага мүнөздөлгөн бардык чекиттерди көчүрүп, андан -  $O_1, O_2, P'$ -чекиттерин алабыз.

$P'$ -чекиттен у-у сызыгына перпендикуляр болгон  $[P'P]$ -үзүндү сызыгын жүргүзөбүз, ал  $\mu$ -масштапта эки дөңгөлөккө тең бирдей тиешелүү болгон  $P$  чекитинин ылдамдыгынын векторлору болуп эсептелет:

$$V_{P_1} = V_{P_2} = \mu_V [P' P].$$

Андан кийин,  $P$  жана  $O_1$ -чекиттери аркылуу  $1(P-O_1-a)$ , түз сызык жүргүзүп, 1-дөңгөлөктүн ылдамдыгынын сүрөтүн алабыз (дөңгөлөктүн айлануу огундагы  $O_1$  чекитинин ылдамдыгы нөлгө барабар болгондуктан,  $O_1$  чекити у-у түз сызыгында жатат). Ушул сыяктуу  $P$  жана  $O_2$  чекиттери аркылуу  $2(P-O_2-e)$ - түз сызыгын жүргүзүп, 2-дөңгөлөктүн ылдамдыгынын сүрөтүн алабыз. Ошентип, механизмдин ылдамдыгынын сүрөтү тургузулуп бүткөн болот.  $a'$  жана  $e'$   $e$ -үзүндү сызыктар тиштүү дөңгөлөктөрдүн  $A$  жана  $B$  чекиттеринин ылдамдыктары болот.

Кандайдыр бир белгисиз чекиттин ылдамдыгын аныктоо үчүн, мисалы, 1-дөңгөлөктүн  $C$  чекитин, ал үчүн  $C$ -чекиттинен горизонталдык түз сызык жүргүзөбүз, ылдамдыктын сүрөтү болгон 1-сызык менен кесилишкенге чейин, андан  $C'C$ -үзүндү сызык, ошол чекиттин ылдамдыгынын векторун көрсөтөт.

Звенолордун бурчтук ылдамдыктары менен ар бир түз сызык түзгөн жана у-у сызыктын бурчтары пропорционалдуу экендигин байкоого болот:

$$\begin{aligned} \omega_1 &= \frac{V_{P_1}}{r_1} = \frac{\mu_V [P' P]}{\mu_e [r_1]} = \frac{\mu_V}{\mu_e} \operatorname{tg} \alpha_1, \\ \omega_2 &= \frac{V_{P_2}}{r_2} = \frac{\mu_V [P' P]}{\mu_e [r_2]} = \frac{\mu_V}{\mu_e} \operatorname{tg} \alpha_2. \end{aligned} \quad (7.1)$$

мында,  $[r_1]$  жана  $[r_2]$  -дөңгөлөктөрдүн башталгыч айланаларынын радиустарынын масштабдык чоңдуктары;

$\mu_e$  -дөңгөлөктөрдүн өлчөмдөрүнүн түз сызыктуу масштабы.

Бурчтук ылдамдыктын планын түзүү үчүн, у-у сызыгына перпендикуляр болгон  $x-x$  түз сызыгын жүргүзөбүз,  $H$  эркин аралыкта жаткан  $S$  чекитин тандап алабыз. Ошол  $S$ -чекитинен  $x-x$  сызыгына  $sm$ -перпендикуляр түшүрөбүз (7.2,6-сүрөт). Андан ары ылдамдыктын сүрөтү болгон 1-2-сызыктарына жарыш болгон  $S$ -чекитинен  $S1$  жана  $S2$  сызыктарды жүргүзөбүз. Анда,  $[\omega_1]$  жана  $[\omega_2]$  -үзүктөрү  $x-x$  сызыгында белгилүү масштабда  $\omega_1$  жана  $\omega_2$  бурчтук ылдамдыктарды көрсөтөт.

Чындыгында, (7.1-формуладан):

$$\omega_1 = \frac{\mu_V}{\mu_e} \operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{\mu_V [m-1]}{\mu_e \times H} = \mu_\omega \times [m-1],$$

$$\omega_2 = \frac{\mu_v}{\mu_e} \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{\mu_v [m-2]}{\mu_i \times H} = \mu_\omega \times [m-2]. \quad (7.2)$$

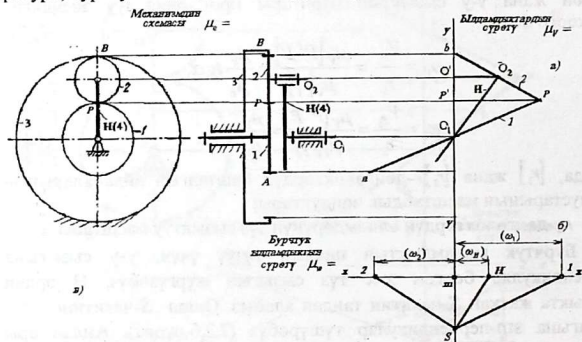
мында,  $\mu_\omega = \frac{\mu_v}{\mu_i \times H}$  - бурчтук ылдамдыктын масштабы.

Белгилеп кетсек, түз сызыктын жана бурчтук ылдамдыктын сүрөтүн түзүүдө  $\mu_v$  жана  $\mu_e$  - масштабы эркин болуп, аларды табуунун кажеты жок. Эгерде бир дөңгөлөктүн бурчтук ылдамдыгы берилген болсо (Мисалы 1-дөңгөлөктүн), анда бурчтук ылдамдыктын масштабын оной эле табууга болот.

Кыймыл өткөрүү катышы, бурчтук ылдамдыктын планынан төмөнкүгө барабар:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{[m-1]}{[m-2]}.$$

Кесиндилердин катышы боюнча (7.2) табылат, б-сүрөттө көрсөтүлгөн фигура, бурчтук ылдамдыктын сүрөтү деп аталат.



7.3-сүрөт. Планетардык механизмдер үчүн ылдамдыктардын планын сүрөтүн түзүү

Планетардык механизмдин түз сызыктуу жана бурчтук ылдамдыгынын планын түзүүнү карап көрөлү:

7.3-сүрөттөн масштаб менен планетардык механизмдин кинематикалык схемасы көрсөтүлгөн. Борбордук сызыкка жарыш



болгон у-у сызыгын жүргүзөбүз жана ага барабар бир аттуу чекиттерди түшүрөбүз.

Дөңгөлөктүн өлчөмдөрү жана 1-дөңгөлөктүн бурчтук ылдамдыгы берилген деп эсептеп, 1-дөңгөлөктүн  $P$  чекитинин  $V_P$ -айланма ылдамдыгын табабыз.

$P'$  чекиттен  $[P' P]$  эркин үзүндү түрүндө коебуз, бул вектор 1-дөңгөлөктүн жана айлана боюнча болгон 2-дөңгөлөктүн ылдамдыгы.  $P$  чекитин  $O_1$  чекити менен туташтырып ( $O_1$  чекитинин ылдамдыгы нөлгө барабар болгондуктан, ал У-У сызыгында жаткан болот), 1-сызыкты алабыз, ал 1-дөңгөлөктүн ылдамдыгынын сүрөтү болот. 2-дөңгөлөккө өтөбүз. Бул дөңгөлөктүн  $P$  чекитинин ылдамдыгы белгилүү (ал ошол эле биринчи дөңгөлөктүн  $P$  чекитинин ылдамдыгына барабар) жана  $B$  чекитинин ылдамдыгы нөлгө барабар. Ошондуктан,  $P$  чекитин  $B$ -чекити менен туташтырып, 2-сызыкты алабыз, ал болсо, 2-дөңгөлөктүн ылдамдыгынын сүрөтү болуп эсептелет.  $H$ -жетелөөчүгө өтөбүз.  $H$ -жетелөөчүнү ошондой эле, эки чекиттин ылдамдыгы белгилүү: чекиттер,  $O_2$  сателлиттин борборуна дал келүүчү, 2-бул чекиттин ылдамдыгы  $O_1^1 O_2$  кесик үзүндү аркылуу аныкталат, жана чекит,  $H$ -жетелөөчүнүн  $O_1$  айлануу огуна дал келет. Ошондуктан,  $O_2$  жана  $O_1$  чекиттерин туташтырып,  $H$ -сызыгын алабыз, ал болсо,  $H$ -жетелөөчүнүн ылдамдыгынын сүрөтү болуп эсептелет.

Механизмдин бурчтук ылдамдыгынын сүрөтүнүн планы жогоркуга окшоп түзүлөт: борбордук сызыкка перпендикуляр болгон  $x-x$  түз сызыгын жүргүзөбүз жана  $S$ -чекитинен 1,2 жана  $H$ -сызыктарына  $x-x$  сызыгы менен кесилишкенге чейин жарыш болгон шоолаларды жүргүзөбүз.

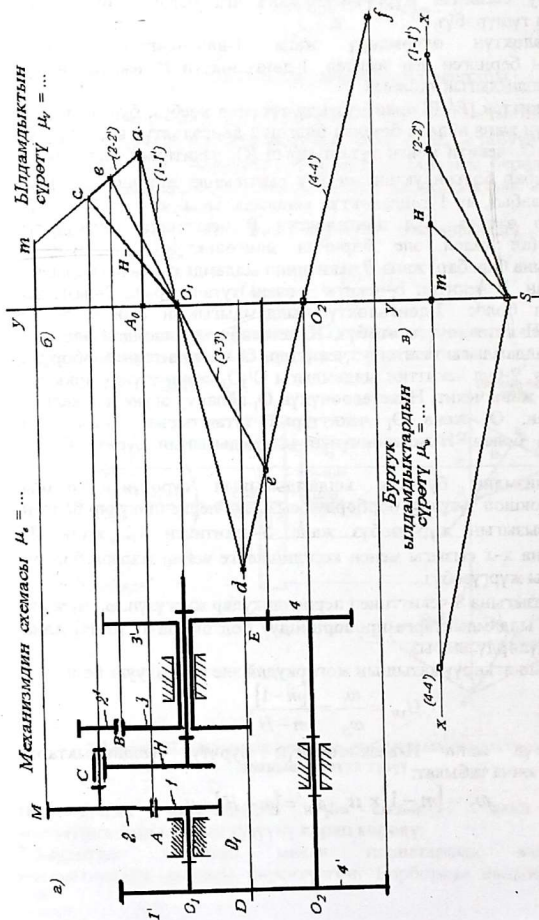
$x-x$ -сызыгына  $S$ -чекиттинен перпендикуляр жүргүзүп,  $\omega_1$ ,  $\omega_2$  жана  $\omega_H$ -бурчтук ылдамдыктарга пропорциодуу болгон,  $[m-1]$ ,  $[m-H]$  жана  $[m-2]$ -үзүндүлөрдү алабыз.

Кыймыл өткөрүү катышын жогоркудай эле таап алууга болот:

$$U_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{[m-1]}{[m-H]}.$$

2-дөңгөлөктүн жана  $H$ -жетелөөчүнүн бурчтук ылдамдыктары формула боюнча табылат:

$$\omega_2 = [m-1] \times \mu_\omega; \omega_H = [m-H] \times \mu_\omega.$$



7.4-сүрөт. Туяк чыңжырлуу дифференциалдык механизмдер үчүн ылдамдыктардын сүрөтүн түзүү

Качан, дөңгөлөктөрдүн ылдамдыктарынын сүрөттөрү « $m$ »-тигинен сызыктын, эки жагында жайланышкан учурда гана,  $[m-1]$ ,  $[m-N]$  -аралыктардын бирдиктери  $-mm$ , « $-$ » белги коюлат, бул болсо сырттан илинишкен тиштүү дөңгөлөктөрдүн белгисине дал келет.

*Туюк чынжырлуу дифференциалдык механизмдин сызыктуу жана бурчтук ылдамдыктарын, берилген 7. 4,а-сүрөттөн план түзүүнү карап көрөлү.*

Механизмдин планынын оң жагынан борбордук окторго перпендикуляр болгон  $u$ -у нөлдүк сызык жүргүзөбүз (7.4,б-сүрөт). Механизмдин  $O_1, O_2, A, B$  жана башка чекиттеринен горизонталдык сызыктарды жүргүзөбүз.  $O_1$  жана  $O_2$  чекиттеринин ылдамдыктары нөлгө барабар болгондуктан, ал чекиттер нөлдүк  $U-U$  сызыгында жатат.  $A_0$ -чекитинен масштабы  $\mu_v$  болгон  $V_A$ -ылдамдыктын векторун  $A_0A$ -үзүндү сызык түрүндө коёбуз, бул сызык 1 жана 2 - дөңгөлөктөрдүн айлана боюнча ылдамдыктарын мүнөздөйт.

$A$  жана  $O_1$ -чекиттеринен өткөн сызык, 1-дөңгөлөктүн түз сызыктарынын ылдамдыктарынын, бөлүнгөн сызыгы. 1 дөңгөлөк бекем бир октолгогучка жайланышкандыктан алардын бурчтук ылдамдыктары  $\omega_1 = \omega_1'$  болгондуктан, алардын ылдамдыктарынын сүрөтү да жалпы болот. Ошондуктан, 7.4,в-сүрөттөн,  $AO_1$ -сызыгын горизонталдык сызык менен кесилишкенге чейин узартып  $D$  чекитин алабыз. Бул 1-4-дөңгөлөктөрдүн илиниш чекити болот. Ошондуктан,  $D$  жана  $O_2$ -чекиттеринен түз сызык жүргүзүп, аны горизонталдык сызык менен кесилишкенге чейин узартып  $f$ -чекитин алабыз. Ал эми  $d$   $f$ -сызыгы 4-4'-дөңгөлөктөрдүн ылдамдыктарынын сүрөтү. 4'-3'-дөңгөлөктөрдүн  $e$ -илиниш чекитин алуу үчүн,  $u$ -у-нөлдүк сызыгын  $l_0$  чекитинен горизонттук сызык жүргүзүп, 4-сызык менен кесилишкенде  $E$  чекитин алабыз.  $eO_1$ -түз сызык жүргүзүп, 3-3'-дөңгөлөктүн ылдамдыгынын сүрөтүн мүнөздөөчү 3-3'-сызыкты алабыз.

Бул сызыкты, « $v$ » уюлдан чыккан горизонттук сызык менен кесилишкенге чейин узартып 3-3' жана 2-2'-дөңгөлөктөрдүн илиниш чекити болгон  $v$ -чекитин,  $v$  жана  $a$ - чекиттерин туташтырып, 2-дөңгөлөктүн ылдамдыгынын сүрөтүн мүнөздөөчү 2-сызыкты алабыз. 2-сызыктан (сателлиттик айлануу огу) чыккан горизонтталдык сызык менен илиниши  $C$  чекитин берет, аны  $O_1$ -чекити менен туташтырып,  $H$ -жетелөөчүнүн ылдамдыгынын сүрөтүн мүнөздөөчү  $H$  сызыгын алабыз.

**Бурчтук ылдамдыктын планын түзүү (7.4,в-сүрөт).** жогоруда каралган келтирилген мисалдай эле болот.

Кыймыл өткөрүү катышын төмөнкү формула аркылуу табабыз:

$$U_{IH} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{[m-1]}{[m-H]} \quad \text{же} \quad U_{I4} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = -\frac{[m-1]}{[m-4]},$$

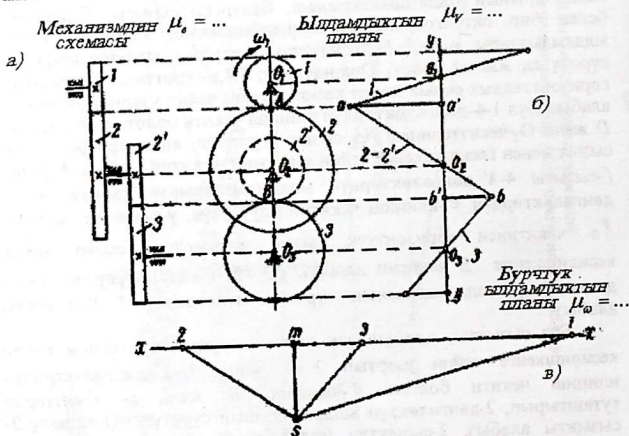
мында,  $[m-1], [m-H]$  - үзүндү аралыктын бирдиктери, -мм. 7.4, в - сүрөттөн көрүнүп тургандай, көрсөтүлгөн үзүндүлөр  $mz$  - чекитинин эки жагында жайланышкандыктан, 1-дөңгөлөк жана 4-дөңгөлөк карама-каршы багытта айланат.  
 Жогорудагы келтирилген механизмдерге мисалдарды карап көрөлү:

**16-мисал.** Эки баскычтуу тиштүү механизмдин кыймыл өткөрүү катышын тапкыла (7.5-сүрөт).

Тиштүү дөңгөлөктүн тиштеринин сандары төмөнкүгө барабар:

$$z_1=18, z_2=36, z_2'=20, z_3=40.$$

Мисалды аналитикалык жана графикалык ыкмалар менен чыгаруу талап кылынат.



**Чыгарылышы:**

1. Кыймыл өткөрүү катышы аналитикалык ыкма менен аныктоону карап көрөлү:

$$U_{\text{жээл}} = U_{13} = U_{12} \times U_{2'3} = \left(\frac{z_2}{z_{2'}}\right) \times \left(-\frac{z_3}{z_{2'}}\right) = \frac{36}{18} \times \frac{40}{20} = 4.$$

2. Кыймыл өткөрүү катышын ылдамдыктын сүрөтүн тартуу аркылуу аныктайбыз. Механизмдин кинематикалык схемасын түзөбүз. Схема эркин масштабда тургузулушу мүмкүн болгондуктан, анда жөнөкөй болуу үчүн модулду  $m = 1\text{мм}$  деп алабыз. Анда, дөңгөлөктөрдүн бапталгыч айланаларынын радиустары төмөнкүгө барабар:

$$r_1 = \frac{mz_1}{2} = \frac{1 \times 18}{2} = 9\text{мм};$$

$$r_2 = \frac{mz_2}{2} = \frac{1 \times 36}{2} = 18\text{мм};$$

$$r_{2'} = \frac{mz_{2'}}{2} = \frac{1 \times 20}{2} = 10\text{мм};$$

$$r_3 = \frac{mz_3}{2} = \frac{1 \times 40}{2} = 20\text{мм}.$$

Ушул өлчөмдөр боюнча 27-сүрөттө механизмдин кинематикалык схемасынын эки проекциясы көрсөтүлгөн.

Ылдамдыктардын түз сызыктуу сүрөтүн түзөбүз. Ал үчүн борбордук сызыктарга перпендикуляр болгон у-у сызыгын жүргүзөбүз жана ага механизмдеги бардык чекиттерди көчүрүп түшүрөбүз. 1-дөңгөлөктүн А чекитинин ылдамдыгынын векторун  $a^1$ -чекитинен  $[a^1a]$  эркин үзүндү узундук түрүндө коёбуз (бизде  $[a^1a] = 25\text{мм}$ ). 1-дөңгөлөк  $O_1$ -чекитинин айланасында айлангандыктан, анда  $a$  жана  $O_1$  чекиттери аркылуу түз сызык жүргүзүп, 1-дөңгөлөктүн ылдамдыгынын сүрөтүн алабыз.  $A$  чекити 1-2-дөңгөлөктөргө жалпы болгондуктан, алардын ылдамдыктарына барабар болот:  $V_{A1} = V_{A2}$ . 2-дөңгөлөк  $O_2$  чекитинин айланасында айлангандыктан, анда  $a$  жана  $O_2$  чекиттери аркылуу түз сызык жүргүзүп, 2-дөңгөлөктөрдүн ылдамдыгынын сүрөтүн алабыз (2-2' дөңгөлөктөрү бир звено). 2-звенонун  $B$  чекитинин ылдамдыгын табалы, ал үчүн  $B$  чекитин 2-сызыкка түшүрөбүз. Алынган  $[a^1v]$ -үзүндү  $B$  чекитинин ылдамдыгынын векторун мүнөздөйт. Ал эми,  $B$  чекитинин ылдамдыгы, 3-дөңгөлөктүн да ылдамдыгы да болуп эсептелет, ошондуктан,  $v$  жана  $O_3$  чекиттерин (3-дөңгөлөк  $O_3$ -чекитинде айланат), туташтырып, 3-дөңгөлөктүн ылдамдыгынын сүрөттө болгон, 3-сызыкты алган болобуз.

Дөңгөлөктөрдүн бурчтук ылдамдыктарынын сүрөтүн түзөбүз. Ал үчүн, у-у сызыгына перпендикуляр болгон х-х сызыгын жүргүзөбүз, ошол сызыкка,  $S$ -чекитинен,  $sm$  -перпендикуляр

жүргүзөбүз, жана  $S$ -чекитинен 1-2 жана 3-дөңгөлөктөрдүн ылдамдыктарынын сүрөтүнө жарыш болгон  $S1$ ,  $S2$  жана  $S3$ -шоолаларын жүргүзөбүз. Алынган,  $[m1]$ ,  $[m2]$  жана  $[m3]$  үзүндүлөрү 1,2 жана 3-дөңгөлөктөрүнүн  $\omega_1$ ,  $\omega_2$ , жана  $\omega_3$  бурчтук ылдамдыктарына пропорционалдуу.

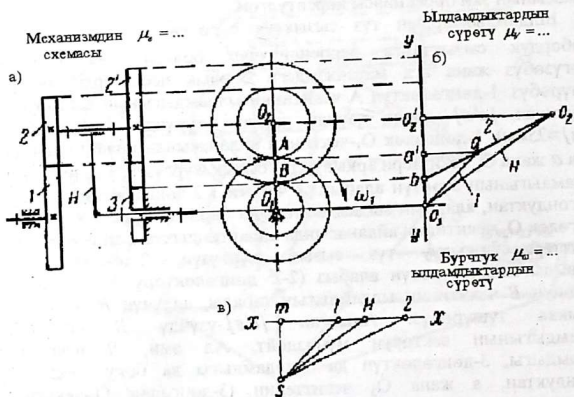
$$[m1] = 76 \text{ мм}, [m3] = 18 \text{ мм},$$

жана кыймыл өткөрүү катышын алабыз;

$$U_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{[m1]}{[m3]} = \frac{76}{18} = 4,2.$$

Көрүнүп тургандай, аналитикалык жана графикалык ыкмалар менен алынган кыймыл өткөрүү катыштарынын маанилери абдан жакын.

**17-мисал.** 7.6-сүрөттөн, берилген дөңгөлөктүн тиштеринин саны:  $z_1=60$ ,  $z_2=40$ ,  $z_2'=70$ ,  $z_3=30$ ,  $z_4=25$ ,  $z_3'=75$  болсо, тиштүү механизмдин кыймыл өткөрүү катышын табууну талап кылат. Мисалды аналитикалык жана графикалык ыкмалар менен чыгарабыз.



7.6-сүрөт. 17-Мисалга

### Чыгарылышы:

1. Кыймыл өткөрүү катышын аналитикалык ыкма менен аныктайбыз. Берилген, механизм планетардык жана сырттан



илинишкен тиштүү механизм болуп, эки баскычтуу кыймыл өткөрүүдөн турат:

$$U_{\text{жсж}} = U_{15} = U_{1H}^{(3)} \times U_{45} = (0,712) \times (-3) = 2,136 \quad (a)$$

мында, Виллистин формуласынан планетардык механизм үчүн, төмөнкүнү жазабыз:

$$U_{1H}^{(3)} = 1 - U_{13}^{(H)} = 1 - U_{12} \times U_{2'3} = 1 - \left(\frac{z_2}{z_1}\right) \times \left(\frac{z_3}{z_{2'}}\right) = 1 - \frac{40 \times 30}{60 \times 70} = 0,712,$$

ал эми,

$$U_{45} = -\frac{z_5}{z_4} = -\frac{z_5}{z_5} = -3$$

Алынган маанилерди (a) барабардыгына коюп, андан төмөнкүнү алабыз:

$$U_{\text{жсж}} = 2,136.$$

2. Кыймыл өткөрүү катышын графикалык ыкма аркылуу ылдамдыктын түз сызыктуу жана бурчтук ылдамдыктарынын сүрөтүн тургузуу аркылуу аныктайбыз.

a. Механизмдин кинематикалык схемасын түзөбүз.

Эсептин чыгарылышы механизмдин анык чоңдуктарынан көз каранды болбогондуктан, анда жөнөкөй болуу үчүн модулду  $m = 1 \text{ мм}$  деп алабыз.

Анда дөңгөлөктөрдүн башталгыч айланаларынын радиустары төмөнкүгө барабар:

$$r_1 = \frac{mz_1}{2} = \frac{1 \times 60}{2} = 30 \text{ мм};$$

$$r_2 = \frac{mz_2}{2} = \frac{1 \times 40}{2} = 20 \text{ мм};$$

$$r_{2'} = \frac{mz_{2'}}{2} = \frac{1 \times 70}{2} = 35 \text{ мм};$$

$$r_3 = \frac{mz_3}{2} = \frac{1 \times 30}{2} = 15 \text{ мм};$$

$$r_4 = \frac{mz_4}{2} = \frac{1 \times 25}{2} = 12,5 \text{ мм};$$

$$r_5 = \frac{mz_5}{2} = \frac{1 \times 75}{2} = 37,5 \text{ мм}.$$

Ушул өлчөмдөр боюнча 7.6-сүрөттөн механизмдин кинематикалык схемасынын эки проекциясы көрсөтүлгөн.

Ылдамдыктын түз сызыктуу сүрөтүн тургузабыз. Ал үчүн борбордук сызыктарга перпендикуляр болгон у-у сызыгын

жүргүзөбүз жана ага механизмдеги бардык чекиттерди көчүрүп түшүрөбүз.  $a'$  чекитинен 1 жана 2-дөңгөлөктөрдүн  $A$  чекиттеринин ылдамдыгынын векторун  $a'$  чекитинен  $[a' a]$  -эркин узундукту үзүндү түрүндө коёбуз (ал бизде  $[a' a] = 15\text{мм}$ ).  $a$  жана  $O_1$  чекиттерин туташтырып, 1-сызыкты алабыз, ал сызык дөңгөлөктүн ылдамдыгынын сүрөтү. 2-звонун башка чекитинен  $B$  чекити (2 жана 2<sup>1</sup> дөңгөлөктөрү бир звено) нөлгө барабар, ошондуктан  $B$  чекити у-у сызыгында жатат.  $B$  жана  $a$  чекиттери аркылуу түз сызык жүргүзүп, 2-звонун ылдамдыгынын сүрөтүн алабыз.

$O_2$  чекитинин проекциясын 2-сызыкка түшүрүп,  $O_2O_1$ -үзүндүнү алабыз, ал 2 жана 2<sup>1</sup>-дөңгөлөктөрдүн борборунун ылдамдык векторун мүнөздөйт. Бул үзүндү, ошондой эле  $H$ -жетелөөчүгө тиешелүү болгон чекиттин ылдамдыгын берет. Ошондуктан,  $O_2$  чекитин  $O_1$  чекити менен туташтырып ( $H$ -жетелөөчү  $O_1$  -чекитине карата айланат),  $H$ -жетелөөчүнүн ылдамдыгынын сүрөтүн алабыз.

Бурчтук ылдамдыктардын сүрөтүн тургузабыз. Ал үчүн,  $U$ -у сызыгына перпендикуляр болгон  $x-x$  сызыгын жүргүзөбүз, ошол сызыкка, эркин  $S$  чекитинен  $S$   $m$ -перпендикуляр жүргүзүп жана  $S$ -чекитинен, 1-2-звенолордун ылдамдыктарынын сүрөтүнө жарыш болгон  $S_1, S_2$  жана  $S_5$  -шоолаларын жүргүзөбүз.

Алынган,  $[m_1], [m_2]$  жана  $[SH]$  үзүндүлөр 1-2 жана  $H$ -звенолордун  $\omega_1, \omega_2$  жана  $\omega_H$  бурчтук ылдамдыктарын мүнөздөйт. Ошол алынган үзүндүлөрдү ченейбиз:

$[m_1] = 18\text{мм}, [mH] = 25\text{мм}, [m_5] = 36\text{мм},$   
кыймыл өткөрүү катышын эсептейбиз:

$$U_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{[m_1]}{[mH]} = 0,72,$$

ал эми

$$U_{H5} = \frac{\omega_H}{\omega_5} = -\frac{[mH]}{[m_5]} = -\frac{25}{9} = -2,8,$$

$$U_{жсат} = U_{15} = \frac{\omega_1}{\omega_5} = -\frac{[m_1]}{[m_5]} = -\frac{18}{9} = 2.$$

Көрүнүп тургандай, эки ыкма менен алынган өткөрүү катыштардын маанилери абдан жакын.

## 7.2 Мейкиндиктеги механизмдерди графикалык ыкма менен изилдөө. Бурчтук ылдамдыктарынын пландык ыкмасы

Мейкиндиктеги тиштүү механизмдерди изилдөөдө жана долбоорлоодо графикалык ыкма, механизмдин бурчтук ылдамдыктарынын пландары боюнча изилдөө эффективдүү болуп эсептелет.

Эгерде векторлордун бирөөсүнүн өзгөрүүсүнүн мыйзамы белгилүү болгон болсо, бул ыкманы, вектордук теңдемелерди чыгарууга негизделген (7.3)-теңдеме чыгарылат.

$$\vec{\omega}_2 = \vec{\omega}_1 + \vec{\omega}_{21}. \quad (7.3)$$

Звенолордун салыштырмалуу кыймылында б.а. кыймылсыз 1-звеного салыштырмалуу абалда 2-звенонун айлануусунун бир абалын,  $\omega_{21}$ -вектору көз ирмемдик октун айлануу  $O_P$ -абалын аныктайт.

Бул ыкмаларды колдонуу мисалын планетардык тиштүү конустук механизмдерде карап көрөлү.

7.7-сүрөттөн көрсөтүлгөн тиштүү конустук механизм төмөнкү дөңгөлөктөрдөн турат:  $z_1, z_2, z_2', z_3, z_4$  жана Н-жетелөөчү  $z_2$  жана  $z_2'$  - дөңгөлөктөр жалпы бир блокко бириктирилген, ал эми  $z_3$ -дөңгөлөк 6-тирегичке кыймылсыз бектилген. Көз ирмемде салыштырмалуу айлануу октору  $P_{12}O, P_{21}O, P_{23}O$  жана  $P_{24}O$  болуп белгилет. Алар жалпы  $O$  чекитинде кесилишет. Андан, төмөнкү вектордук теңдемелердин системасын жазууга болот:

$$\begin{aligned} \vec{\omega}_2 &= \vec{\omega}_1 + \vec{\omega}_{21}; & \vec{\omega}_H &= \vec{\omega}_2 + \vec{\omega}_{H2}; \\ \vec{\omega}_2 &= \vec{\omega}_1 + \vec{\omega}_{23}; & \vec{\omega}_H &= \vec{\omega}_2 + \vec{\omega}_{H2'}; \end{aligned} \quad (7.4)$$

мында,

$$\vec{\omega}_2 = \vec{\omega}_{2'} ,$$

андан төмөнкүнү алабыз:

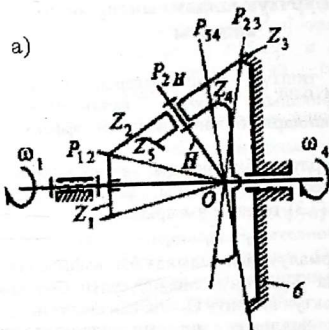
$$\vec{\omega}_4 = \vec{\omega}_{21} + \vec{\omega}_{42'}; \quad \vec{\omega}_3 = 0.$$

Вектордук теңдемелердин системасын төмөнкү түрдө жазууга болот:

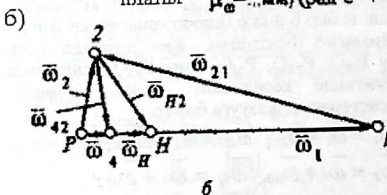
$$\vec{\omega}_2 = \vec{\omega}_{23} = \vec{\omega}_1 + \vec{\omega}_{21},$$

мындан,  $\vec{\omega}_1$  - вектордун багыты жана чоңдугу боюнча белгилүү, ал эми,  $\vec{\omega}_{21}$ -векторунун багыты гана белгилүү.

Бул теңдеме  $\vec{\omega}_2$  жана  $\vec{\omega}_{21}$ -салыштырмалуу, бурчтук ылдамдыктардын пландарынын жардамы аркылуу чыгарылат, ал 7.7,6-сүрөттөн көрсөтүлгөн:



Бурчтук ылдамдыктардын  
планы  $\mu_\omega = \dots \text{мм/(рад}\cdot\text{с}^{-1})$



б

7.7-сүрөт

$P_{12}$ -үч бурчтуктан,  $P1 = \mu_\omega \times \bar{\omega}_1$ -кезинде,  $\bar{\omega}_1$ -векторду мүнөздөйт;

$\bar{\omega}_{21}$ -вектору  $P_{12}O$ -огуна жарыш эмес жүргүзүлгөн, ал эми  $\bar{\omega}_2$ -вектору  $P_{23}O$ -огуна жарыш.

Изделип жаткан векторлордун узундуктарын,  $P2$  жана  $P12$  - кесиндилердин узундуктарынын бурчтук ылдамдыгынын масштабына бөлүү аркылуу аныктайбыз:

$$\bar{\omega}_2 = \frac{(P2)}{\mu_\omega}, \quad \bar{\omega}_2 = \frac{(12)}{\mu_\omega}$$

$$\bar{\omega}_4 = \bar{\omega}_{21} + \bar{\omega}_{42}' = \bar{\omega}_2 + \bar{\omega}_{42}' \quad (7.5)$$

7,5- тендеме да графикалык жактан чыгарылат:

$(\overline{P4}) = \mu_{\omega} \times \overline{\omega_4}$  -вектору 4-дөңгөлөктүн айлануу огуна жарыш жүргүзүлгөн,  $(\overline{24}) = \mu \times \overline{\omega_{42}}$  вектору  $P_2,4O$ -огуна жарыш.

Изделип жаткан векторлордун бурчтук ылдамдыктарынын модулдарынын узундуктарын  $\Delta 12$ -үч бурчтугундагы  $\overline{P4}$  жана  $P(\overline{24})$  кесиндилердин узундуктарын аныктайбыз.

$$\overline{\omega_4} = \frac{(\overline{P4})}{\mu_{\omega}}; \overline{\omega_{42}} = \frac{(\overline{24})}{\mu_{\omega}}$$

$P2H$  үч бурчтугун түзүү аркылуу,  $\omega_H = \omega_2 + \omega_{H2}$  тендемесин да графикалык жактан чыгарууга болот.

Изделип жаткан векторлордун модулдарын төмөнкү катыштан аныктайбыз:

$$\overline{\omega_H} = \frac{(PH)}{\mu_{\omega}}; \overline{\omega_{H2}} = \frac{(\overline{2H})}{\mu_{\omega}}$$

## VII тарам боюнча текшерүүчү суроолор

1. Графикалык ыкма менен өткөргүч катнашын табуунун этаптарын айтып бергиле
2. ылдамдыктын сүрөтү деген эмне жана аны кантап тургузат?
3. Графикалык ыкма кинематикалык анализ жүргүзүүдө эмнеге негизделген?
4. Бир баскычтуу кыймыл өткөргүчтүн кинематикалык схемасын түзүп, анын ылдамдыгынын сүрөтүн түзүлө
5. Кинематикалык анализде графикалык ыкма кандай механизмдерге колдонууга ыңгайлуу болот?
6. Графикалык ыкманын артыкчылык жана жетишпеген жактары эмнеде?

## V III тарам Планетардык механизмдерди синтездөө

Планетардык механизмдерди синтездөөдөгү негизги аткарылуучу шарт болуп, кыймыл өткөрүү катышын камсыз кылуу. Кошумча: октоштуктун, коңшулаштыктын, чогултуп жыйноонун шарттары аткарылып, п.а.к. жогору болуусу зарыл.

Көп звенолуу механизмдерди долбоорлоо эки этаптан турат: структуралык схемасын тандап алуу, берилген кыймыл өткөрүү катышын өткөрүп берүү талабын камсыз кылуучу, тиштердин сандарын аныктоо.

### 8.1 Планетардык механизмдин пайдалуу аракет коэффициенти (П.А.К)

Берилген кыймыл өткөрүү катнышын камсыз кылуу, бул планетардык механизмдерди синтездөөнүн негизги шарты.

Пайдалуу аракет коэффициент, кошумча шарттардын ичинен абдан керектүү көрсөткүч. Планетардык механизмдин п.а.к гын эки ыкма менен аныктоого болот.

Биринчи ыкма, бул сүрүлүү күчүн эске алып күчтүк эсептөөнүн негизинде аныкталат.

Экинчи ыкмада болжолдоп алганда «кубулма» кыймылда, механизмдин звенолоруна таасир эткен күчтөр өзгөрбөйт жана ошол себептен алардын катышы, кубулма механизмдин п.а.к менен туюнтулушу мүмкүн. Экинчи ыкма жакындаштырып алынган ыкма болуп эсептелет, себеби сателлиттердин инерциялык күчтөрү эске алынбайт ж.б.. Бирок, экинчи ыкма, биринчи ыкмага караганда практикада көбүрөөк колдонулат.

Планетардык механизмдин п.а.к экинчи ыкма боюнча табуу үчүн, бардык кыймылда болгон звенолорду тең салмакта жана бир калыпта кыймылдайт деп алабыз. 1,Н жана 3-звенелорго таасир эткен тышкы күчтөрдүн моментин,  $T_p$ ,  $T_H$  жана  $T_3$  менен белгилейбиз.

Кыймылга келтирүүчү моментти оң, ал эми каршылык моментин тескери, деп эсептейбиз. Антпесек, каршылык моментинин багыты, бурчтук ылдамдыктын багытына дал келген учурда оң болуп калат.



Борбордук дөңгөлөктөрдүн муунак жаздыгындагы (подшипниктер) сүрүлүү күчтөрдүн моментин эске албай, тең салмактуулуктун шарты боюнча, төмөнкүнү алабыз:

$$T_1 + T_H + T_3 = 0. \quad (8.1)$$

Эгерде 1-дөңгөлөк жетелөөчү звено (8.1) болгон болсо, б.а.  $T_1 > 0$ , анда аныкталып жаткан п.а.к.ти, көз ирмемдик п.а.к. ке барабар.  $\eta_{1H}$  - аныкталат төмөнкү шарт боюнча аныкталат:

$$\eta_{1H} = - \frac{T_H \times \overline{\omega_H}}{T_1 \times \omega_1}$$

(8.1)- барабардыкты эске алып, төмөнкүнү алабыз

$$\eta_{1H} = \frac{1}{U_{1H}} \left( 1 + \frac{T_3}{T_1} \right) \quad (8.2)$$

$T_3/T_1$  -катышы  $\eta^{(H)}$ -кубулма механизмдин п.а.к. ти менен байланышкан, анын үстүнө бул байланыш кубулма механизмдеги кыймылда кайсы звено жетектөөчү экендигинен көз каранды.

Эгерде  $\omega_1$  жана  $\omega_1 - \omega_H$  багыттары дал келген болсо, кубулма кыймылдагы 1-звено жетектөөчү болуп кала берет. Бул шарт мындайча болот,  $U_{1H} > 1$  жана  $U_{1H} < 0$ . Анда кубулма механизмдин п.а.к.

$$\eta^{(H)} = - \frac{T_3(-\omega_H)}{T_1(\omega_1 - \omega_H)} \quad (8.3).$$

Эгерде механизмде жетектөөчү звено 3-звенодон турган болсо,

$$(0 < U_{1H} < 1),$$

анда,

$$\eta^{(H)} = - \frac{T_1(\omega_1 - \omega_H)}{T_3(-\omega_H)} \quad (8.4).$$

(8.2) формулага  $T_3/T_1$ -катышын коюп, (8.3) жана (8.4) формуладан төмөнкүнү алабыз:

$$\eta_{1H} = \eta^H + \frac{1 - \eta^{(H)}}{U_{1H}}, \quad U_{1H} > 1$$

болсо жана

$$U_{1H} < 0 \quad (8.5)$$

$$\eta_{1H} = \eta^H + \frac{U_{1H} - 1 + \eta^{(H)}}{\eta^{(H)} \times U_{1H}}, \quad 0 < U_{1H} < 0 \text{ болсо} \quad (8.6)$$

Н-жетелөөчү, жетектөөчү звено болгон учурда, планетардык механизмдин п.а.к., төмөнкү шарт боюнча табылат:

$$\eta_{H1} = -\frac{T_1 \times \omega_1}{T_H \times \omega_H} \quad \text{же} \quad \eta_{H1} = \frac{U_{1H}}{1 + \frac{T_3}{T_1}}$$

$T_3/T_1$ -катышы бул учурда (8.4)-формула боюнча табылат, эгерде 1-звено жетеленүүчү болуп калган болсо жана « к у б у л м а » кыймылда, б.а.  $U_{1H} > 1$  жана  $U_{1H} \neq 0$  болгон болсо.  $0 < U_{1H} < 1$ -интервалда  $T_3/T_1$  моменттердин катышы (8.3)-формула боюнча табылат. Ошондуктан,

$$\eta_{H1} = \eta^{(H)} \frac{U_{1H}}{U_{1H} - 1 + \eta^{(H)}} \quad U_{1H} > 0 \text{ болсо жана } U_{1H} < 0 \quad (8.7)$$

$$\eta_{H1} = \frac{U_{1H}}{U_{1H} \times \eta^{(H)} + 1 - \eta^{(H)}} \quad 0 < U_{1H} < 1$$

болгондо 1-дөңгөлөк жетелөөчү болот п.а.к.,  $\eta_{1H}$  нөлгө барабар, эгерде  $U_{1H}$  кыймыл өткөрүү катышы төмөнкү мааниге ээ болсо.

$$U_{1H} = 1 - \eta^{(H)} \quad \text{жана} \quad U_{1H} = -(1 - \eta^{(H)})\eta^{(H)}$$

мында,  $U_{1H}$  -көрсөтүлгөн маанилердин п.а.к., терс мааниге ээ болот (өзүнчө тормоздолот).

*Мисал*,  $\eta^{(H)} = 0,98$  болгондо, өзүнчө тормоздолот, ал эми  $U_{1H} = 0,02 \dots 0,02$  болгондо, эгерде Н-жетелөөчү звено болгон болсо ( $\eta_{H1} > 0$ ) өзүнчө тормоздоо жок болот, бирок,  $U_{1H} \rightarrow 0$  болсо ошондой эле п.а.к. дагы нөлгө умтулган болот.

## 8.2 Планетардык механизмдерди долбоорлоо

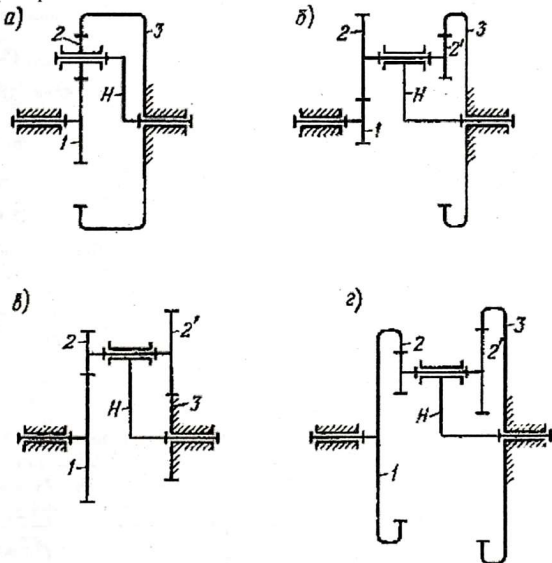
Геометриялык октору кыймылда болгон, көп звенолуу тиштүү дөңгөлөктүү механизмдер, планетардык механизм деп аталган, механизмдерге кирет. Алардын кинематикасын биз жогорундагы 8.1-формулада караганбыз. Эми, төрт звенодон турган планетардык механизмдин схемасын долбоорлоону карап көрөлү.

Кыймыл өткөрүү катышын, механизмдин ар түрдүү схемаларын пайдаланып алууга болот, бирок, кээ бир учурда алардын п.а.к., массасынын чоңдугунан жана башка кошумча синтездөө шарттары боюнча абдан чоң айырмаланат.

Жалпысынан алганда бир топ варианттарды кылдаттык менен салыштыруу боюнча, механизмдин схемасын тандап алууга болот.

Көпчүлүк учурда, схеманы тандап алууда, кыймыл өткөрүү катышына көбүрөөк көңүл буруу зарыл.

8.1-сүрөттөн планетардык механизмдин төрт түрдүү схемасы көрсөтүлгөн.



8.1-сүрөт. Планетардык редукторлордун схемалары: а-ичтен илинген жана сателлиттик дөңгөлөк менен; б- биринчиси ичтен илинген жапа экинчиси сырттап илинишкен; в-экөөсү сырттап илинишкен; г-экөөсү ичтен илинишкен

Көрсөтүлгөн кыймыл өткөргүчтөр кандай кыймыл өткөрүү катышын берүү мүмкүнчүлүгүнө ээ экендигин карап көрөлү.

Аны чыгаруу үчүн кыймыл өткөрүү катышынын формуласын пайдаланабыз. Мындан чыныгы механизмдеги 1-дөңгөлөктөн жетелөөчү Н-ка болгон  $U_{1H}^{(3)}$ -өткөрүү катышынын формуласын алабыз. 3-дөңгөлөк кыймылсыз абалда болгон учурда:

$$U_{1H}^{(3)} = 1 - U_{13}^{(H)} \quad (8.8)$$

мында,  $U_{13}^{(H)}$ -кыймыл өткөрүү катышы 1-дөңгөлөктөн 3-дөңгөлөккө болгон,  $H$ -кыймылсыз абалда болгон учурдагы көрүнүш келип чыгат. Ал эми жетелөөчү  $H$ -тан, 1-дөңгөлөккө болгон кыймыл өткөрүү катышынын туюнтмасын төмөнкүдөн алабыз:

$$U_{H1}^{(3)} = \frac{1}{U_{1H}^{(3)}} = \frac{1}{1 - U_{13}^{(H)}}. \quad (8.9)$$

Эгерде 1-дөңгөлөк кыймылсыз болсо, анда (8.8) жана (8.9)-формулалар төмөнкү түргө ээ болот:

$$U_{3H}^{(1)} = 1 - U_{31}^{(H)} \quad (8.10)$$

же

$$U_{H3}^{(1)} = \frac{1}{U_{3H}^{(1)}} = \frac{1}{1 - U_{31}^{(H)}}. \quad (8.11)$$

(8.8) жана (8.11) формулаларды салыштыруу үчүн таблица түзөбүз. Кыймыл өткөрүү катышын, тиштердин сандары аркылуу туюнтсак, 8.1-сүрөттө көрсөтүлгөн төрт түрдүү кыймыл өткөргүчтү алабыз.

8.1. Таблица

Өткөргүч катнашы	а-түрү	б-түрү	в-түрү	г-түрү
$U_{13}^{(H)}$	$-\frac{z_3}{z_1}$	$-\frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_{2'}}$	$\frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_{2'}}$	$\frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_{2'}}$
$U_{31}^{(H)}$	$-\frac{z_3}{z_1}$	$-\frac{z_1 \times z_{2'}}{z_2 \times z_3}$	$\frac{z_1 \times z_{2'}}{z_2 \times z_3}$	$\frac{z_1 \times z_{2'}}{z_2 \times z_3}$
$U_{1H}^{(3)}$	$1 + \frac{z_3}{z_1}$	$1 + \frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_{2'}}$	$1 - \frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_{2'}}$	$1 - \frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_{2'}}$
	$\frac{1}{1 + \frac{z_3}{z_1}}$	$\frac{1}{1 + \frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_{2'}}}$	$\frac{1}{1 - \frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_{2'}}}$	$\frac{1}{1 - \frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_{2'}}}$
$U_{H1}^{(3)}$	$1 + \frac{z_3}{z_1}$	$1 + \frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_{2'}}$	$1 - \frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_{2'}}$	$1 - \frac{z_2 \times z_3}{z_1 \times z_{2'}}$
$U_{3H}^{(1)}$	$1 + \frac{z_3}{z_1}$	$1 + \frac{z_1 \times z_{2'}}{z_2 \times z_3}$	$1 - \frac{z_1 \times z_{2'}}{z_2 \times z_3}$	$1 - \frac{z_1 \times z_{2'}}{z_2 \times z_3}$
$U_{H3}^{(1)}$	$\frac{1}{1 + \frac{z_3}{z_1}}$	$\frac{1}{1 + \frac{z_1 \times z_{2'}}{z_2 \times z_3}}$	$\frac{1}{1 - \frac{z_1 \times z_{2'}}{z_2 \times z_3}}$	$\frac{1}{1 - \frac{z_1 \times z_{2'}}{z_2 \times z_3}}$

Түрдүү планетардык механизмдердин кыймыл өткөрүү катыштарын табуу үчүн формулалар 8.1 таблицада келтирилген.

8.1-таблицадагы берилген чоңдуктарды анализдөөдөн көрүнүп тургандай, механизмдин түрлөрү «*в*» жана «*z*» -Давиддин редуктору деп аталып, алар бирдей чоңдуктагы кыймыл өткөрүү катышын бере алышат жана алар конструктивдик жактан айырмаланышат. «*в*»-түрү бир гана сырттан илинишкен, ал эми «*z*»-түрү болсо бир гана ичтен илинишүүсүнөн айырмаланат. Ушул түрлөгү механизмдердин кыймыл өткөрүү катышынын интервалы чексиз. Чындыгында, эгерде тиштердин катышын тандап, жалпы өткөрүү катышын  $U_{13}^{(H)}$  1-ге

жакын болгондой алсак, анда  $U_{1H}^{(3)}$  же  $U_{3H}^{(1)}$  -кыймыл өткөрүү катыштары нөлгө умтулган болот, ал эми

$U_{H1}^{(3)}$  же  $U_{H3}^{(1)}$  -чексизге умтулат. Давидтин редуктору ошондой эле абдан чоң даражадагы өткөрүү катышын берүүсү мүмкүн. Бирок, редуктордун п.а.к., абдан төмөн, ошондуктан, чоң даражадагы өткөрүү катышты талап кылып, п.а.к.тын чоңдугуна маани бербеген учурда гана аны колдонууга болот. 8.1,б-сүрөттөгү механизмдин п.а.к., 0,96...0,99-түз жана кыймыл өткөрүү катышы 1ден 16га чейин болгон учурда колдонулат. *a* жана *б*-түрүндөгү механизмдердин өткөрүү катыштары диапазондору боюнча абдан жакын жана габарттик чоңдуктары жана конструкциясы боюча айырмаланат.

Төмөнкү таблицада практикалык эсептөөдө колдонулуучу кыймыл өткөрүү катышынын практикалык диапозону берилген. Ар түрдүү звенолордун кыймылсыз болгондогу өткөрүү катыштарынан болжолдоп алынган интервалы.

8.2.Таблица

Өткөрүү катышы		Механизмдердин			
		<i>a</i> -түрү	<i>б</i> -түрү	<i>в</i> -түрү	<i>z</i> -түрү
Кадимки кыймыл өткөргүч	$U_{13}^{(H)}$	-1,3...8	-1...14	32...	32...
	$U_{31}^{(H)}$	-0,77...0,125	-1...0,071	1500	1500
	$U_{1H}^{(3)}$	2,3...9,0	2,0...15	жана андан да жогору	жана андан да жогору
Планетардык кыймыл өткөрүү	$U_{H1}^{(3)}$	0,445...0,111	0,5...0,067		
	$U_{3H}^{(1)}$	1,77...1,125	2,0...1,071		
	$U_{H3}^{(1)}$	0,565...0,888	0,5...0,933		

Белгилеп кетсек, кыймыл өткөрүү катыштары кичине мааниге ээ «*в*» жана «*z*» түрүндөгү механизмдерди колдонгондо алардын

пайдалуу аракет коэффициенттери абдан аз болот. Качан кыймыл дөңгөлөктөн жетелөөчү Н-ка берилген учурда, өзүнчө тормоздоо пайда болушу күтүлөт.

Ошентип, «а» жана «б» түрүндөгү механизмдерди кубаттуу механизмдерде колдонуу рационалдык болбойт. Тескерисинче, «а» жана «б»-түрүндөгү механизмдер, жогорку даражадагы пайдалуу аракет коэффициенттерине ээ болуп, 0,96... 0,98%тин түзөт.

Таблицаны пайдаланып, болжолдуу алынган интервалдагы кыймыл өткөрүү катышын, кайсы схемадан алына тургандыгын аныктоого болот. Мисалы, кыймыл өткөрүү катышы  $U=0,5$  болгон планетардык механизмди долбоорлоону талап кылынсын.

8.2-таблицада көрсөтүлгөндөй, «а»-түрүндөгү планетардык механизмдин  $U=0,5$  интервалында жатпайт. Бирок, берилген кыймыл өткөрүү катышын схемадагы «б»-түрүндөгү механизм бере алат, себеби берилген кыймыл өткөрүү катышы ошол механизмдин интервалына кирет.

Качан берилген кыймыл өткөрүү катышы, «а» жана «б»-түрүндөгү механизмдин интервалына кирбеген учурда, таталыраак планетардык механизмге өтүү зарыл, же болбосо бир топ удаасы менен кошулган кыймыл өткөргүчтөрдү колдонууга болот.

Ошондой эле 8.1-таблицаны пайдаланып, берилген интервалдагы кыймыл өткөрүү катышты алуу үчүн, кайсыл звено кыймылсыз боло тургандыгын көрсөтүүгө болот.

Жөнөкөй планетардык механизмдерге караганда, туюк чынжырлуу дифференциалдык механизмде ПАК бир кыйла жогору. Өткөрүп берүү кубатуулугун, эки жарыш агым боюнча бөлүнүү мүмкүнчүлүгүн жана чакан болгон кыймылдаткычтын өлчөмүн чыгарууда, чоң даражадагы толгоо моментин алууга болот.

Чоң даражадагы кыймыл өткөрүү катышын алууда, көп баскычтуу, удаасы менен кошо түзүлгөн жөнөкөй планетардык механизмдерди колдонууга болот (8.2,а-сүрөт).

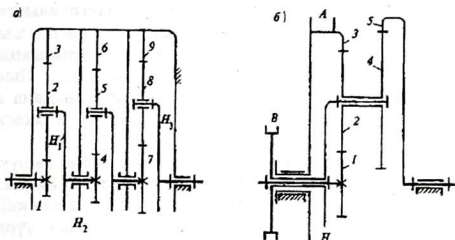
Мындай баскычтуу редуктор, Давиддин үч редукторунан түзүлгөн, андан кыймыл өткөрүү катышын төмөнкүчө алабыз:

$$U_{\text{жскал}} = U_{1H_3} = U_{1H_1}^{(3)} \times U_{4H_2}^{(6)} \times U_{7H_3}^{(9)} = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) \times \left(1 + \frac{z_6}{z_4}\right) \times \left(1 + \frac{z_9}{z_7}\right)$$

Эгерде,  $U_{1H_1}^{(3)} = U_{4H_2}^{(6)} = U_{7H_3}^{(9)} = 7$  болгондо, анда ПАК=0,88...0,94,  $U_{\text{жскал}}=8^3=512$ . Бул деген, октору кыймылсыз редуктордун бир кыйла чоң механизмдин звенолорун тормоз менен байланыштырып, октолгогучтагы бурчтук ылдамдыкты өзгөртпөстөн туруп, башкача



айтканда, көп ылдамдыктагы планетардык  $\omega_{H_3}$  кыймыл өткөрүүнү алууга болот (ылдамдыктын кутучасынан).



8.2-сүрөт

Н-жетелүүчү, жалпы болгон эки баскычтан турган планетардык механизм, кошоктош планетардык механизм деп аталат. Мындай механизмдер ылдамдыктын кутучасында колдонулат (унаалык жүк көтөрүүчү машиналарда). Алардын ар түрдүү звенолорун кезеги менен тормуздап, жетектөөчү звенонун ылдамдыгын өзгөртпөстөн туруп, жетеленүүчү звенонун ар түрдүү бурчтук ылдамдыкты алуу мүмкүн.

8.2,б-сүрөттө көрсөтүлгөн механизмдин 3-звенону тормоздоодо гана (А тормоздук барабанды) эки баскычтуу редуктор алынат: биринчи баскычтуу планетардык редуктор 1,2,3,Н-звенолордон түзүлгөн жана экинчиси-Н,3,4,5 звенолордон, механизмдин жалпы кыймыл өткөрүү катышы формуласы төмөнкү:

$$U_{жал} = U_{1H}^{(3)} \times U_{H5}^{(3)} = (1 - U_{13}^{(H)}) \times \frac{1}{1 - U_{53}^{(H)}} = (1 + \frac{z_3}{z_1}) \times \frac{1}{1 - \frac{z_4 \times z_3}{z_5 \times z_6}}$$

Н-жетелөөчү звенону тормоздогондо, октору кыймылсыз болгон 1,2,4,5-дөңгөлөктөрдөн турган, көп баскычтуу механизм алынат, анын жалпы кыймыл өткөрүү катышы тиштери боюнча төмөнкүгө барабар:

$$U_{жал} = - \frac{z_2 \times z_5}{z_1 \times z_4}$$

3-дөңгөлөк жөн гана айланганда.

Планетардык баскычтын санын көбөйтүү менен, 3-4-ылдамдыктагы ж.б. ылдамдыктын кутучасын алууга мүмкүнчүлүк болот, мындан ПАК 0,8...0,9 ду түзөт.

### 8.3 Планетардык механизмдин дөңгөлөктөрүнүн тиштерин тандап алуу

Планетардык механизмдин схемасы тандалып алынгандан кийин  $K$  сателлиттердин сандары жана  $m$ -модулу белгиленет жана берилген кыймыл өткөрүү катышы тагыраак аткарылгандай болуп, дөңгөлөктүн тиштеринин сандары аныкталат. Ошондой эле, окшоштуктун шарты, коңшулаштын, чогултуунун жана өткөргүчтүн тиштеринин тыгылып (тирелип) калбоосун камсыз кылуусун аныктайт.

Берилген кыймыл өткөрүү катышын камсыз кылуу үчүн анын тиштеринин сандарын тандап, ага Виллистин дифференциалдык механизмдер үчүн болгон (6.2) формуласын койгондон кийин алынган анык (фактически) өткөрүү катышы, максималдык түрдө берилген өткөрүү катышына жакындайт. Берилгенден анык катага караганда, уруксат этилген ката 1...4% түзөт.

*Окшоштуктардын шарты.* Бул шарт боюнча, эки борбордук дөңгөлөктөр жана  $H$ -жетелөөчүнүн жалпы геометриялык айлануу огуна ээ болуусу зарыл, ошондо гана сателлиттер менен борбордук дөңгөлөктөр илиниште болот жана  $r_H = \text{const}$ .

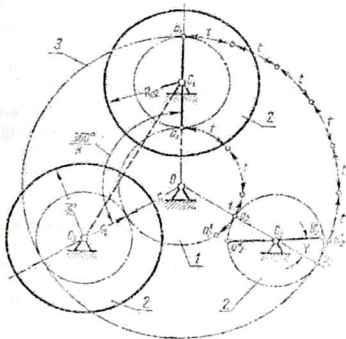
Ал шартты (8.1-сүрөттөн) планетардык редукторлор үчүн төмөнкүчө жазылат:

$$\begin{aligned} r_1 + 2r_2 &= r_3; z_1 + 2z_2 = z_3; & a\text{-үчүн,} \\ r_1 + r_2 &= r_3 - r_{2'}; z_1 + z_2 = z_3 - z_{2'}; & б\text{-үчүн,} \\ r_1 + r_2 &= r_{2'} + r_3; z_1 + z_2 = z_{2'} + z_3; & в\text{-үчүн,} \\ r_1 + r_2 &= r_3 - r_{2'}; z_1 + z_2 = z_3 - z_{2'}; & г\text{-үчүн} \end{aligned} \quad (8.12)$$

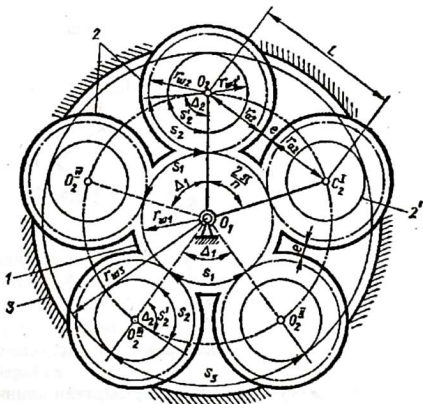
мындан  $r_1, r_2, r_2', r_3$ -тиштүү дөңгөлөктөрдүн башталгыч айланаларынын радиустары.

*Коңшулаштыктын шарты.* (бир тегиздиктеги жалпы айлангандагы бир топ сателлиттердин чогуу жайланышуу шарты). Бул суроону кароону 8.1-сүрөттүн а-түрүндө берилген кыймыл өткөргүчүнөн карап көрөлү.

Редукторлордо, дөңгөлөктүн тишиндеги күч жүктөмүн азайтуу үчүн жана динамикалык тең салмактуулук шартын камсыз кылуу үчүн, механизмге бир эмес бир нече сателлиттер коюлат (8.3,б-сүрөт). Ал сателлиттер барабар болгон бурчтар менен коюлат. 8.3,б-сүрөттөн  $120^\circ$  тук бурч менен жайланышкан.



8.3-сүрөт. Сателлиттердин коңшулаштык шартын аныктоого: а-бир сателлитүү планетардык механизм; б-үч сателлитүү планетардык схема



8.4-сүрөт. Октошгукка, коңшулаштыкка жана чогултуп жыйноо шартына

2,2<sup>1</sup> жана 2<sup>11</sup>-сателлиттерден турган механизм көрсөтүлгөн, жалпысынан алганда, алардын сандары көп болушу мүмкүн (8.4-сүрөт).

Коңшулаштын шарты боюнча, коңшулаш сателлиттердин тиштери бири-бири менен тийиш бетин көрсөтөт.

Сателлиттердин тиштеринин чокусундагы айлананын диаметри, коңшулаш сателлиттердин ок аралыгынан кичине болгондо гана (8.5-сүрөттөн) бул шарт аткарылат:

$$2r_a < 2R \sin \frac{\pi}{k} \quad (8.13)$$

мындан  $R$ - сателлиттердин борборунда жайланышкан айлананын радиусу,  $k$ -сателлиттердин сандары.

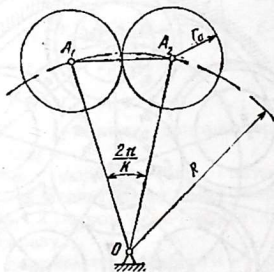
Эгерде кыймыл өткөргүчтүн дөңгөлөктөрү стандарттка жооп берсе, анда  $z_1$  жана  $z_2$  тиштердин сандары боюнча төмөнкүнү алабыз.

$$(z_2 + 2) < (z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{k}$$

же болбосо,

$$\sin \frac{\pi}{k} > \frac{z_2 + 2h_a^*}{z_1 + z_2} \quad (8.14)$$

(8.14)-формула коңшулаштын шарты деп аталат.

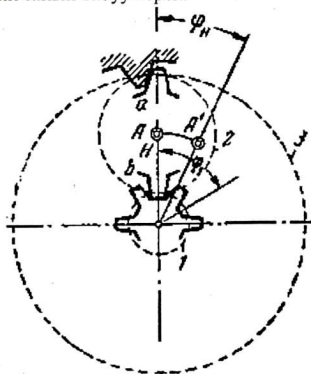


8.5-сүрөт

Бөлчөктүн бөлүмүндө (+) 1-2-дөңгөлөктөр сырттан илинишкен болсо, ал эми (-) ичтен илинишкен болсо (8.13), барабарсыздыктын оң жагы  $L = 2r_{a2} + \Delta c = a_1$ , мында  $\Delta c$ -жылчык сателлиттердин айланасындагы жыйноонун шарты.

## 8.4 Планетардык механизмди чогултуп жыйноонун шарты

Сателлиттер бирдей барабар бурчтардын аралыгында жайланышат б.а. эки коңшулаш сателлиттердин аралык бурчтарын турактуу кылып кабыл алышат. Планетардык редукторду чогултуп жыйноодо, биринчи коюлган сателлит, борбордук дөңгөлөктөрдүн өз ара жайланышуу абалын аныктайт. Мисалы, (9.1-сүрөттөгү) 2-сателлиттин тишинин санын табуу керек.



8.6-сүрөт. Планетардык механизмдин чогултуп жыйноо шартын аныктоого

Анда,  $a$  жана  $b$  тиштери симметриялуу жана 1-3 борбордук дөңгөлөктөр бири-бирине карата толук бир абалда жайланышкан болот.

1-дөңгөлөктү бир кадамга барабар болгон  $\varphi_1$ -бурчуна айландырсак, анда 1-дөңгөлөктүн тишинин саны  $z_1$ -барабар, андан  $\varphi_1$ -бурчу төмөнкүгө барабар,

$$\varphi_1 = \frac{2\pi}{z_1} \quad (8.1)$$

1-борбордук дөңгөлөктү  $\varphi_1$ -бурчка айлантканда, сателлитин  $A$  огу,  $A^1$  абалына, ал эми  $H$ -жетелөөчү  $\varphi_H$  - бурчуна жылган болот жана төмөнкүгө барабар:

$$\varphi_H = \varphi_1 \times U_{H1}^{(3)} \quad (8.2)$$

Демек, 1-дөңгөлөктүн биринчи тишинин ордуна ошол дөңгөлөктүн экинчи тиши жайланышат. Ошентип, бурч айландыргандан кийин 1-3 борбордук дөңгөлөктүн тишинин симметриялуу октору жалпы бир сызыкка жатат. Анда 1-3 борбордук дөңгөлөктөрдүн арасына, дагы бир сателлитти жайгаштырууга (коюуга) болот.

Ошентип, теориялык жактан коюуга мүмкүн болгон максималдык сателлиттердин саны төмөнкүгө барабар:

$$n = \frac{2\pi}{\varphi_H} \quad (8.3)$$

(8.3)-формуланы (8.3)-туюнтманы эске алып, төмөнкүчө жазууга болот:

$$n = \frac{2\pi \times z_1}{2\pi \times U_{H1}^{(3)}} = \frac{z_1}{U_{H1}^{(3)}} \quad (8.4)$$

Жогорку көрсөтүлгөн 8.2-таблицадан төмөнкүнү алабыз:

$$U_{H1}^{(3)} = \frac{1}{1 + \frac{z_3}{z_1}} = \frac{z_1}{z_1 + z_3} \quad (8.5)$$

(8.5)-туюнтманы (9.4)-барабардыгына коюп андан алабыз:

$$n = \frac{z_1(z_1 + z_2)}{z_1} = z_1 + z_2 \quad (8.6)$$

$n$ -саны теориялык жактан максималдык сателлиттердин санын көрсөтөт. Практикалык жактан алганда,  $k$ -сателлиттердин саны, аз болот. Ошентип, эгерде 1-дөңгөлөктү бир тишке эмес,  $m$ -тиштерге айлантсак, анда  $k$ -сателлиттердин саны  $m$ -эсеге аз болот,

$$k = \frac{2\pi}{m\varphi_H} = \frac{z_1 + z_2}{m} \quad (8.7)$$

(8.7)-формула- чогултуп жыйноонун шарты, деп аталат.

Эгерде сателлиттердин тиштеринин сандары так сан болбогон учурда гана аткарылат. Ошентип, планетардык схеманы долбоорлоодо, берилген кыймыл өткөрүү катышы, берилген модулу, чогултуп-жыйноо шарты, коңшулаштыктын шарты жана окшоштуктун шарты канааттандырылуусу зарыл. Кыймыл өткөрүү, 8.3-сүрөттөн көрсөтүлгөн механизм үчүн төмөнкүгө барабар болот:



$$z_3 = 2z_2 + z_1 \quad (8.8)$$

1-2 жана 3-дөңгөлөктөр барабар модулга ээ. Андан, стандарттык дөңгөлөктөр үчүн, тиштердин кесилип калбоосу, ал эми ичтен илинишкенде интерференциясы болбоосу зарыл.

**18-мисал.** Планетардык механизмдин схемасын долборлоону талап кылынат. Кыймыл өткөрүү катышы  $U=7$  болгондо механизмдин схемасын тандап, кыймыл өткөрүү катышын болжолдоп алууда таблицкага кайрылабыз. Ал 8.1-таблицадан көрүнүп тургандай, өткөрүү катышын  $a$  жана  $b$  түрүндөгү кыймыл өткөргүчтөр бере алышат. Андан, кыймыл өткөрүү катышы  $U_{IH}^{(3)} = 7$  болгон,  $a$ -түрүндөгү механизмдин схемасын тандап алабыз. Ошол себептен,

$$U_{13}^{(H)} = 1 - U_{1H}^{(3)} = 1 - 7 = -6.$$

Таблицадан  $U_{13}^H$  -кыймыл өткөрүү катышы төмөнкүгө барабар болгондуктан:

$$U_{13}^H = -\frac{z_3}{z_1} = -4, \quad (a)$$

анда,

$$z_3 = -4,2 \quad (b)$$

(8.8) окшоштуктун шартынан төмөнкүнү алабыз:

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2} \quad (в)$$

же болбосо, (б)-шартын эске алып:

$$z_2 = \frac{4 \times z_1 - z_1}{2} = \frac{3 \times z_1}{2} = 1,5 \times z_1 \quad (г)$$

(б) жана (г)-барбардыктарынан төмөнкүнү алабыз:

$$\frac{z_3}{z_2} = \frac{4 \times z_1}{1,5 \times z_1} = 2,7 \quad (д)$$

мындан,  $z_3$  -тиштеринин сандарын тандап алуу зарыл. Тиштердин жонулушу (кесилип калбоосу) интерференциясы болбогондугу, келтирилген 8.1-таблицадан көрүнүп турат:

Экинчи дөңгөлөктүн тишинин санын 29га барабар деп алсак, анда  $z_3$ -тишинин саны төмөнкүгө барабар болот:

$z_3 = 2,7 \times z_2 = 2,5 \times 23 = 58,6$  б.а. 60-тан кичине болот, жонулуп калбас үчүн,  $z_3 > 60$  болуусу зарыл.

$z_2$ -тишинин саны  $z_{2\min} = 23$ , же болбосо, ушул абалда  $z_3 = 2,7 \times z_2 = 2,7 \times 2,3 = 62,1$ ,  $z_3 > 60$ . Ошентип,  $z_2$ -тишинин саны  $z_2=27$  жана  $z_3=72$  барабар болгондой кылып тандайбыз.  
Анда:

$$\frac{z_3}{z_2} = \frac{72}{27} = 2,7$$

(б)-формуладан алабыз  $z_1 = \frac{z_3}{-4} = \frac{72}{4} = 18,25$

(8.1) таблицадан тиштердин сандары  $z_1=18$  болгондо, тиштердин кесилип (жонулуп) калуусу болбойт.

Ошентип, редуктордун тиштеринин сандары төмөнкүгө барабар:

$$z_1=18, z_2=27, z_3=72.$$

$k$ -сателлиттердин мүмкүн болгон санын аныктайбыз.

(8.14)-коңшулаштыктын шарты боюнча:

$$K < \frac{\pi}{\arcsin \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}} = \frac{\pi}{\arcsin \frac{27 + 2}{18 + 27}} = \frac{\pi}{\frac{29}{45}} = \frac{\pi}{\arcsin 0,644} = 4,86 \quad (e)$$

б.а.  $k \leq 4$  болуусу керек.

Андан кийин (9.7) чогултуп жыйноонун -шарты боюнча:

$$k = \frac{z_1 + z_2}{m} = \frac{18 + 27}{m} = \frac{45}{m} \quad (ж)$$

$k$  жана  $m$ - сандары бүтүн болуусу зарылдыгынан, анда (ж)- шарты боюнча сателлиттердин саны  $k=4$  болгон болсо шарт аткарылбайт. (ж) - шарты аткарылат, сателлиттердин саны  $k=3$ , болгон болсо, себеби, ушул учурда  $m=30$  болот.

1. Андан кийин дөңгөлөктөрдүн башталгыч айланаларынын радиустары аныкталат, эгерде  $m$ - модулу,  $m=8\text{мм}$  деп алсак.

1. Андан:

$$r_1 = \frac{mz_1}{2} = \frac{8 \times 18}{2} = 72 \text{ мм},$$

$$r_2 = \frac{mz_2}{2} = \frac{8 \times 27}{2} = 108 \text{ мм},$$

$$r_3 = \frac{mz_3}{2} = \frac{8 \times 72}{2} = 288 \text{ мм}.$$

2. Окшоштуктун шартын текшереп, андан алабыз:

$$r_3 = 2r_2 + r_1 = 2 \times 108 + 72 = 288 \text{ мм}.$$

3. Механизмдин пайдалуу аракет коэффициентинин табабыз.

$\varphi_H$  - коромжу болгон коэффициентти,  $\varphi_H = 0,05$  деп алабыз. Анда механизмдин пайдалуу аракет коэффициентти  $\eta_{1H}$  төмөнкүгө барабар болот:

$$\eta_{1H} = 1 - \left[ (1 - U_{1H}^{(3)}) \right] \times \varphi_H = 1 - \left[ \left( 1 - \frac{1}{U_{1H}^{(3)}} \right) \right] = 1 - \left[ \left( 1 - \frac{1}{5} \right) \right] \times 0,05 = 0,96$$

**19мисал.** Планетардык механизмди долборлоо. Берилген кыймыл өткөрүү катышы  $U_{1H}^{(3)} = 4$  жана модулу  $m = 2\text{мм}$  болгон бир катарлуу, бир баскычтуу планетардык «Джеймис» түрүндөгү редукторду долборлоо талап кылынат. Дөңгөлөктөрдүн бардык тиштеринин сандарын, эң көп болгон сателлиттердин санын жана бардык дөңгөлөктөр үчүн, бөлүүчү диаметрлерин табуу талап кылынат.

**Чыгарылышы:**

1-дөңгөлөктөн 3-дөңгөлөккө чейинки Н-жетелөөчү токтоп турган учурдагы  $U_{13}^{(H)}$  -кыймыл өткөрүү катышын аныктайбыз. Шарты боюнча,  $U_{1H}^{(3)} = 1 - U_{13}^{(H)}$ , болгондо, андан төмөнкүнү алабыз:

$$U_{13}^{(H)} = 1 - U_{1H}^{(3)} = 1 - 4 = -3$$

1-дөңгөлөктөн 2-дөңгөлөккө чейин Н-жетелөөчү токтоп турган учурдагы  $U_{12}^{(H)}$  -кыймыл өткөрүү катышын аныктайбыз.

Окшоштуктун шартынан  $z_3 = z_1 + 2z_2$  алабыз  $z_1 + 2z_2 = z_3$  жана

$$U_{13}^{(H)} = \frac{z_3}{z_1} \text{ болгондуктан, } z_3 = z_1 \times U_{13}^{(H)}.$$

$U_{12}^{(H)}$  -маанисин, окшоштуктун формуласына коюп,  $z_1 + 2z_2 = z_1 \times U_{13}^{(H)}$  андан алабыз:

$$U_{12}^{(H)} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{U_{13}^{(H)} - 1}{2} = \frac{3 - 1}{2} = 1.$$

2-дөңгөлөктөн, 3-дөңгөлөккө чейин Н-жетелөөчү токтоп турган учурдагы  $U_{23}^{(H)}$  -кыймыл өткөрүү катышын аныктайбыз.

Окшоштук формуласына,  $z_1$  маанисин коюп,  $U_{12}^{(H)}$  -аркылуу туюнтуп, андан төмөнкүнү алабыз:

$$\frac{z_2}{U_{12}^{(H)}} + 2z_2 = z_3,$$

андан,

$$U_{23}^{(H)} = \frac{z_3}{z_2} = \frac{1 + 2 \times 1}{1} = 3.$$

1-2-дөңгөлөктөгү эң кичине болгон, уруксат этилген тиштердин сандарын аныктайбыз:

1-дөңгөлөктө формула боюнча:

$$z_{1 \min} = 2 \frac{\sqrt{U_{12}^2 + (2 \times U_{12} + 1) \sin^2 \alpha_{сб}} + U_{12}}{(2U_{23} - 1) \sin^2 \alpha_{сб}} =$$

$$= 2 \frac{\sqrt{3^2 - (2 \times 3 - (2 \times 3 - 1) \times 0,117) + 3}}{(2 \times 3 - 1) \times 0,117} = 20,2$$

б.а.  $z_2 > 21$  болушу зарыл.

1, 2 жана 3-дөңгөлөктөрдүн тиштеринин сандарын тандап алабыз, качан  $U_{12}=1$   $z_1 \geq 13$  жана  $U_{23}=3$ ,  $z_2 \geq 21$  болгон шартта. Эгерде,  $z_1 \geq 14$  болсо, андан  $z_2=14$  экендигин алабыз, бирок,  $14 < 21$ .

Ошондуктан,  $z_1=22$ .

Андан,  $z_2=22$ , жана  $22 > 21$  болгондуктан, анда  $z_1=22$  болсо, бул санды кабыл алууга болот жана ошол себептен,  $z_3=66$ .

Окшоштуктун шарты боюнча алынган чоңдуктарды текшерелиз, андан  $z_3=z_1+2z_2=22+2 \times 22=66$ , б.а. көрсөтүлгөн шарт аткарылды.

Андан корутундулап бир топ тиштердин санын кабыл алабыз:

$$z_1=22, z_2=22, z_3=66$$

Андан ары максималдык сателлиттердин санын аныктайбыз. Коңшулаштыктын шартын алабыз,

$$\sin \frac{180^\circ}{K} > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2} = \frac{22 + 2}{22 + 22} = \frac{24}{44} = 0,5$$

$\frac{180^\circ}{K} = 33^\circ$  андан же болбосо сателлиттердин сандары

$$K < \frac{180^\circ}{33} = 5,45.$$

Ошентип, 5 тен ашпаган сателлиттерди алууга мүмкүн.

Чогултуп жыйноонун шартынан төмөнкүнү алабыз

$$K = \frac{z_1 + z_3}{E} = \frac{22 + 66}{E} = \frac{88}{E},$$

мында, E-бүтүн сан жана көбөйтүндүлөрдүн саны  $K_{\text{маг}}=z_1+z_2$  (чогултуунун шартына).

Анда,  $K \leq 5$  болуусу үчүн,  $E=22$  болуусу зарыл, анда сателлиттердин саны 4кө барабар.

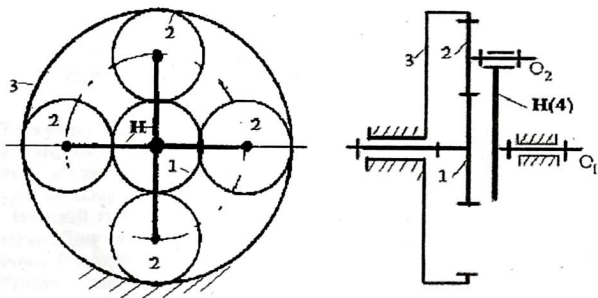
Андан кийин бардык дөңгөлөктөрдүн айланаларынын башталгыч радиустарын аныктайбыз:

1-дөңгөлөк үчүн:  $r_1 = \frac{mz_1}{2} = \frac{2 \times 22}{2} = 22 \text{ мм}$ ,

2- дөңгөлөк үчүн:  $r_2 = \frac{mz_2}{2} = \frac{2 \times 22}{2} = 22 \text{ мм}$ ,

3-дөңгөлөк үчүн:  $r_3 = \frac{mz_3}{2} = \frac{2 \times 66}{2} = 66 \text{ мм}$ .

Демек, бардык калган дөңгөлөктөрдүн чоңдуктарын аныктоого болот. Эсептен алынган дөңгөлөктөрдүн өлчөмдөрү боюнча алынган бир баскычтуу төрт сателлиттүү планетардык редуктордун эскизи төмөнкү сүрөттөн көрсөтүлгөн:



8.7-сүрөт. 18-мисалга

## VIII тарам боюнча текшерүүчү суроолор

1. Планетардык механизмдерди түзүүнүн (синтездөөдөгү негизги) шарты эмнеде?
2. Планетардык механизмди синтездөөдөгү аткарылуучу шарттарды айтып бергиле?
3. Механизмдин пайдалуу аракет коэффициентти (ПАК) деген эмне?  
Анын физикалык мааниси эмнени көргөзөт?
4. Механизмде өз алдынча тормоздолуунун кубулушу кайсыл учурда пайда болот?
5. Кайсыл формула боюнча, механизмде коюлуучу сателлиттердин саны аныкталат?
6. Механизмде коңшулаштыктын шартынын аткарылбастыгы, анын динамикасына кандай таасирин тийгизет?
7. Планетардык бир баскычтуу редуктордун кинематикалык схемасын чийип, андагы окшоштуктун шартын жазып бергиле?



## ***IX тарам Толкун тиштүү кыймыл өткөргүчтөр***

Тиштүү механизмдерди долбоорлоодо, приборлордо, манипуляторлордо, өндүрүштүк робото-техникаларда, космостук техникада жана химиялык абасыз чөйрөгө кыймылдын чоң даражада басаңдатып же көбөйтүп, жакын аралыкка өткөрүп берүүнү талап кылууда, толкун тиштүү механизмдер колдонулат.

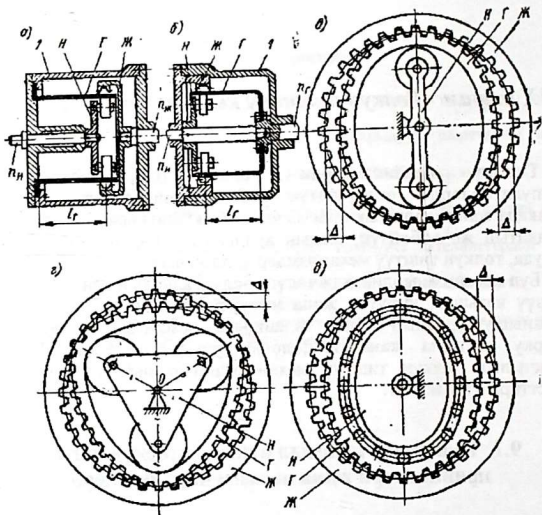
Бул механизмдердин өзгөчөлүгү болуп, алардын чоң даражадагы өткөрүү катышы, кирүүчү жана чыгуучу октолгогучтардын октош жайланышуусу, анын абдан чакандыгы, массасынын жеңилдиги, жогорку тактыгы жана технологиялуулугу эсептелет. Ушундай артыкчылык толкун тиштүү механизмдин рационалдуу колдонуу областтарын аныктайт.

### **9.1 Толкундуу кыймыл өткөргүчтөрдүн иштөө принциптери жана негизги параметрлери**

Толкундуу кыймыл өткөргүч негизги үч элементтен: иймекей жеңил деформациялануучу 1 тиштүү дөңгөлөктөн (9.1-сүрөт), 2 – тиштери ичтен жайланган катуу дөңгөлөктөн жана толкунду пайда кылуучу *H*-толкундун генераторунан турат.

Иймекей тиштүү дөңгөлөк болсо, чел кабык (оболочка) сымал жасалган. Дөңгөлөктөрдүн бирөөсү механизмдин тулгасына, ал эми экинчиси болсо, чыгуучу октолгогучуна бекитилет (9.2,а,б-сүрөт). Толкундун генератору-толкунду пайда кылат жана иймекей дөңгөлөктү деформациялуу толкун кыймылга келтирет. Толкун генератору көбүнчө эки роликтүү, жетелөө түрүндө жасалат жана иймекей дөңгөлөктү чоюп, деформациялап анын тишин катуу дөңгөлөктүн тиши менен илиништирет.

Генератор айланганда, иймекей дөңгөлөк үзгүлтүксүз деформацияланат жана ал роликтен, чуркоочу деформация толкуну пайда болот. Ушундай абалда, иймекей дөңгөлөктүн тишинин саны, катуу дөңгөлөктүн тишинин санына караганда аз болгондуктан, б.а. дөңгөлөктүн тиштеринин сандары барабар болгондуктан ал дөңгөлөк, экинчи дөңгөлөккө карата салыштырмалуу айланат.

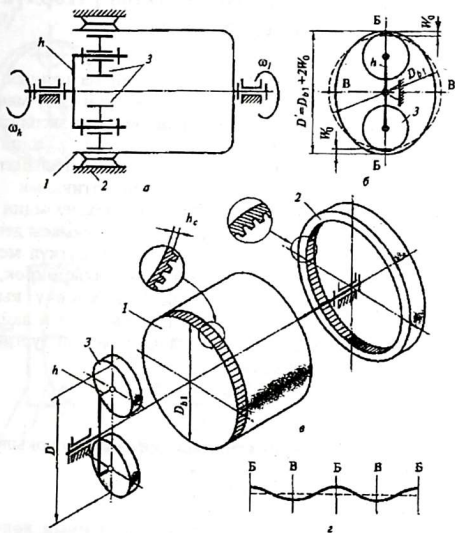


9.1-сүрөт

Толкун генератордун ийимекей дөңгөлөккө таасир этишинен, анын туурасынан кесилишинде, ийри сызыктуу эки деформация толкуну пайда болот.(9.2,б-сүрөт). Деформация ийри сызыктын Б-Б огу чоң, ал эми В-В кичине огу деп аталат. ББ-огунда деформация толкундун чокусу ал эми В-В-га болсо, деформация толкунунун ойдуңу жайгашкан (9.2,г-сүрөт). Деформация толкунунун сандары 1,2,3 ж.б. болушу мүмкүн.

Толкун генераторлору механикалык, электромагниттик, пневматикалык жана гидравликалык болот. Механикалык генераторлор эки, төрт роликтүү-дискалуу, төгөрөк түрүндө жана урчуктуу (кулачковой) (9.1,в-9.2,б-сүрөт).

3 толкундуу генератор сейрек колдонулат (9.2,г-сүрөт). Толкун генератору, ийимекей дөңгөлөктүн ичинен жана сыртынан жайланышы мүмкүн.



9.2-сүрөт

Толкундуу кыймыл өткөргүчтөрдүн негизги параметрлери  $\omega_H$ ,  $\omega_1$  жана  $\omega_2$   $H$ -жетелөөчүнүн бурчтук ылдамдыгы, иймекей жана катуу дөңгөлөктөрдүн бурчтук ылдамдыктары  $U_{H1}^{(2)}$  же  $U_{H2}^{(1)}$   $H$ -толкун генераторунан өткөрүүчүнүн чыгуучу октолгогучуна болгон кыймыл өткөрүү катышы.

$z_1$  жана  $z_2$  иймекей жана катуу дөңгөлөктөрдүн тиштеринин сандары,  $m$  - дөңгөлөктөрүнүн илиниш модулу,  $d_1$  жана  $d_2$  - иймекей жана катуу дөңгөлөктөрдүн бөлүүчү диаметрлери,  $\gamma$  - генератор толкунун саны,  $q = z_2 - z_1$  - катуу жана иймекей дөңгөлөктөрдүн тишинин санынын айырмасы, ал көбүнчө  $q = \gamma$  болгондо,  $q = 2\gamma$  сейрек болот,  $\eta$  - пайдалуу аракет коэффициентти.

## 9.2 Толкундуу кыймыл өткөргүчтөрдүн кинематикасы

Толкундуу кыймыл өткөргүчтөрдүн кинематикалык, толкун тиштүү редукторлордун схемасы, приборлордун же машинанын жайланышына (компоновкасына), ошондой эле аны эксплуатациялоо, механизминин кыймыл өткөрүү катышына жана анын функциянолдук колдонуу шартына жараша тандалып алынат.

Толкундуу кыймыл өткөрүү, кинематикалык жактан планетардык механизмдин өзүндөй. Мындай механизмдин өткөрүү катышын аныктоо үчүн «**кубулма**» кыймыл ыкмасы деп аталган ыкма колдонулат. Бул ыкманын мааниси болуп, бүткүл механизмге жетелөөчүнүн бурчтук ылдамдыгына карама-каршы, бирок, барабар болгон ( $-\omega_H$ ) кыймылды берилет. Анда  $H$ -жетелөөчү кыймылсыз болгон «**кубулма**» деп аталган жөнөкөй механизм пайда болот, кыймыл өткөрүү катышын (6.3)-формуладан аныктай турган болсок, ал биздин шарт үчүн төмөнкүчө болот:

$$U_{12}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} \quad (9.1)$$

Экинчи жактан дөңгөлөктөрдүн тиштеринин сандары аркылуу,

$$U_{12}^{(H)} = \frac{z_2}{z_1}$$

мында,  $U_{12}^{(H)}$  - «**кубулма**» механизмдердин жетелөөчүсү кыймылсыз абалда болгон учурдагы өткөрүү катышы. Бул учурда 9.1-в сүрөттөн көрсөтүлгөн механизм үчүн,

$$U_{12}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} = \frac{z_2}{z_1} \quad (9.2)$$

9.3.а.б-сүрөттөрдөн толкундуу редукторлордун схемасы иймекей жана катуу дөңгөлөктөр кыймылсыз болгон учурдагысы көрсөтүлгөн.

Эки абалда карап көрөлү.

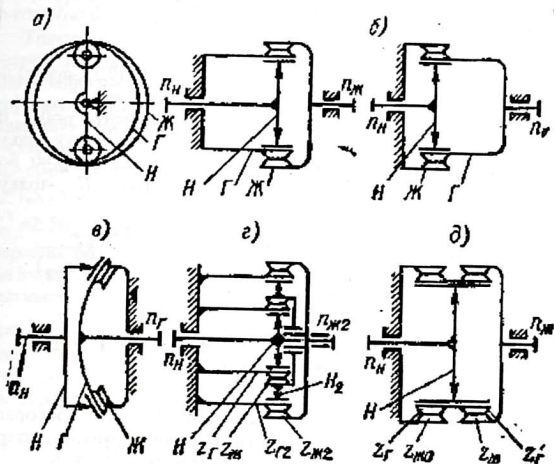
1.2-дөңгөлөк кыймылсыз (9.2)-формулага  $\omega_2=0$  коюуп, андан алабыз.

$$U_{1H}^{(2)} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1} = -\frac{z_1}{2}$$

Минус белгиси генератордун айлануу багыты жетелөөчү дөңгөлөктүн багытына карама-каршылыгын көрсөтөт.

Мында,

$$z_1 = |q \times U_{H1}^{(2)}| \quad z_2 = z_1 - q.$$



9.3-сүрөт

2.1-дөңгөлөк кыймылсыз. Анда, (9.2)-формулага  $\omega_1 = 0$  коюп андан төмөнкүнү алабыз:

$$U_{H2}^{(1)} = -\frac{\omega_H}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1} = \frac{z_2}{q}$$

Мында,  $z_2 = |q \times U_{H2}^{(1)}|$ ,  $z_1 = z_2 - q$ .

(9.3) жана (9.4)-туянтмалар толкундуу кыймыл өткөрүү катышы бир гана тиштерден көз каранды экендигин көрсөтөт.

Бир баскычтуу толкундуу тиштүү редукторлор (9.5 а,б,в-сүрөт)-кыймыл өткөрүү катышы 50...250 болгон учурда колдонулат.

Алардын тишелүү болгон П.А.К.  $\eta = 0.9...0.7$ .

Эсептөөнүн тартиби:

1). Берилген  $\omega_H$ ,  $\omega_2$  же болбосо  $\omega_1$ -боюнча  $U_{H2}^{(1)}$  же  $U_{H2}^{(0)}$ -өткөрүү катышы аныкталат;

2).  $q$ -берип  $z_1$  жана  $z_2$  дөңгөлөктөрүнүн тиштеринин сандары эсептелет;

- 3). Конструкциялык мааниде  $d_1$ -иймекей дөңгөлөктүн алдын ала диаметри алынат жана модуль  $m=d_1/z_1$  -эсептелет;
- 4).  $m$ -модулу ГОСТ 9563-60 боюнча кабыл алынат;
- 5).  $d_1 = z_1 \times m$  жана  $d_2 = z_2 \times m$  такталат.

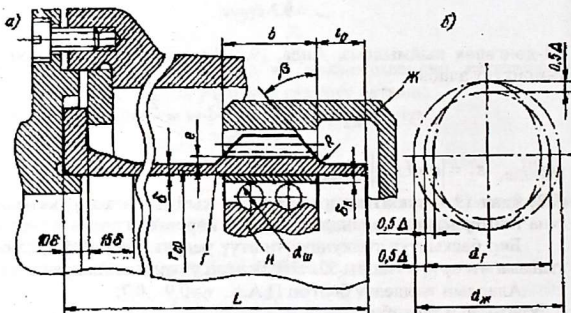
Эки баскычтуу толкун тиштүү редукторлор (9.3.г-сүрөт) болсо өткөрүү катышы 2500...100000 болгон учурда колдонулат.

Алардын тиешелүү пайдалуу аракет коэффициенти  $\eta=0.8...0.5$ . Ал болсо удаасы менен байланышкан эки бир баскычтуу тулкундуу кыймыл өткөргүчтөрдөн куралат,  $\omega_1=0$ ,  $\omega_H=0$  жана  $\omega_{H2}=0$  болгон учурда,  $z_2$ -катуу дөңгөлөккө экинчи баскычтын  $H_2$  -толкундун генератору бекитилет. Төмөнкүнү алабыз:

$$U_{HK2}^{UU2} = \frac{\omega_H}{\omega_{K2}} = U_{HK}^{(U)} \times U_{H2K2}^{(U2)} = \frac{z_K(z_2) \times z_{K2}}{(z_K - z_U)(z_{K2} - z_{U2})}$$

### 9.3 Толкундуу кыймыл өткөргүчтүн түзүлүшү (конструкциясы)

Илиниш бурчу  $\alpha=20^\circ$  жана  $\alpha=30^\circ$  болгон приборлордун толкундуу өткөрүү редукторлорунун дөңгөлөктөрүнүн тиштеринин профилдери эвольвента түрүндө жасалат. Көпчүлүк учурда



9.4-сүрөт

түзөтүлгөн дөңгөлөктөр колдонулат. 9.4,а-сүрөттө түзөтүлбөгөн дөңгөлөктөрдүн берилиши көрсөтүлгөн. Илиниш бурчу  $\alpha=20^\circ$ , иймекей дөңгөлөктүн тишинин  $h_a=0,63$  бийиктигинин чокусу



кыскартылган жана деформациянын чоңдугу  $\Delta=2m$  болгон (9.4.б-сүрөттө) ( $m=0,2...0,8$ ) жана өткөрүү катышы  $U_{HK}^{(U)}=50...200$  болот.

Толкун тиштүү редуктордун (ТТР) көпкө иштөөсүнүн негизинде иймекей дөңгөлөктүн чарчап чаалыгуу бекемдигине көз каранды. Ошого байланыштуу рационалдык түрдө формасынын өлчөмдөрүн,  $\Delta$ -деформациянын чоңдугун жана иймекей дөңгөлөгүнүн материалын тандап алуу чоң мааниге ээ болот.

Өлчөмдөрдү тандоодо төмөндөгү катыштарды эске алсак болот:

$$e=d_1=z_1 \times m \quad e_0=(3...8)m \quad \beta=30...45^\circ \quad R=0,5 \text{ мм}$$

$$D_w=1,5...4 \text{ мм} \quad v=(16...30) \quad c=(0,3...0,5)m.$$

$U_{HU}^{(U)} \geq 50$ ,  $q=2$  жана  $m=0,8...0,2$  мм иймекей дөңгөлөк үчүн материалы болоттон 40ХН жана 37ХНЗА же ШХ15 кабыл алынат жана  $\delta=(0,7...1,5)m$ .

Пластмассадан жасалган дөңгөлөктөр-полиформальдегид же капролондон  $\delta=(2...4)m$ ,  $\delta=(2...4)m$  кабыл алынат.  $U_{HU}^{(K)}$ -берилген кыймыл өткөрүү катышта  $d_1$ -бөлүүчү диаметрдин чоңдугун жана  $m$ -модуль иймекей дөңгөлөктүн деформациясынын чоңдугунан көз карандылыгынан алынат.

$$\Delta=d_k-d_u=m(z_k-z_u)=mq \times q=2$$

жана  $\Delta=2m$  болгондо (9.4.б-сүрөттөн)

$$U_{HU}^{(K)} = -\frac{z_u}{z_k - z_u} = -\frac{d_u}{d_k - d_u} = -\frac{d_u}{\Delta} = -\frac{d_u}{qm}.$$

Мында,  $d_u$ -берилет  $m=d_u/U_{HU}^k \times q$ -табат же  $m$ -берилет анда  $m=d_u \times U_{HU}^k \times qm$  аныкталат.  $m$ -модулдун чоңдугун ГОСТ боюнча алынат.  $\omega_u=0$  болгондо  $z_k=qU_{HK}^{(U)}$ ,  $z_4=z_K$ ,  $m=d_u/z_u$ .

#### Бекемдигин эсептөө.

Жүк, көп сандагы тиштерге бөлүнгөнүнө байланыштуу приборлордун толкун тиштүү редукторунун дөңгөлөгүнүн тиштери чоң чыңалууга дуушар болбойт.

Толкун тиштүү редукторунун-көбүрөөк чыңалууга дуушар болгон тетиги, иймекей дөңгөлөк болуп эсептелет. Дубалынын калыңдыгы абдан ичке болгондуктан ал  $\sigma_H$ -ийүү жана  $\tau_{kp}$ -толгоо чыңалуусуна дуушар болот.

Дөңгөлөктүн дубалынын калыңдыгын, ийүү деформациядагы чаалыгып-чарчоо бекемдигин эсептөөдө, болжолдуу формуласы колдонулат [15]

$$\sigma_B = 1,97 \frac{\Delta \times \delta \times E}{r_{cp}^2} \leq [\sigma]_{-1}$$

$$\delta \leq \frac{r_{cp}^2 [\sigma]_{-1}}{1,97 \Delta \times E}$$

Мында,  $E$ -материалдын серпилгич модулу, МПа  $r_{cp}$  -иймекей дөңгөлөктүн ичке дубалынын орточо радиусу;

$[\sigma]_{-1}$ -ийүүдөгү уруксат этилген чыңалуу.

Болот 40ХН -үчүн НВ-280-320  $[\sigma]_{-1}=100\dots150\text{МПа}$   $[\sigma]_{-1} = 100\dots150\text{МПа}$ ;

$E=2,1 \times 10^6 \text{МПа}$  кабыл алынат.

Өлчөмдөрү  $\Delta$ ,  $\delta$  жана  $r_{cp}$  мм.

Иймекей дөңгөлөктүн цилиндиринин толгоо деформациясында турактуулугун эсептөө үчүн формула пайдаланылат:

$$\tau_{\max} = \frac{T_u}{W} = \frac{T_u}{2\pi r_{cp}^2 \times \delta} \leq [\sigma]_y = \frac{\tau_{кр}}{n_y};$$

мында,  $T_u$ -иймекей дөңгөлөктөгү толгоо моменти Н×мм

$\tau_{кр}$ -критикалык жасалма чыңалуу;

$n_y = -3\dots3$ -турактуулуктун запас коэффициенти;

$[\tau]_y$ -турактуулукка уруксат берилген чыңалуу; МПа.

## IX тарам боюнча текшерүүчү суроолор

1. Толкун тиштүү редуктор деп эмнени айтабыз?
2. Толкун тиштүү редуктордун, планетардык жана дифференциалдык редукторлордон айырмасы эмнеде?
3. Толкун тиштүү редуктор кайсыл максатта колдонулат, алардын артыкчылыгы жана кемчилдиктери эмнеде?
4. Толкун тиштүү редуктордун илиниш зонада көп жуптуу тиштердин илиниши эмнени берет?
5. Интенсивдик жышылууга таасирин тийгизген негизги факторлорду атап бергиле?

## *Х тарам Тиштүү дөңгөлөктүү механизмдин кинематикалык схемасы жана өткөрүү катышын баскычтарга бөлүү*

Машинаны кыймылга келтирүүчү тиштүү механизмдин кинематикалык схемасын тандап алуу бул-долбоорлоонун биринчи этабы болуп эсептелет.

Машинанын аткарган кызматына жана иштөө шартына жараша анын кинематикалык схемасы түзүлөт. Кыймылдаткыч машина менен жумушчу машинанын органынын ортосуна, орнотулуучу тиштүү механизмдер бир топ функцияларды аткарат, алардын ичинен негиздүүлөрү болуп:

жумушчу органда ылдамдыкты басаңдатуу же көбөйтүү;

толгоо моментин басаңдатуу же көбөйтүү;

траекториясын өзгөртүү же кыймылдын мүнөзүн өзгөртүү;

кыймылдын багытын өзгөртүү (реверсированин)

ылдамдыкты регулировкалоо;

мотордун моменттерин жана кыймылды суммалоо же бөлүү.

жүк көп болуп кеткен учурдагы машинанын тетиктеринин санын кесүүдөн сактоо.

Кинематикалык схеманы тандап алуу, көбүнчө кыймылдаткыч-мотордон жана машинага коюлган талаптан көз каранды. Кыймылдаткыч-моторлордун жетектөөчү органы жана жасалган кыймылынын формасынын траекториясына жараша: айланма, үзгүлтүксүз-айланма же артка кайтпай-түз каймыл болушу мүмкүн; жумушчу орган траекториянын формасы боюнча: айланма, артка кайтпай-түз, артка кайтпай-айланма жана татаал кыймылга ээ болгон, ал эми кыймылдын мүнөзүнө жараша-монотондук, циклдик жана ар түрдүү кыймыл менен болот.

Монотондук кыймылда болгон машиналардын жумушчу органынын ылдамдыгы турактуу жана узак убакытка чейин бир жакка багытталган. Мындай машиналардын кыймылдаткыч-мотору

түз эле жумушчу орган менен бириктирилет же алардын ортосуна кандайдыр бир кыймыл өткөргүч орнотулат (тиштүү, чынжырлуу, курлуу жана башка).

Ушундай машиналарга мисал болуп, желдетгич (вентиляторлор), транспортторлор жана башкалар кирет. Ар түрдүү кыймылдуу машиналар, үзгүлтүктүү кыймылга жана күчтүк режимге ээ болот.

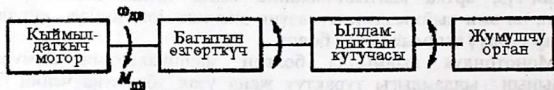
Алардын кыймылдаткыч-моторунун жана жумушчу органынын ортосунда, башкарылуучу кыймыл өткөрүү орнотулушу зарыл (көп ылдамдыктуу тиштүү өткөргүч вариаторлор ж.б.). Буга мисал болуп, транспорттук (дөңгөлөктүү жана казтамандуу) машиналар, тесталар (станоктор) кызмат кылат.

Кыймылдын ылдамдыгын жана моменттин өзгөрүшүн кыймылдаткыч-мотордон жумушчу органга чейинки кыймыл өткөрүү катышы боюнча аныктап, өткөрүү параметрлеринин бирөөсү болуп эсептелген. Эгерде жумушчу органдын ылдамдыгы туруктуу болсо, анда кыймыл өткөрүү да турактуу болот.

Кээ бир машиналардын иштөө процессинде жумушчу органдын ылдамдыгы өзгөрүлүшү мүмкүн, мындай учурда, кыймыл өткөрүү катышы да өзгөрүлмө болот, өткөрүү катыш жай же баскычтуу өзгөрөт (машинанын иштөө режими өзгөргөн учурда).

Ошентип, ар түрдүү кыймыл өткөргүч варианттарынын ичинен ага коюлган талапка ылайык, өткөрүү катышынан, өткөрүү кубатуулугуна жана болжогон компоновкага байланыштуу тандалып алынат. Машинанын кыймылдаткычына коюлган талап ар түрдүү кинематикалык схемаларды жана тиштүү механизмдердин ар кандай варианттарын колдонгондо гана аткарылышы мүмкүн. Кинематикалык схеманы иштеп чыгуу, көбүнчө машинанын схемасын эсептеп чыгуунун негизинде машинанын бардык элементтери белгиленгенде ишке ашырылат (кыймылдаткыч-мотор, өткөргүч, аткаруучу механизмдер жана башкалар).

Мисал, берилген машинанын, жумушчу органы жасаган айлануу кыймылынын багыты өзгөрүлүп жана эки ылдамдыгы болушу зарыл. Мындай машинанын функционалдык схемасы кыймылдаткыч – мотордон андан кийин реверс (багытын өзгөрткүч) кинематикалык байланышта болгон кыймылдаткыч-мотор менен башталат (10.1-сүрөт).



10.1-сүрөт

Эки ылдамдыктуу тиштүү дөңгөлөктүү механизм (ылдамдыктын кутучасы), андан кийин жумушчу орган реверстен кийин жайланышат.

Кыймылдаткыч-мотордун түрүн тандоодо, машинанын иштөө шартын, анын иштөө режимин, жүктөлүү шартын, машинанын технологиялык процессти камсыз кылышын эске алуу зарыл. Ошондон кийин, кыймылдаткыч-мотордун жумушчу мүнөздөмөсү менен машинанын жумушчу мүнөздөмөсүн салыштырып, анын кубатуулугун аныктайт. Андан кийин кыймылдаткыч-мотор менен жумушчу машинанын бир же бир топ мейкиндикте өз ара жайланыш варианттарынын ичинен тандалып алынат.

Кыймыл өткөргүчтүн схемасын тандап алуу, габариттик өлчөмдөрүнөн, массасынан, п.а.к., кинематикалык тактыгынан жана инерттүүлүгүнөн көз каранды болот.

Машиналардын октолгогучтарынын ок аралыктары чоң болгондо жана өткөрүү катышы  $[U] < 5$   $[U] < 5$  болгон учурда, кыймылды өткөрүү үчүн көпчүлүк учурда курлуу (жалпак курлуу же тиштүү курлуу) өткөргүчтөр колдонулат. Чынжырлуу кыймыл өткөргүчтөр ошол эле максат үчүн колдонулат, анын звенолору салыштырмалуу сыйгаланбай иштейт жана  $[U] < 10$   $[U] < 10$  өндүрүп бере алат. Чынжырлуу кыймыл өткөргүчтүн п.а.к. бир топ жогору жана 0,93...0,95 жетишиши мүмкүн. Бул кыймыл өткөргүчтөр «машина тетиктери» курсунда кенен окулат.

Чынжырлуу өткөргүчкө караганда, тиштүү цилиндрдик баскычтуу өткөргүчтөрдүн чоңдугу 2-3 эсе кичине жана бирдей жүктөлүүдө,  $\eta = 0,97 \dots 0,98$ .

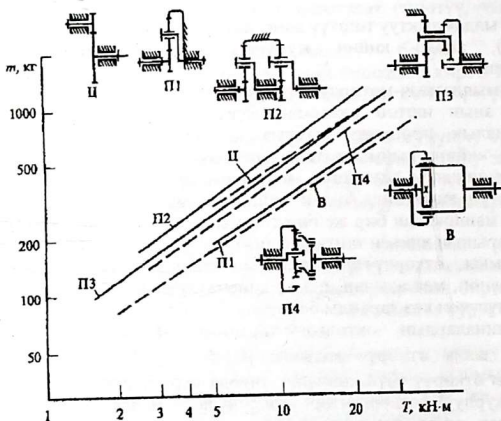
Конустук кыймыл өткөргүчтөр качан октору ар түрдүү бурчта кесилишкен учурда жана бир октон, экинчиге айланма кыймылды өткөрүү үчүн колдонулат. Анын п.а.к. 0,97 ге жетиши мүмкүн.

Планетардык бир баскычтуу Джеймстин редуктору бир баскычтуу цилиндрдик кыймыл өткөргүчкө караганда 1,5-2 эсеге кичине, чоңдугу жана массасы жагынан жана  $\eta = 0,97 \dots 0,98$ .

Кыймыл өткөрүү катышы 8...12ден чоң болгондо көп баскычтуу катар жайланышкан же планетардык кыймыл өткөргүчтөрдү колдонуу ыңгайлуу. Габариттик чоңдугу массасы жана ПАК чакандыгы жагынан, планетардык механизмдер артыкчылык кылат.

10.2-сүрөттө редуктор катары колдонуп жүргөн ар түрдүү механизмдер көрсөтүлгөн, андан, алардын массасы менен жетелөөчү звеного жүктөлүүчү моменттен көз карандылыгын көрсөтөт.





10.2-сүрөт

Ал көз карандылыктан редукторлордун кинематикалык схемалары төмөнкүчө белгиленген.

U-редуктордун өткөрүү катышы  $U=5$  болгон бир жуп цилиндрдик жуптан турган; П1-планетардык бир баскычтуу, өткөрүү катышы  $U=5$ ; П2-эки баскычтуу планетардык өткөргүч, өткөрүү катышы  $U=20...60$  болгон жана бир сателлитүү. П3-планетардык өткөргүч, эки жолу ичтен илинген өткөрүү катышы  $U=50...300$  жана эки сателлитүү; П4-ийримуунак-планетардык; В-толкундуу кыймыл өткөрүү, өткөрүү катышы  $U=125...250$  болгон.

Өндүрүштө кенири колдонулуучу редукторлордун кыймыл өткөрүү катышы  $U=10..50$  (70% жакын);  $U=50...320$  (20% жакын), өткөрүү катышы  $U<10$  болгондо 5%ке жакыны колдонулат.

Кыймылсыз октору менен болгон планетардык редукторлор ( $2<U<250$ ) машина курууда, көбүнчө металлургиялык, жүк көтөрүүчү-транспорттук, химиялык, кеме курууда ж.б. колдонулат.

10.1-таблицадан көбүрөөк колдонулуучу редукторлордун кинематикалык схемалары көрсөтүлгөн.

Кыймыл өткөрүү катышы  $U<8$  болгондо, бир баскычтуу цилиндрдик редукторлор колдонулат. (а-схема). Кыймыл өткөрүү катышы  $6,3<U<50$  болгондо, эки баскычтуу цилиндрдик жана



конустук-цилиндрик редукторлор көбүрөөк колдонулат (б,в,г-схемалары). Кыймыл өткөрүү катышы  $U=40\dots250$  болгондо, үч баскычтуу редуктор колдонулат (д,е-схемалары); бирок, бул учурда, минималдык өлчөмдөр жана масса талап кылынган болсо, аларды планетардык, толкундуу тиштүү көп баскычтуу редукторлор менен алмашылат.

Эки баскычтуу редукторлордун ичинен (б-схемасы) көбүрөөк колдонулат. Анын туурасы жана массасы кичинекей, жөнөкөйрөөк болот. Октош редукторлор (в-схема) узундугунун чоңдугу боюнча кичине мааниге ээ. Жай баскычтын иштөө жөндөмдүүлүгүн жакшыртуу максатында, жуптуу болгон бачым баскычтуу редукторлор колдонулат (г-схема).

Кириүүчү жана чыгуучу октолгогучтары өз ара перпендикулярдуу жайланышын талап кылган учурда жана кыймыл өткөрүү катышы чоң болгондо, конустук-цилиндрик редукторлор колдонулат (ж-схема).

Планетардык өткөргүчтөр октору кыймылда болбогон өткөргүчтөрдөн айырмасы, бир кыйла габаритинин жана массасынын азыгында. Көбүрөөк колдонулуучу редукторлор болуп, 8.1,а-сүрөттөн көрсөтүлгөн схема боюнча жасалган бир сателлитүү редукторлор эсептелет.

Кинематикалык эффект жетүүгө болот. Жакшыраак редукторлорго (8.1,в,г-сүрөттөгү) кинематикалык схемаларды пайдаланган учурда ПАК натыйжалуу азаят.

Кыймыл өткөрүү катышынын көбөйүүсүнөн,

$$\text{ПАК} \dots 0.98, 0.90, 0.85, 0.66, 0.60, 0.45$$

$$[U] \dots 50, 100, 200, 300, 500, 1000.$$

Эгерде, бир катар баскычтуу планетардык (Джемстин) редукторлорун удаасы менен кошуп отуруп (10.3-сүрөттөгү), ПАК-жогору, сызыктуу жайланыштыруу мүмкүнчүлүгү менен динамикалык артыкчылыкка ээ болгон кинематикалык схеманы алууга болот. 10.3,а-сүрөттүн схемасы үчүн, өткөрүү катышы:

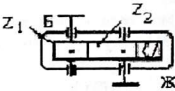
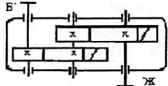
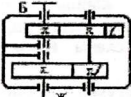
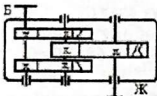
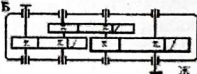
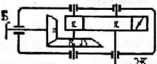
$$U_{1H_2}^{(3)} = U_{1H_1}^{(3)} \times U_{1H_2}^{(6)},$$

(10.3,б-сүрөттөн) схемасы үчүн:

$$U_{13}^{(2)} = 1 - U_{12}^{(3)}.$$

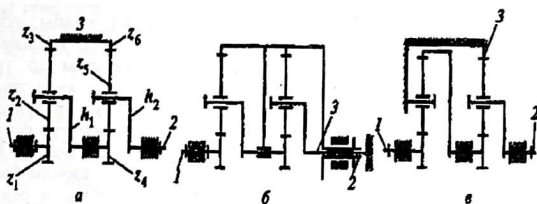
**Кыймылсыз октуу цилиндрдик редукторлордун кинематикалык схемасы**

**10.1. Таблица**

Схеманын белгиленishi	Схема	Өткөргүч катнашты рекомeндoват этилген маанисинин диапoзoну
a		$U_{12} = -\frac{z_2}{z_1}; z_2 \geq z_1$ $1 \leq U \leq 8$
б		$U_{\text{жал}} = U_B U_{\text{Ж}}$ $6,3 \leq U_{\text{жал}} \leq 50$
в		$U_{\text{жал}} = U_B U_{\text{Ж}}$ $6,3 \leq U_{\text{жал}} \leq 50$
г		$U_{\text{жал}} = U_B U_{\text{Ж}}$ $6,3 \leq U_{\text{жал}} \leq 50$
д		$U_{\text{жал}} = U_B U_{\text{орт}} U_{\text{Ж}}$ $40 \leq U_{\text{жал}} \leq 250$
e		$U_{\text{жал}} = U_B U_{\text{Ж}}$ $6,3 \leq U_{\text{жал}} \leq 50$

1. Схемaдa берилген: Б-бачым айлануучу жана Ж-жай айлануучу баскычтар,
2. Редукторлордун өткөрүү катышына жолдонмо берилген диапoзoнундa, редукторлордун конструкциясы рационалдуураак болот

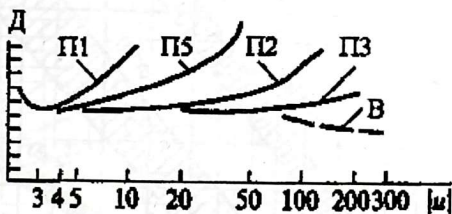
Өткөрүү катышы (модулу боюнча) 10.3,б-сүрөт үчүн бир топ азайтылды, ПАК практикалык жактан өзгөргөн жок. Бул схема лебедканын барабанына же машинанын дөңгөлөктөрүнө жакшы жайланышат.



10.3-сүрөт

10.3,в-сүрөттө бачым айлануучу жетелөөчү биринчи катардан кыймылсыз, ошол себептен, сателлиттердеги муунак жаздыктарда инерциалдык жүк нөлгө барабар.

10.4-сүрөттөн, жетеленүүчү звенодогу момент турактуу болгондо орточо D-диаметринин өлчөмдөрү өткөрүү катышынан көз каранды.



10.4-сүрөт

Көрсөтүлгөн, кыймыл өткөрүү катышы өсүү менен өлчөмдөр ар түрдүү өткөргүчтөрдө ар башка болот.

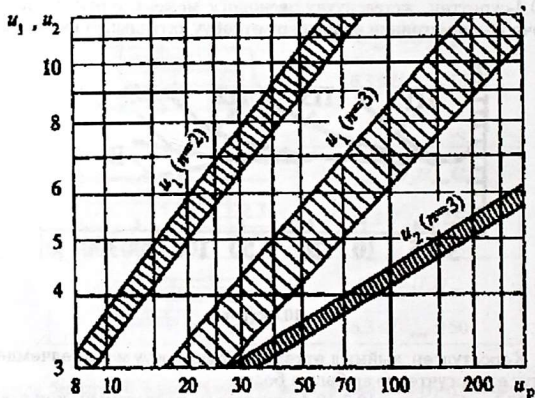
10.1-таблицаны, 10.2-10.4-сүрөттөрдү пайдаланып, конструктор, массасы кичине жана габариттик өлчөмү чакан болгон, берилген

диапазондогу кыймыл өткөрүү катышы үчүн болгон өткөргүчтүн конструкциясын тандап алат.

### Жалпы өткөрүү катышты баскычтарга бөлүү

Жалпы колдонлуучу күчтүк редукторлордун жалпы өткөрүү катышын, оптималдык бөлүүнүн критериясы болуп, минималдык масса эсептелет. Эгерде берилген  $U$ -өткөрүү катышы ар түрдүү сандагы баскычтуу редукторду камсыз кылган болсо, анда төмөнкү эрежеге таянып, эгерде бийиктиги, туурасы жана редуктордун массасы чоң мааниге ээ болсо, анда аз сандагы баскычтуу редуктор кабыл алынат. Мындан редуктор жөнөкөй жана арзан болот. Эгерде редуктордун бийиктиги, туурасы мүмкүн болушунча кичине болуусу талап кылынса, анда  $(n)$  баскычтардын саны көп болгон редуктор кабыл алынат, ал азыркы учурдагы редуктор куруунун тенденциясына дал келет. Бачым айлануучу баскычтын  $U_1=U_B$  өткөрүү катышын  $U_2=U_T$  баскычка караганда 1,25 ; 1,4 же 1,6 эсе чоң алууну сунуш кылат.

10.5-сүрөттөн бул сунуш ар бир баскыч үчүн  $U$  өткөрүү катышын алууну көрсөткөн.

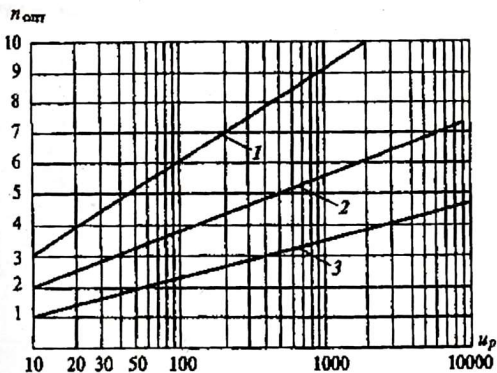


10.5-сүрөт

Минималдык габариттердин өлчөмдөрүн камсыз кылуу шартын сактап, оптималдык сандагы редуктордун баскычын жана баскычтардын арасына бөлүнгөн өткөрүү катышын тандап алууга болот.

Булардын  $n_{\text{opt}}$  маанилери, жалпы өткөрүү катыш функциясы катары графикте 10.6-сүрөттөн (2-сызык) көрсөтүлгөн. Кошумча ок толгогучтардын массасынын негизинде, редуктордун баскычтарынын саны өсүүдөн редуктордун массасы өсөт. Ошондуктан, 10.6-сүрөттөн оптималдык баскычтын сан маанилери, минималдык редуктордун массасындагы 1-сызык көрсөтүлгөн төмөнкү чекиттин зонасына ориентир жасоого болот.

Планетардык көп баскычтуу механизмдерди долбоорлоодо  $U_{\text{жээл}}$  өткөрүү катышын баскычтарга бөлүү маанилүү орунда турат, ар бир баскычтагы өткөрүү катышынын маанилери, рационалдык уруксат этилген мааниден чоң болбогондой жана бачым айлануучу баскычка караганда жай айлануучу өткөргүчтүн маанисинен кичине болуусу зарыл.



10.6-сүрөт

Механизмдин габариттик өлчөмдөрү, ар бир баскычтагы кыймыл өткөргүчүнөн көз каранды, анын ПАК, кыймылды өткөрүүчү тактыгы жана аны жасоо шарты ж.б. Мында механизм иштей турган жердеги механизмдин иштөө шартын эске алуу зарыл.

Транспорттук машиналардын ылдамдык кутучасынынын  $U_{\text{жсд}}$  өткөрүү катышын баскычтарга бөлүнүүсү ар бир баскычтагы эң чоң өлчөмдөрүнүн диаметри боюнча бирдей болгондой болуп бөлүнөт.

Прибордук курамдарда, чыгуу октолгогучунун айлануусунун тактыгын талап кылгандыктан, чоң өткөрүү катышын акыркы баскыч үчүн бөлүү керек. Ошентип, берилген өткөрүү катышын, планетардык өткөргүчтүн ар түрдүү схемалары аркылуу алууга мүмкүн, бирок, андан алган маанилер бири-биринен өлчөмдөрү, ПАК боюнча, динамикалык сапаттары жагынан айырмаланат.

Схемаларды кабыл алууда жөнөкөй кыймыл өткөргүчтөрдүн сапатын эске алуу зарыл, андан түзүлгөн тиштүү редуктордун аткарган ишин, шартын жана анын иштөө режимин, иштей турган чөйрөсүн, ошондой кыймыл өткөргүчтүн түрүн, илинүүнүн түрүн,  $U_{\text{жсд}}$ -өткөрүү катышты жана алардын санын, сүрүлүүгө болгон жоготууну, кинематикалык катаны жана башкаларды баскычтарга бөлүү. Ошондуктан, жалпы учурда бир топ факторлорду эске алып, жалаң **оптимизация** ыкмасынын негизинде компьютерди колдонуу менен схема тандалып алынып, ишке ашырылышы мүмкүн.



# Тиркеме

$\theta = \text{inv} \alpha$  инвалюттун маанилеринин таблицасы

$\alpha^\circ$	Ката-ры	0'	5'	10'	15'	20'	25'	$\alpha^\circ$	30'	35'	40'	45'	50'	55'	Ката-ры	$\alpha^\circ$
1	0,000	00177	00225	00281	00346	00420	00504	1	00598	00704	00821	00950	01092	01248	0,000	1
2	0,000	01418	01603	01804	02020	02253	02503	2	02771	03058	03384	03689	04035	04402	0,000	2
3	0,000	04790	05201	05634	06091	06573	07078	3	07610	08167	08751	09362	1000	10668	0,000	3
4	0,000	11364	12090	12847	13634	14453	15305	4	16189	17107	18059	19045	20067	21125	0,000	4
5	0,000	22220	23352	24522	25731	26978	28266	5	29594	30963	32394	33827	35324	36864	0,000	5
6	0,000	03845	04008	04175	04347	04524	04706	6	04892	05083	05280	05481	05687	05898	0,000	6
7	0,000	06115	06337	06564	06797	07035	07279	7	07528	07783	08044	08310	08582	08861	0,000	7
8	0,000	09145	09435	09732	10034	10343	10659	8	10980	11308	11643	11984	12332	12687	0,000	8
9	0,000	13048	13416	13792	14174	14563	14960	9	15363	15774	16193	16618	17051	17492	0,000	9
10	0,000	17941	17897	18860	19332	19812	20299	10	20795	21299	21810	22330	22859	23396	0,000	10
11	0,000	23941	24495	25057	25628	26208	26797	11	27394	28001	28616	29241	29875	30518	0,000	11
12	0,000	31171	31832	32504	33185	33875	34555	12	35285	36005	36735	37474	38224	38984	0,000	12
13	0,000	39754	40534	41325	42126	42938	43760	13	44553	45437	46291	47157	48033	48921	0,000	13
14	0,000	49819	50729	51650	52582	53526	54482	14	51448	56427	57117	58420	59434	60460	0,000	14
15	0,000	61488	62548	63611	64686	65773	66873	15	67985	69110	70248	71398	72561	73738	0,000	15
16	0,0	07493	07613	07635	07857	07982	08107	16	08234	08362	08492	08623	08756	08889	0,000	16
17	0,0	09025	09161	09299	09439	09580	09722	17	09866	10012	10158	10307	10456	10608	0,000	17
18	0,0	10760	10915	11071	11228	11387	11547	18	11709	11873	12038	12205	12373	12543	0,0	18

$\alpha^\circ$	Ката- ры	0'	5'	10'	15'	20'	25'	$\alpha^\circ$	30'	35'	40'	45'	50'	55'	Ката- ры	$\alpha^\circ$
19	0,0	12715	1288	13063	13240	13418	13598	19	13779	13963	14148	14334	14523	14713	0,0	19
20	0,0	14904	15098	15293	15490	15689	15890	20	16082	16296	16502	16710	16920	17132	0,0	20
21	0,0	17345	17560	17777	17996	18217	18440	21	18665	18891	19120	19350	19583	19817	0,0	21
22	0,0	20054	20292	20553	20775	21019	21266	22	21514	21765	22018	22272	22529	22788	0,0	22
23	0,0	23044	23312	23577	23845	24114	24386	23	21660	24936	25214	25495	25778	26062	0,0	23
24	0,0	26350	26639	26931	27225	27421	27820	24	28121	28424	28729	29037	29348	29660	0,0	24
25	0,0	29975	30293	30613	30935	31260	31587	25	31917	32249	32583	32920	33260	33602	0,0	25
26	0,0	33947	34294	34644	34997	35352	35709	26	36069	36432	36787	37166	37537	37910	0,0	26
27	0,0	38297	38666	39047	39432	39819	40209	27	40602	40397	41395	41797	42201	42607	0,0	27
28	0,0	43017	43430	43845	44264	44685	45110	28	40537	45967	46400	46837	47276	47718	0,0	28
29	0,0	48164	48612	49064	49518	49976	50437	29	50901	51363	51838	52312	52788	53268	0,0	29
30	0,0	53761	54238	54728	55221	55717	56217	30	56720	57226	57736	58249	58765	59285	0,0	30
31	0,0	58809	60335	60856	61600	61937	62478	31	63022	63570	64122	64677	65236	65798	0,0	31
32	0,0	66364	66934	67507	68080	68665	69250	32	69838	70430	71026	71626	72230	72838	0,0	32
33	0,0	73449	74064	74684	75307	75934	76565	33	77200	77839	78483	79130	79781	80437	0,0	33
34	0,0	81097	81760	82428	83100	83777	84457	34	85142	85832	86525	87223	87925	88631	0,0	34
35	0,0	89342	90058	90777	91502	92230	92963	35	93701	94443	95190	95942	96698	97450	0,0	35
36	0,0	09822	09899	09977	10055	10133	10212	36	10292	10371	10452	10533	10614	10696	0	36
37	0	10778	10861	10944	11028	11113	11197	37	11283	11369	11455	11542	11630	11718	0	37
38	0	11806	11895	11985	12075	12165	12257	38	12348	12441	12534	12627	12721	12715	0	38
39	0	22911	13006	13102	13199	13297	13395	39	13493	13592	13692	13792	13893	13995	0	39

$\alpha^\circ$	Ката- ры	0'	5'	10'	15'	20'	25'	$\alpha^\circ$	30'	35'	40'	45'	50'	55'	Ката- ры	$\alpha^\circ$
40	0	14097	14200	14303	14407	14511	14616	40	14722	14829	14936	15043	15152	15261	0	40
41	0	15370	15408	15591	15703	15815	15928	41	16041	16156	16270	16386	16502	16619	0	41
42	0	16737	16855	16974	17093	17214	17335	42	17457	17579	17702	17826	17931	18076	0	42
43	0	18202	18329	18457	18585	18714	18844	43	18975	19106	19238	19371	19905	19639	0	43
44	0	19774	19910	20047	20185	20323	20463	44	20603	20743	20885	21028	21171	21315	0	44
45	0	21460	21606	21753	21900	22049	22198	45	22348	22499	22651	21804	21908	23112	0	45
46	0	23268	23424	23582	23740	23899	24059	46	24220	24382	24545	24709	24874	25040	0	46
47	0	25206	25374	25543	25713	25883	26055	47	26228	26401	26576	26752	26629	27107	0	47
48	0	27285	27465	27646	27828	28012	28196	48	23381	28567	28755	28943	29133	29324	0	48
49	0	29516	29709	29903	30098	30295	30492	49	30691	30891	31092	31295	31498	31703	0	49
50	0	31909	32116	32324	32534	32745	32957	50	33171	33385	33601	33818	34637	34257	0	50
51	0	34478	34700	34924	35149	35376	35604	51	35833	36063	36295	36529	36763	36999	0	51
52	0	37237	37476	37716	37958	38202	38446	52	38693	38941	39190	39441	39603	39947	0	52
53	0	40202	40459	40717	40977	31239	41502	53	41767	42034	42302	42571	42843	43166	0	53

## ЦКБР боюнча жылдыруу коэффициенттеринин таблицасы

51 = 52

$z_2$	17	18	19	20	21	22	24	27	32	40	50	60	72	90
$z_1$														
10	-	-	-	-	-	-	0,458	0,475	0,499	0,529	0,554	0,570	0,582	-
11	-	-	-	-	-	-	0,408	0,430	0,460	0,495	0,520	0,540	0,554	0,563
12	-	-	-	-	-	0,328	0,357	0,389	0,422	0,460	0,487	0,510	0,527	0,537
13	-	-	-	-	0,264	0,283	0,313	0,347	0,385	0,427	0,457	0,479	0,499	0,511
14	-	-	-	0,199	0,220	0,239	0,211	0,308	0,360	0,395	0,427	0,450	0,472	0,485
15	-	-	0,134	0,159	0,181	0,201	0,235	0,271	0,315	0,363	0,398	0,423	0,445	0,462
16	-	0,062	0,094	0,120	0,144	0,165	0,199	0,232	0,282	0,333	0,373	0,397	0,421	0,440
17	0,000	0,032	0,060	0,066	0,110	0,131	0,165	0,205	0,251	0,306	0,348	0,374	0,398	0,418
18	-	0,000	0,030	0,056	0,080	0,101	0,136	0,178	0,224	0,282	0,326	0,353	0,378	0,398
19	-	-	0,000	0,027	0,052	0,073	0,109	0,132	0,200	0,260	0,305	0,334	0,361	0,382
20	-	-	-	0,000	0,025	0,047	0,085	0,128	0,178	0,240	0,285	0,316	0,344	0,365
21	-	-	-	-	0,000	0,023	0,052	0,107	0,159	0,222	0,268	0,299	0,328	0,350
22	-	-	-	-	-	0,000	0,041	0,087	0,141	0,205	0,251	0,283	0,313	0,335
24	-	-	-	-	-	-	0,000	0,051	0,110	0,173	0,219	0,252	0,281	0,305
27	-	-	-	-	-	-	-	0,000	0,065	0,129	0,176	0,212	0,243	0,267
30	-	-	-	-	-	-	-	-	0,025	0,089	0,138	0,178	0,208	0,235

ЦКРБ системасы бюнча жылдыруу коэффициенттеринин таблицасы

$z_1$	$z_2$	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
10	$\xi_c$	1,080	1,084	1,08	1,090	1,094	1,097	1,100	1,103	1,107	1,110	1,113	1,117
	$\xi_1$	0,540	0,549	0,558	0,567	0,576	0,585	1,588	0,591	0,594	0,597	0,599	0,602
	$\alpha$	30°5'5"	29°47'22"	29°30'19"	29°14'14"	28°59'27"	28°45'15"	28°32'00"	28°20'30"	28°08'05"	28°00'00"	27°46'28"	27°36'47"
	$\alpha$												
11	$\xi_c$		1,044	1,047	1,051	1,054	1,057	1,060	1,063	1,066	1,069	1,072	1,074
	$\xi_1$		0,522	0,531	0,540	0,549	0,558	0,562	0,566	0,570	0,573	0,576	0,579
	$\alpha$		29°14'45"	28°59'5"	28°44'30"	28°31'44"	28°13'26"	28°5'42"	27°54'16"	27°43'22"	27°33'8"	23°23'22"	27°13'48"
	$\alpha$												
12	$\xi_c$			1,008	1,011	1,014	1,017	1,020	1,022	1,025	1,028	1,031	1,033
	$\xi_1$			0,504	0,513	0,522	0,531	0,535	0,540	0,545	0,549	0,553	0,556
	$\alpha$			28°29'20"	28°16'2"	28°3'25"	27°51'57"	27°40'22"	27°29'26"	27°19'26"	27°10'2"	27°1'00"	26°55'8"
	$\alpha$												
13	$\xi_c$				0,972	0,974	0,977	0,980	0,983	0,986	0,988	0,990	0,992
	$\xi_1$				0,486	0,495	0,504	0,509	0,514	0,520	0,525	0,530	0,534
	$\alpha$				27°49'2"	27°37'11"	27°26'19"	27°16'20"	27°6'11"	26°57'00"	26°47'55"	26°39'17"	26°31'2"
	$\alpha$												
14	$\xi_c$					0,936	0,938	0,940	0,943	0,946	0,948	0,950	0,952
	$\xi_1$					0,468	0,477	0,483	0,489	0,495	0,501	0,507	0,511
	$\alpha$					37°12'30"	27°2'11"	26°52'24"	26°43'27"	26°34'58"	26°26'55"	26°18'33"	26°10'54"
	$\alpha$												
15	$\xi_c$						0,900	0,903	0,905	0,907	0,909	0,911	0,913
	$\xi_1$						0,450	0,457	0,464	0,471	0,478	0,485	0,489
	$\alpha$						26°39'17"	26°33'48"	26°22'2"	26°13'55"	26°6'2"	25°58'40"	25°51'33"
	$\alpha$												
16	$\xi_c$							0,864	0,867	0,869	0,871	0,873	0,875
	$\xi_1$							0,432	0,439	0,466	0,453	0,460	0,464
	$\alpha$							26°8'50"	26°1'12"	26°53'40"	25°46'31"	26°52'24"	25°33'2"
	$\alpha$												







18	$\xi_c$	0,799	0,801	0,803	0,805	0,809	0,819	0,832	0,851	0,870	0,893	0,924	1,015
	$\xi_1$	0,421	0,426	0,431	0,436	0,444	0,437	0,472	0,483	0,488	0,491	0,494	0,496
	$\alpha$	24°51'34"	24°46'24"	24°41'31"	24°36'54"	24°27'57"	24°08'15"	24°42'24"	23°18'12"	22°59'30"	22°41'51"	22°22'04"	21°49'46"
19	$\xi_c$	0,761	0,763	0,765	0,766	0,770	0,779	0,792	0,810	0,827	0,850	0,880	0,967
	$\xi_1$	0,397	0,403	0,409	0,414	0,422	0,437	0,453	0,465	0,470	0,476	0,479	0,482
	$\alpha$	24°35'00"	24°30'5"	24°25'42"	24°21'5"	24°12'42"	23°54'23"	23°30'20"	23°07'40"	22°49'43"	22°33'34"	22°15'00"	21°44'28"
20	$\xi_c$	0,723	0,725	0,727	0,728	0,732	0,740	0,753	0,770	0,786	0,806	0,836	0,919
	$\xi_1$	0,374	0,380	0,386	0,392	0,400	0,418	0,435	0,448	0,453	0,459	0,466	0,468
	$\alpha$	24°18'39"	24°14'14"	24°10'3"	24°5'45"	23°58'05"	23°40'52"	23°18'40"	22°57'11"	22°40'30"	22°25'09"	22°07'47"	21°39'09"

## Колдонулган адабияттар

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1985.
2. Говриленко В.А., и др. Теория механизмов и машин. М.: Высшая школа, 1973.
3. Говриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. М.: Наука, 1969.
4. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1979.
5. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1979.
6. Жолдасбеков Ө.А. Машиналар механизмдеринин теориясы. Алматы: Мектеп, 1979.
7. Юдин В.А., Петрокас Л.В. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1977.
8. Акаева М.А., Усубалиев Ж.У. Механизмдердин назарияты. Бишкек: Кыргызстан басма үйү, 1996.
9. Теория механизмов и механика машин. /Под. редакцией. К.Ф. Фролова. Москва: МГТУ. им. Н.Э. Баумана, 2002.
10. Зиновьев В.А. Курс теории механизмов и машин. М.: Наука, 1973.
11. Первицкий Ю.Д., Черныш Д.Н. Волновые зубчатые редукторы и приборы. Л.: ЛЭТИ, 1971.
12. Артоболевский И.И., Эдельштейн Б.В. Сборник задач по теории механизмов и машин. М.: Наука, 1973.
13. Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. М.: Высшая школа, 1986.
14. Жеңишбек Усубали уулу, Карыпбек Курманалы уулу, Майрам Дүйшөн кызы. Механизмдердин механикасы. Орусча-кыргызча сөздүк. Бишкек, 1994.
15. Павлов Б.И. Механизмы приборов и систем управления. Л.: Машиностроение, 1972.

## Мазмуну

АЛГАЧКЫ СӨЗ.....	2
I ТАРАМ МАШИНАНЫ КЫЙМЫЛГА КЕЛТИРҮҮЧҮ.....	4
МЕХАНИЗМДЕР.....	4
1.1 Машина агрегаттарынын структурасы.....	4
1.2 Тиштүү дөңгөлөктүү кыймыл өткөргүчтөрдүн түзүлүшү жана классификациясы.....	9
II ТАРАМ ТИШТҮҮ ДӨҢГӨЛӨКТҮҮ КЫЙМЫЛ.....	15
ӨТКӨРГҮЧТӨРДҮН НАЗАРИЯТЫ.....	15
2.1 Башталгыч айланалар.....	15
2.2 Илинүүдөгү негизги теорема.....	16
2.3 Айлананын эвольвентасы. Анын касиеттери жана теңдемеси.....	19
2.4 Эвольвенттик тиштердин профилдерин түзмөлөө.....	21
(синтездөө).....	21
2.5 Эвольвенттик илиниш жана анын касиеттери.....	23
2.6 Нормалдык тиштүү дөңгөлөктөрдүн негизги параметрлери.....	25
2.7 Нормалдык тиштүү дөңгөлөктөрдүн илинишин түзмөлөө.....	29
2.8 Илиниш сызыгы. Илиниш жаасы жана ашажабуу коэффициенттери.....	31
2.9 Тиштердин сыйгалануу коэффициенттери.....	36
2.10 Салыштырма басым коэффициенттери.....	41
2.11 Тиштүү дөңгөлөктөрдү жасоо жана андагы ыкмалар.....	43
2.12 Эвольвенталык түз тиштүү модулдук рейка.....	50
2.13 Тесталык илиништин негизги абалдары.....	51
Тесталык рейкалуу илинүү.....	51
2.14 Кесүүчү аспап рейкасын жылдыруу ыкмасы менен тиштерди ондоо-коректирлөө.....	55
2.15 Тиштердин түптөрүнүн оюлуп жана кесилип калышы.....	56
2.16 Тиштердин профилдеринин баштарынын учталып калышы.....	63
2.17 Тиш жасоодо тиштин санынын, анын формасына жана бекемдигине таасир этиши.....	65
2.18 Илинишке кирген тиштүү дөңгөлөктөрдүн негизги өлчөмдөрүн аныктоо.....	66
2.19 Кыйгач тиштүү кыймыл өткөргүчтөрдүн өзгөчөлүктөрү.....	69
III тарам Мейкиндиктик тиштүү дөңгөлөктүү механизмдер.....	78
3.1 Конустук тиштүү кыймыл өткөргүчтөр.....	78
3.2 Гиперболоиддик тиштүү кыймыл өткөргүчтөр.....	86
3.3 Оромо тиштүү кыймыл өткөргүчтөр.....	90
3.4 Оромо тиштүү өткөргүчтүн өлчөмдөрү.....	93
IV ТАРАМ Новиковдун илиниши менен болгон.....	96

КЫЙМЫЛ ӨТКӨРГҮЧТӨР.....	96
4.1 Жалпы маалымат.....	96
4.2 Новиковдун илинишин геометриялык эсептөө.....	101
V ТАРАМ Тиштүү кыймыл өткөргүчтүү.....	104
МЕХАНИЗМДЕРДИН КИНЕМАТИКАСЫ.....	104
5.1 Кинематикалык анализдин максаты жана ыкмалары.....	104
5.2 Сырттан жана ичтен илинишкен бир баскычтуу кыймыл өткөргүчтөрдүн кинематикасын аналитикалык ыкма боюнча изилдөө.....	105
5.3 Бир баскычтуу тиштүү кыймыл өткөргүчтүн кыймыл өткөрүү катышы.....	107
5.4 Октуруу кыймылда болбогон көп баскычтуу кыймыл өткөргүчтөр.....	109
VI ТАРАМ САТЕЛЛИТТҮҮ ТИШТҮҮ МЕХАНИЗМДЕР.....	114
6.1 Көп звенолуу эки кыймылдуу планетардык механизмдердин кинематикасы.....	114
6.2 Автомобилдик дифференциалдардын кинематикасы.....	117
6.3 Бир кыймылдуу планетардык механизмдер.....	123
6.4 Турук чынжырлуу дифференциалдык механизмдер.....	130
VII ТАРАМ КӨП ЗВЕНОЛУУ МЕХАНИЗМДЕРДИН КИНЕМАТИКАСЫ ...	142
7.1 Тиштүү механизмдерди графикалык ыкма боюнча изилдөө.....	142
7.2 Мейкиндиктеги механизмдерди графикалык ыкма менен изилдөө. Бурчтук ылдамдыктарынын пландык ыкмасы.....	155
VIII ТАРАМ ПЛАНЕТАРДЫК МЕХАНИЗМДЕРДИ СИНТЕЗДӨӨ.....	158
8.1 Планетардык механизмдин пайдалуу аракет коэффициенттери (П.А.К).....	158
8.2 Планетардык механизмдерди долбоорлоо.....	160
8.3 Планетардык механизмдин дөңгөлөктөрүнүн тиштерин тандап алуу.....	166
8.4 Планетардык механизмди чогултуп жыйноонун шарты.....	169
IX ТАРАМ Толкун тиштүү кыймыл өткөргүчтөр.....	177
9.1 Толкундуу кыймыл өткөргүчтөрдүн иштөө принциптери жана негизги параметрлери.....	177
9.2 Толкундуу кыймыл өткөргүчтөрдүн кинематикасы.....	180
9.3 Толкундуу кыймыл өткөргүчтүн түзүлүшү (конструкциясы).....	182
X ТАРАМ Тиштүү дөңгөлөктүү механизмдин кинематикалык СХЕМАСЫ ЖАНА ӨТКӨРҮҮ КАТЫШЫН БАСКЫЧТАРГА БӨЛҮҮ.....	185
Жалпы өткөрүү катышты баскычтарга бөлүү.....	192
ТИРКЕМЕ.....	195
КОЛДОНУЛГАН АДАБИЯТТАР.....	204



Окуу куралы  
Болотбек Астаевич Жоробеков  
Базарбай Тагаевич Тагаев

**Тиштүү дөңгөлөктүү механизмдердин  
назарияты**  
Техникалык жогорку окуу жайлары үчүн  
окуу куралы

Редактор: ф.и.к. Саттарова Азиза Тешабаевна  
Корректор: Машаева Акдана Мустафакуловна  
Тех. редактор: Тиленбаева Багдагул Эргешовна

Басууга 17.04.2008-ж. кол коюлду. Кагаздын форматы 60×84 1/16

Көлөмү 12,8 басма табак. Нускасы 300 даана. Буюртма № 0500

---

714018. Ош шаары, Н. Исанов көчөсү 81

Ош технологиялык университетинин басмаканасында басылып чыгарылды



931444