

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ



Ә.Бүркітбаев атындағы Өнеркәсіптік инженерия институты
Қолданбалы механика және инженерлік графика кафедрасы

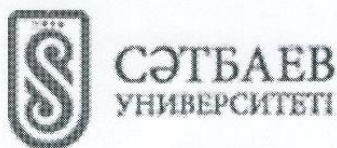
Ақан Ж.А.

Гидропульсатор механизмінің кинематикасы мен цилиндрлі тісті берілісін
есептеу

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

5B071200 – «Машина жасау» мамандығы

Алматы 2019



Ә.Бүркітбаев атындағы Өнеркәсіптік инженерия институты
Қолданбалы механика және инженерлік графика кафедрасы

ҚОРҒАУҒА ЖІБЕРІЛДІ
Кафедра меңгерушісі
физ.-мат. ғыл. д-ры, профессор
А. Қалтаев
« 14 » 05 2019 ж.

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

Тақырыбы: «Гидропульсатор механизмінің кинематикасы мен цилиндрлі тісті берілісін есептеу»

5В071200 – «Машина жасау» мамандығы бойынша

Орындаған:
Ақан Ж.А.

Ғылыми жетекші,
техн.ғыл.канд, ассоц.проф.
М.Б.Измамбетов
« 14 » 05 2019 ж.



СӘТБАЕВ
УНИВЕРСИТЕТІ

Ә.Бүркітбаев атындағы Өнеркәсіптік инженерия институты
Қолданбалы механика және инженерлік графика кафедрасы

5B071200 – «Машина жасау»

БЕКІТЕМІН

Кафедра меңгерушісі
Физ.-мат. ғыл. д-ры, профессор

А. Қалтаев А. Қалтаев

« 14 » қараша 2018 ж.

**Дипломдық жұмыс орындауға
ТАПСЫРМА**

Білім алушы Ақан Ж.А.

Тақырыбы «Гидропульсатор механизмінің кинематикасы мен цилиндрлі тісті берілісін есептеу»

Университет басшысының «06» қараша 2018 ж. № 1252-б бұйрығымен бекітілген

Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі «06» мамыр 2019 ж.

Дипломдық жұмыстың бастапқы берілістері: Механизм мен оның жетегінің сұлбалары

Дипломдық жұмыста қарастырылатын мәселелер тізімі

а) Кіріспе. Жұмыс тақырыбы бойынша әдебиеттерге шолу жасау.

б) Гидропульсатор механизмінің кинематикалық талдауы;

в) Атқарушы механизм жетегінің кинематикалық есептелуі;

г) Атқарушы механизм жетегінің цилиндрлік тісті берілісін жобалық есептеу;

д) Атқарушы механизм жетегінің цилиндрлік тісті берілісін АРМ WinMachine CAE жүйесінде есептеу;

Сызбалық материалдар тізімі (міндетті сызбалар дәл көрсетілуі тиіс)


Сызбалық материалдар 13 слайдпен көрсетілген

Ұсынылатын негізгі әдебиет 12 атау

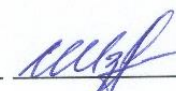
Дипломдық жұмысты дайындау
КЕСТЕСІ

| Бөлім атауы, қарастырылатын мәселелер тізімі | Ғылыми жетекші мен кеңесшілерге көрсету мерзімдері | Ескерту |
|--|--|---------|
| Кіріспе. Жұмыс тақырыбы бойынша ғылыми әдебиеттерге шолу жасау. | 08.02.2019 - 13.03.2019 | |
| Гидропульсатор атқарушы механизмінің кинематикалық талдауы | 14.03.2019 - 10.04.2019 | |
| Атқарушы механизм жетегінің кинематикалық есептелуі | 11.04.2019- 24.04.2019 | |
| Атқарушы механизм жетегінің цилиндрлік тісті берілісін САЕ жүйесінде есептеу | 25.04.2019 - 04.05.2019 | |

Дипломдық жұмыс бөлімдерінің кеңесшілері мен норма бақылаушының
аяқталған жұмысқа қойған
қолтаңбалары

| Бөлімдер атауы | Кеңесшілер (аты-жөні, тегі, ғылыми дәрежесі, атағы) | Қолтаңба қойылған мерзімі | Қолы |
|-----------------|---|---------------------------------|---|
| Норма бақылаушы | Е.Т. Бекенов, техн.ғылым.канд., ассоц.проф. | 14.05.2019 |  |
| | | | |
| | | | |

Ғылыми жетекші _____

 М.Б. Измамбетов

Тапсырманы орындауға алған білім алушы _____

 Ж.А. Ақан

Күні _____

«14» 05 2019 ж.

МАЗМҰНЫ

| | |
|---|----|
| Кіріспе | 6 |
| 1 Гидропульсациялық машиналар, қызметі | 7 |
| 1.1 Гидропульсатор атқарушы механизмінің кинематикалық талдауы | 7 |
| 1.2 Атқарушы механизмнің теңгеруші моменттерін анықтау | 16 |
| 2 Гидропульсатор механизмінің жетегін есептеу | 17 |
| 2.1 Электрқозғалтқышын таңдау | 17 |
| 2.2 Гидропульсатор механизмінің жетегін кинематикалық есептеу, жетектің қызмет мерзімін анықтау | 18 |
| 3 Редуктордың жабық тісті берілісін есептеу | 20 |
| 3.1 Цилиндрлік тісті берілісті жобалық есептеу | 21 |
| 3.2 Цилиндрлік тісті дөңгелектің құрылымдық элементтерін анықтау | 22 |
| 4 Цилиндрлік тісті берілісті АРМ WinMachine САЕ жүйесінде есептеп, жобалау | 24 |
| Қорытынды | 28 |
| Пайдаланылған әдебиеттер тізімі | 29 |

АНДАТПА

Жұмыста гидропульсациялық машинаның алты буынды иінтіректі атқарушы механизмі қарастырылған. Осы механизмнің кинематикалық талдауы орындалды, мүмкін орын ауыстырулар принципін негізінде теңгеруші моменттер анықталды. Атқарушы механизм жетегінің кинематикалық есептеуі орындалды, оның құрамына кіретін берілістердің беріліс қатынастары, біліктердің айналу жиіліктері, бұраушы моменттердің шамалары анықталды.

Жетек құрамындағы жабық цилиндрлік тісті беріліс аналитикалық жолмен есептелді, сонымен қатар компьютерлік АРМ WinMachine САЕ жүйесінде жобалық есебі орындалды. Нәтижесінде цилиндрлік тісті беріліс параметрлері анықталды, цилиндрлік тісті дөңгелектің құрылымдық элементтері нақтыланып, жұмыс сызбасы алынды.

АННОТАЦИЯ

В работе рассматривается шестизвенный рычажный исполнительный механизм гидропульсационной машины. Проведен кинематический анализ рассматриваемого механизма, а также на основе принципа возможных перемещений определены уравновешивающие моменты. С использованием программного модуля АРМ Dynamics создана анимационная модель.

Выполнен кинематический расчет привода исполнительного механизма, определены передаточные отношения передач, входящих в его состав, частоты вращения валов, значения крутящих моментов.

Проектный расчет цилиндрической зубчатой передачи из состава привода проводился аналитически, а также в программном комплексе АРМ WinMachine. В результате определены параметры цилиндрической зубчатой передачи, конструктивные элементы цилиндрического зубчатого колеса и его рабочий чертеж.

ABSTRACT

In work the six-lever lever executive mechanism of the hydropulsive car is considered. A kinematic analysis of the mechanism under consideration was carried out, and balancing moments were determined on the basis of the principle of possible displacements. An animation model was created using the АРМ Dynamics software module.

The kinematic calculation of the actuator drive has been completed, the gear ratios of the gears included in its composition, shaft rotation speeds, torque values have been determined.

The design calculation of the spur gear from the drive was carried out analytically, as well as in the АРМ WinMachine software package. As a result, the parameters of the spur gear, the structural elements of the spur gear and its working drawing are determined.

КІРІСПЕ

Қазіргі заманғы ғылым мен техниканың дамуы өнімділікті арттыратын және адамдардың еңбегін жеңілдететін жаңа машиналарды құрумен тығыз байланысты[1-3].

Машина жасаудың мақсаты-адамның өнімділігін арттыру және физикалық еңбегін машинамен ауыстыру арқылы жеңілдету.

Қазіргі заманғы техниканың жетекші саласы машина жасау болып табылады. Машина жасауды дамыту деңгейі бойынша жалпы өндіргіш күштерді дамыту туралы ұйғарылады. Машина жасау прогресі өз кезегінде жаңа жоғары өнімді және сенімді машиналарды құрумен анықталады. Бұл маңызды мәселені шешу көптеген ғылыми пәндердің нәтижелерін, бірінші кезекте механизмдер мен машиналар теориясын пайдалануға негізделеді[4-7].

Жұмыстың құндылығы кернеудің шоғырлануын ескере отырып, машина бөлшектерінің ресурсын арттыру, сондай-ақ конструктивтік және технологиялық шараларды әзірлеу, дайындау сатысында машина конструкциясы элементтерінің пайдалану сенімділігін арттыру болып табылады.

Машина бөлшектерінің ұзақ жұмыс жасауына қойылатын талаптар жүктеу шарттарынан туындайды. Жүктемелер пайдалану шарттарына байланысты анықталады[8-10].

Қазіргі уақытта машина бөлшектерін беріктілік сипаттамаларының кездейсоқ вариацияларын ескеруге және машина бөлшектерінің сенімділігінің негізгі көрсеткіші болып табылатын тоқтаусыз жұмыс істеу мүмкіндігін табуға септігін тигізетін беріктікке есептеудің ықтимал әдістерімен қатар, қазіргі заманға сәйкес компьютерлік әдістерді қолдану ерекше өзектілікке ие болады. Гидропульсациялық машина материалдардың үлгілерін динамикалық сынауға арналған.

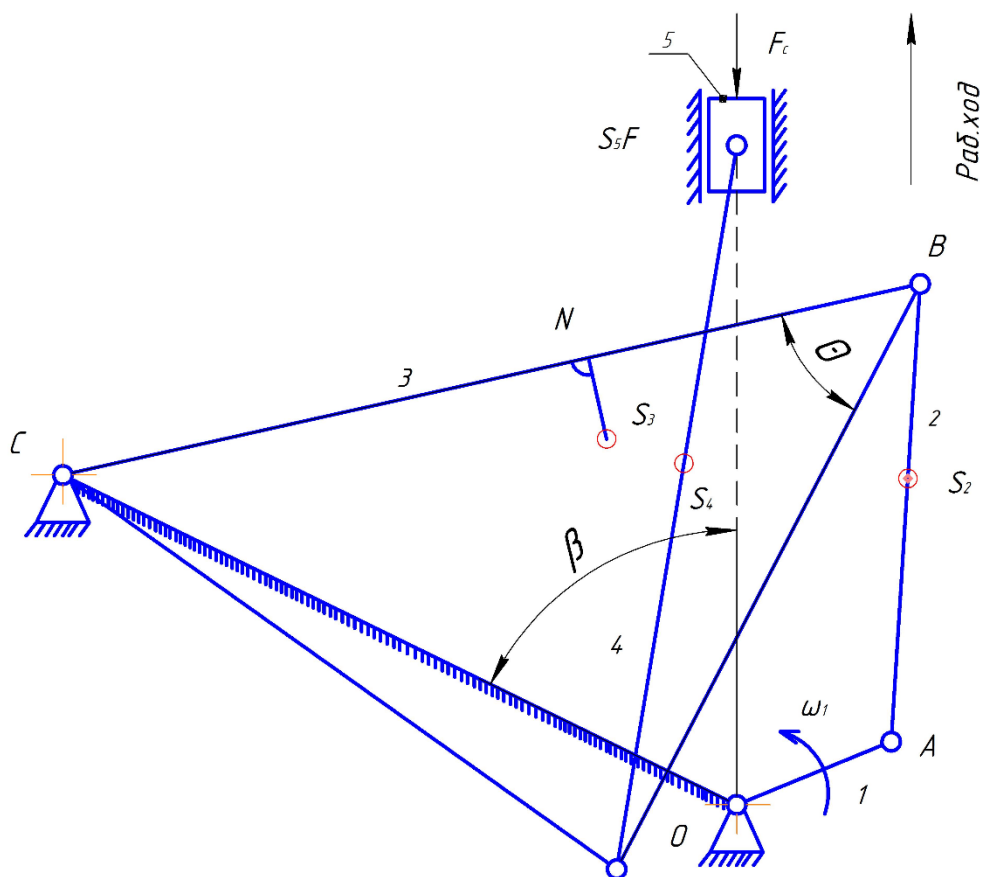
Бұл жұмыста халық шарушылығында кең қолданылатын гидропульсатор машиналарының алтыбуынды атқарушы механизмі қарастырылды. Оның кинематикасы мен жетегінің есептеулері қарастырылған. Жетек құрамындағы жабық цилиндрлік тісті берілістің есептелуі компьютерлік АРМ WinMachine САЕ жүйесінде орындалды.

1 Гидропульсациялық машиналар, қызметі

Гидропульсаторлар гидравликалық машиналарға жатады. Гидропульсатор гидравликалық домкраттар арқылы сыналатын конструкциялардың динамикалық жүктелуін жүзеге асыруға арналған және арбалардың рамалары мен олардың тартқыш жылжымалы құрамының элементтерін төзімділікке сынаудың вибрациялық стендтерінде қолданылады. Сондай ақ, гидропульсаторлар көлденең ұңғымаларды бұрғылауға, игеруге және пайдалануға дайындау барысындағы жаңа технологиялық үрдістерде қолданылады [11].

1.1 Гидропульсатор механизмінің кинематикалық талдауы

1.1 – суретінде гидропульсатор машиналарының атқарушы органы болып табылатын иінтіректі механизмнің сұлбасы көрсетілген. Бұл иінтіректі механизмнің 1 айналшағы жетекші буын болып табылады. Бір жақ шеті тік бағытта ілгерілемелі қайтымды қозғалыс жасайтын 5 поршенімен топсалы байланыстағы 4 бұлғағы 3 күйентесімен де топсалы жұп құрайды. 3 күйенте жетекші буынмен 2 бұлғағы арқылы айналмалы жұптардың көмегімен қосылған.



1.1 – сурет – Гидропульсатор атқарушы механизмінің сұлбасы

Жетекші буынның қозғалысы 2 және 3 буындары арқылы 4 және 5 буындарға беріледі. Нәтижесінде 5 сырғақтың ілгерілемелі қайтымды қозғалысы гидропульсатордың жұмыс атқаруын қамтамасыз етеді.

Атқарушы механизмнің (1.1 -сурет) кинематикалық талдау есебін тұйықталған векторлық контурлар әдісін қолданып шешеміз, яғни механизм буындарын векторлар ретінде қарастырып, олардың тұйықталу шарттарын қарастырамыз.

$OABC$ бірінші векторлық контурдың тұйықталу теңдеуін 1.2- суретке сәйкес жазамыз

$$\bar{l}_1 + \bar{l}_2 + \bar{l}_3 - \bar{l}_6 = 0 \quad (1.1)$$

(1.1) теңдеуді екі қарапайым теңдеу түрінде жазамыз

$$\begin{aligned} \bar{l}_1 + \bar{l}_7 - \bar{l}_6 &= 0 \\ \bar{l}_2 + \bar{l}_3 - \bar{l}_7 &= 0 \end{aligned} \quad (1.2)$$

(1.2) теңдеуінің біріншісін координат осіне проекциясын жазамыз

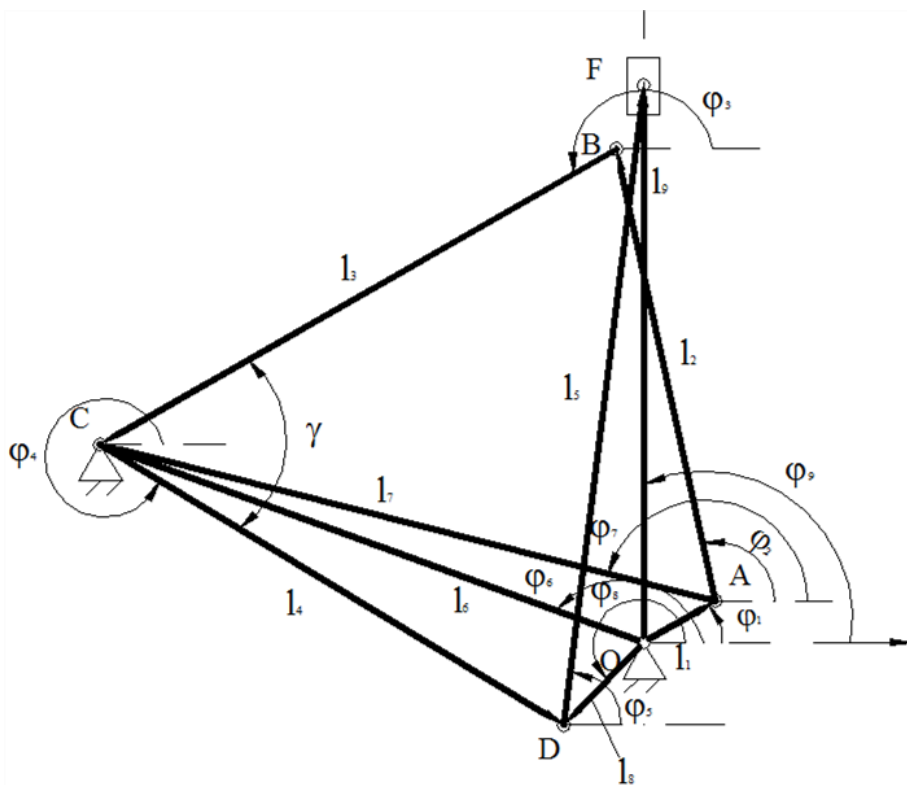
$$\begin{cases} l_1 \cos \varphi_1 + l_7 \cos \varphi_7 - l_6 \cos \varphi_6 = 0; \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_7 \sin \varphi_7 - l_6 \sin \varphi_6 = 0; \end{cases} \quad (1.3)$$

(1.3) теңдеулер жүйесінен φ_7 және l_7 анықтайды

$$\varphi_7 = \arctg \frac{-l_1 \sin \varphi_1 + l_6 \sin \varphi_6}{-l_1 \cos \varphi_1 + l_6 \cos \varphi_6} \quad (1.4)$$

$$l_7 = \frac{-l_1 \cos \varphi_1 + l_6 \cos \varphi_6}{\cos \varphi_7}. \quad (1.5)$$

(1.2) теңдеуінің екіншісін координат осіне проекциясын жазамыз



1.2 – сурет – Тұйықталған векторлық контурларды құру

$$\begin{cases} l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3 - l_7 \cos \varphi_7 = 0 \\ l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin \varphi_3 - l_7 \sin \varphi_7 = 0 \end{cases} \quad (1.6)$$

(1.6) теңдеулер жүйесінен φ_2 және φ_3 анықтайды

$$\varphi_2 = \varphi_7 - \arccos \frac{l_7^2 + l_2^2 - l_3^2}{2l_7 \cdot l_2} \quad (1.7)$$

$$\varphi_3 = \arccos \frac{-l_2 \cos \varphi_2 + l_7 \cos \varphi_7}{l_3} \quad (1.8)$$

(1.2) суретке сәйкес ОСДО екінші векторлық контурдың тұйықтылық теңдеуін жазамыз

$$\bar{l}_6 + \bar{l}_4 - \bar{l}_8 = 0 \quad (1.9)$$

(1.9) теңдеудің проекциялық теңдеулерінен табатынымыз

$$\varphi_8 = \arctg \frac{l_6 \sin \varphi_6 + l_4 \sin \varphi_4}{l_6 \cos \varphi_6 + l_4 \cos \varphi_4} \quad (1.10)$$

$$l_8 = \arctg \frac{l_6 \cos \varphi_6 + l_4 \cos \varphi_4}{\cos \varphi_8} \quad (1.11)$$

1.2 - суретке сәйкес ОДФО векторлық контурдың теңдеуін жазамыз

$$\bar{l}_8 + \bar{l}_5 - \bar{l}_9 = 0$$

бұл теңдеудің проекциялық түрін қарастыру арқылы табатынымыз

$$\varphi_5 = \arccos \frac{-l_8 \cos \varphi_8}{l_5} = \arccos \frac{-l_6 \cos \varphi_6 - l_4 \cos \varphi_4}{l_5}$$

1.3 - суретке сәйкес ОАС₂ векторлық контурдың тұйықталу теңдеуін жазамыз:

$$\bar{l}_1 + \bar{l}_{AS_2} - \bar{l}_{OS_2} = 0 \quad (1.12)$$

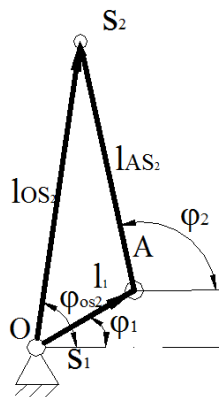
(1.12) теңдеуден екінші буын массалар центрінің координаттарын анықтаймыз

$$\begin{cases} S_{2x} = l_1 \cos \varphi_1 + l_{AS_2} \cos \varphi_2 \\ S_{2y} = l_1 \sin \varphi_1 + l_{AS_2} \sin \varphi_2 \end{cases}$$

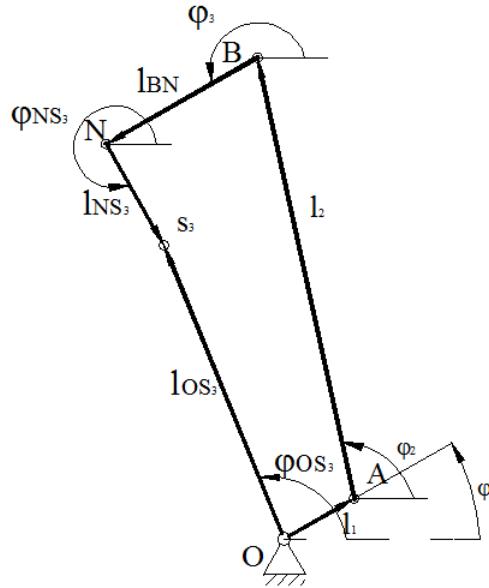
Екінші векторлық контурдың тұйықталу теңдеуі (1.4 – сурет):

$$\bar{l}_1 + \bar{l}_2 + \bar{l}_{BN_3} - \bar{l}_{OS_3} = 0$$

Соңғы теңдеуден 3 буынның массалар центрінің координаттарын анықтайды



1.3 – сурет – Тұйықталған контурларды құру



1.4 – сурет

$$\begin{cases} S_{3x} = l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 + l_{BN} \cos \varphi_3 + l_{NS_3} \cos(\varphi_3 + 90) = 0 \\ S_{3y} = l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 + l_{BN} \sin \varphi_3 + l_{NS_3} \sin(\varphi_3 + 90) = 0 \end{cases}$$

Үшінші векторлық контурдың тұйықталу теңдеуі (1.5 – сурет):

$$\overline{l_1} + \overline{l_2} + \overline{l_3} + \overline{l_4} + \overline{l_{DS_4}} - \overline{l_{OS_4}} = 0$$

4 буын массалар центрінің координаттары

$$\begin{cases} S_{4x} = l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \cos \varphi_4 \\ S_{4y} = l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin \varphi_3 + l_4 \sin \varphi_4 \end{cases}$$

5 буынның массалар центрінің координаттары

$$S_{5y} = l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin \varphi_3 + l_4 \sin \varphi_4 + l_5 \sin \varphi_5$$

Жылдамдықтар аналогтарын анықтау үшін (1.2), (1.6), (1.9) теңдеулерін жалпыланған координата бойынша дифференциалдау қажет

$$\begin{cases} -l_1 \dot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 - l_2 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 - l_3 \dot{\varphi}_3 \sin \varphi_3 = 0 \\ l_1 \dot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 + l_2 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 + l_3 \dot{\varphi}_3 = \dot{\cos \varphi_3} = 0 \end{cases} \quad (1.13)$$

$$\begin{cases} -l_2 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 - l_3 \dot{\varphi}_3 \sin \varphi_3 + l_7 \dot{\varphi}_7 \sin \varphi_7 = 0 \\ l_2 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 + l_3 \dot{\varphi}_3 \cos \varphi_3 - l_7 \dot{\varphi}_7 \sin \varphi_7 = 0 \end{cases} \quad (1.14)$$

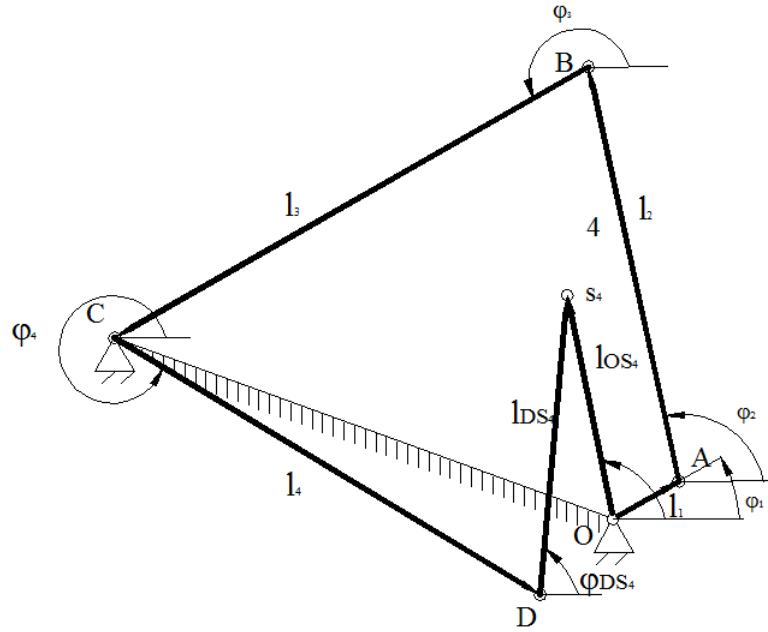
(1.13) теңдеулер жүйесінен $\dot{\varphi}_2$ және $\dot{\varphi}_3$ анықтайды

$$\dot{\varphi}_2 = \frac{-l_1 \dot{\varphi}_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)} \quad (1.15)$$

(1.9) теңдеуден $\dot{\varphi}_4$ анықтайды

$$\dot{\varphi}_4 = \dot{\varphi}_3 = \frac{-l_1 \dot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 - l_2 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2}{l_3 \cos \varphi_3} \quad (1.16)$$

$\dot{\varphi}_5$ және \dot{l}_9 анықтау үшін OCDFO жабық контурын қарастырамыз, сонда



1.5 – сурет

$$\ddot{\varphi}_5 = \frac{-l_4 \ddot{\varphi}_4 \sin \varphi_4 - l_4 (\dot{\varphi}_4)^2 \cos \varphi_4 - l_5 (\dot{\varphi}_5)^2 \cos \varphi_5}{l_5 \sin \varphi_5}$$

(1.17,1.18)

$$\dot{l}_9 = l_4 \dot{\varphi}_4 \cos \varphi_4 - l_4 (\dot{\varphi}_4)^2 \sin \varphi_4 + l_5 \dot{\varphi}_5 \sin \varphi_5 - l_5 (\dot{\varphi}_5)^2 \sin \varphi_5$$

Массалар орталықтарының жылдамдықтарының аналогтарын аналитикалық анықтау үшін жалпыланған координат бойынша буын массалар центрлерінің координаттарының теңдеулер жүйесін дифференциялайды

$$\begin{cases} \dot{S}_{2x} = -l_1 \dot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 - l_{AS_2} \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 \\ \dot{S}_{2y} = l_1 \dot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 + l_{AS_2} \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 \end{cases} \quad (1.19)$$

$$\begin{cases} \dot{S}_{3x} = -l_1 \dot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 - l_2 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 - l_{BN} \dot{\varphi}_3 \sin \varphi_3 - l_{NS_3} \dot{\varphi}_3 \cos \varphi_3 \\ \dot{S}_{3y} = l_1 \dot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 + l_2 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 + l_{BN} \dot{\varphi}_3 \cos \varphi_3 - l_{NS_3} \dot{\varphi}_3 \sin \varphi_3 \end{cases} \quad (1.20)$$

$$\begin{cases} \dot{S}_{4x} = -l_1 \dot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 - l_2 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 - l_3 \dot{\varphi}_3 \sin \varphi_3 - l_4 \dot{\varphi}_4 \sin \varphi_4 - l_{DS_4} \dot{\varphi}_5 \sin \varphi_5 \\ \dot{S}_{4y} = l_1 \dot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 + l_2 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 + l_3 \dot{\varphi}_3 \cos \varphi_3 + l_4 \dot{\varphi}_4 \cos \varphi_4 + l_{DS_4} \dot{\varphi}_5 \cos \varphi_5 \end{cases} \quad (1.21)$$

$$\dot{S}_{5y} = l_1 \dot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 + l_2 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 + l_3 \dot{\varphi}_3 \cos \varphi_3 + l_4 \dot{\varphi}_4 \cos \varphi_4 + l_5 \dot{\varphi}_5 \cos \varphi_5 \quad (1.22)$$

2 және 3 буынының үдеулерінің аналогтарын анықтау үшін (1.13) теңдеулерін дифференциалдап, алынған жүйені шешеміз. Сонда

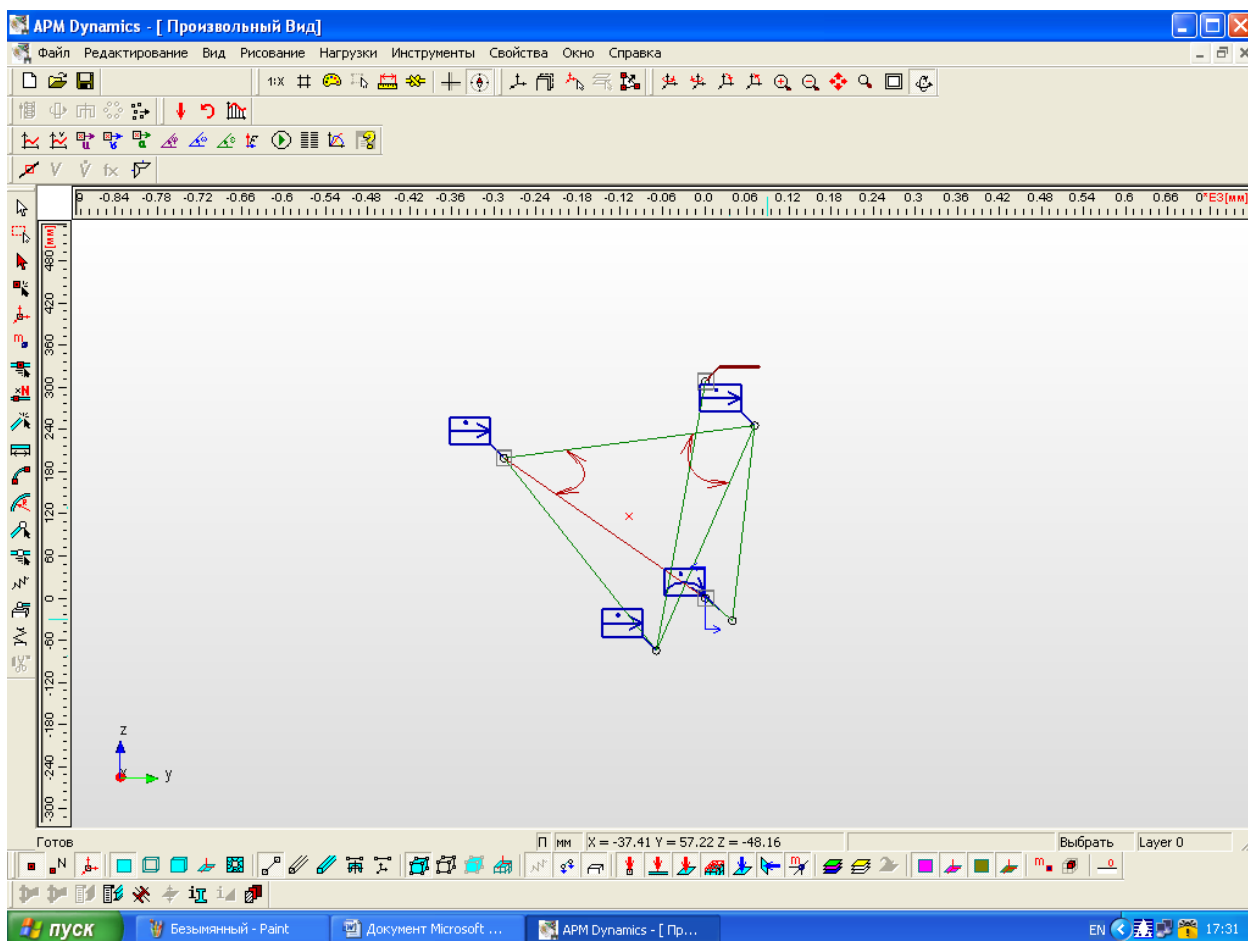
$$\begin{cases} \ddot{S}_{2x} = -l_1 \ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 - l_1 (\dot{\varphi}_1)^2 \cos \varphi_1 - l_{AS_2} \ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 - l_{AS_2} (\dot{\varphi}_2)^2 \cos \varphi_2 \\ \ddot{S}_{2y} = l_1 \ddot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 - l_1 (\dot{\varphi}_1)^2 \sin \varphi_1 + l_{AS_2} \ddot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 - l_{AS_2} (\dot{\varphi}_2)^2 \sin \varphi_2 \end{cases} \quad (1.23)$$

$$\begin{cases} \ddot{S}_{3x} = -l_1 \ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 - l_1 (\dot{\varphi}_1)^2 \cos \varphi_1 - l_2 \ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 - l_2 (\dot{\varphi}_2)^2 \cos \varphi_2 - l_{BN} \ddot{\varphi}_3 \sin \varphi_3 - l_{BN} (\dot{\varphi}_3)^2 \cos \varphi_3 - \\ - l_{NS_3} \ddot{\varphi}_3 \cos \varphi_3 + l_{NS_3} (\dot{\varphi}_3)^2 \sin \varphi_3 \\ \ddot{S}_{3y} = l_1 \ddot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 - l_1 (\dot{\varphi}_1)^2 \sin \varphi_1 + l_2 \ddot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 - l_2 (\dot{\varphi}_2)^2 \sin \varphi_2 + l_{BN} \ddot{\varphi}_3 \cos \varphi_3 - l_{BN} (\dot{\varphi}_3)^2 \sin \varphi_3 - \\ - l_{NS_3} (\dot{\varphi}_3)^2 \cos \varphi_3 \end{cases}$$

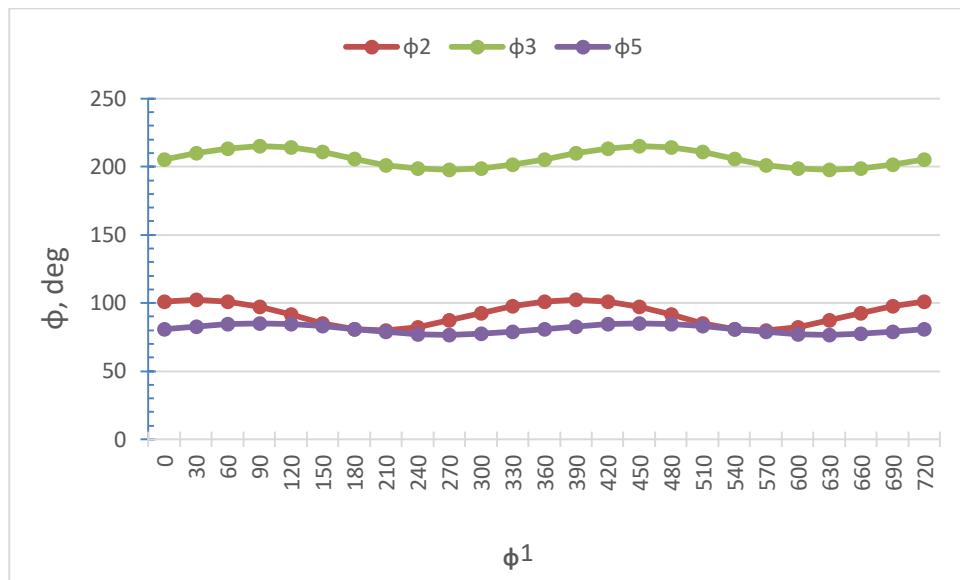
Гидропульсатордың қарастырылып отырған атқарушы механизмінің кинематикалық талдауы төмендегі бастапқы мәліметтері үшін орындалды:

- тірек элементтерінің орындары: $x_O = 0$, $y_O = 0$, $x_C = -0,287$ м, $y_C = 0,2$ м, $y_G = 0$;
- буындар өлшемдері: $l_{OA} = 0,05$ м, $l_{AB} = 0,28$ м, $l_{BC} = 0,36$ м, $l_{CD} = 0,35$ м, $l_{BD} = 0,35$ м, $l_{BN} = 0,108$ м, $l_{NS_3} = 0,072$ м, $l_{DF} = 0,39$ м;
- массалар центрлері орындары: $l_{AS_2} = 0,14$ м, $l_{DS_4} = 0,195$ м, $l_{FS_5} = 0$, $l_{FCS_3} = 0$ м;
- айналшақтың айналу жиілігі: $n = 170$ айн/мин;
- буындарының массалары: $m_2 = 10$ кг, $m_3 = 14$ кг, $m_4 = 11$ кг, $m_5 = 2,2$ кг;
- инерция моменттері: $J_{S_1} = 0,08$ кг·м², $J_{S_2} = 0,36$ кг·м², $J_{S_3} = 0,39$ кг·м², $J_{S_4} = 0,39$ кг·м²; кедергі күші: $F_k = 8,5$ кН.

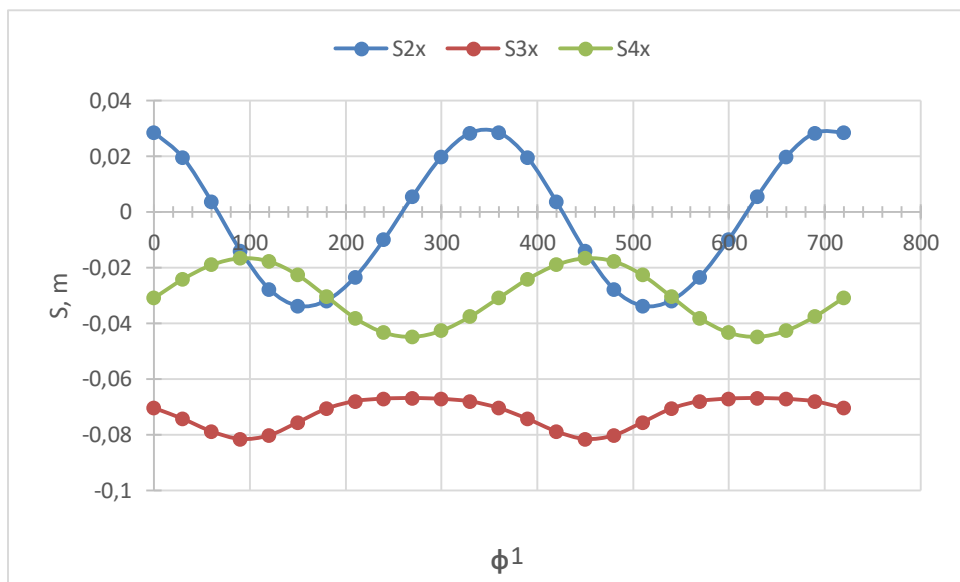
Гидропульсатордың иінтіректі атқарушы механизмнің APM WinMachine жүйесінің APM Dynamics модулінде компьютерлік моделі жасалды (1.6 – сурет). Нәтижесінде атқарушы механизмнің қозғалыс сипаты анықталды. 1.7 – 1.9 суреттерінде механизм буындары мен нүктелерінің координаттары, жылдамдықтар мен үдеулер диаграммалары көрсетілген.



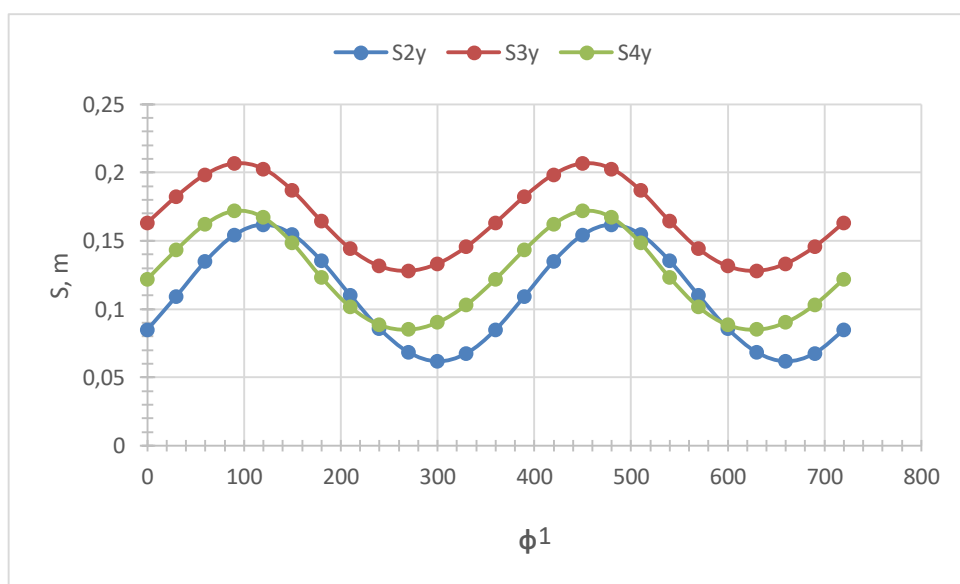
1.6 – сурет



а)

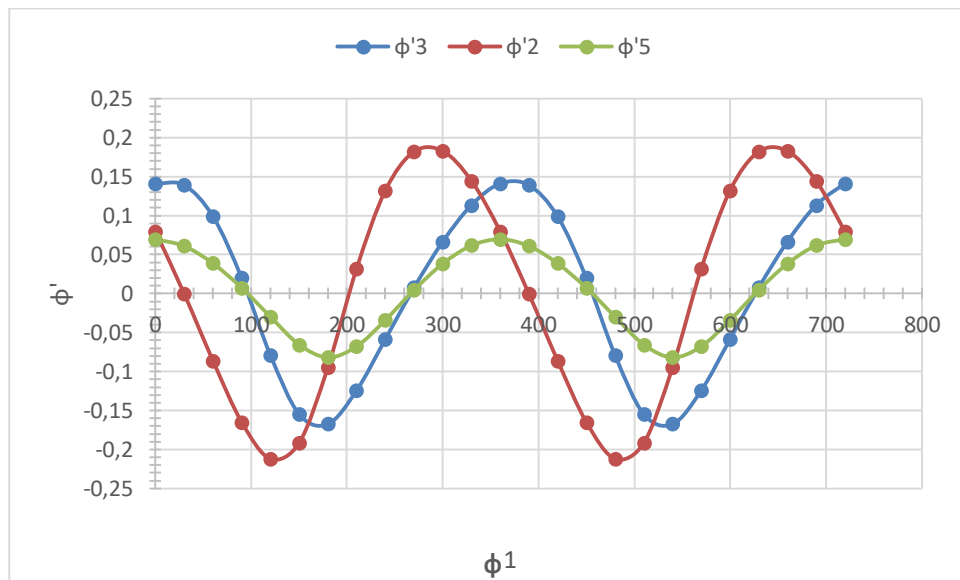


б)

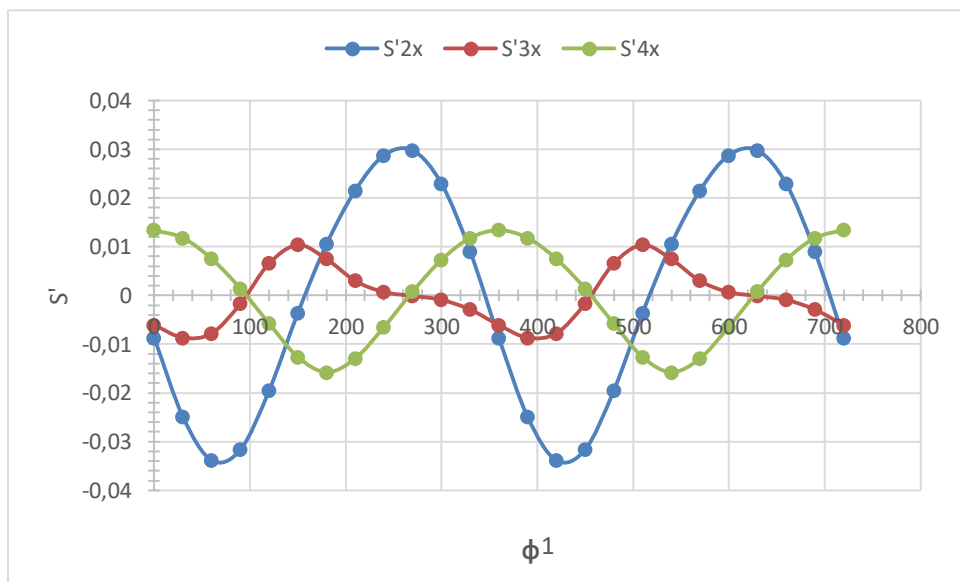


в)

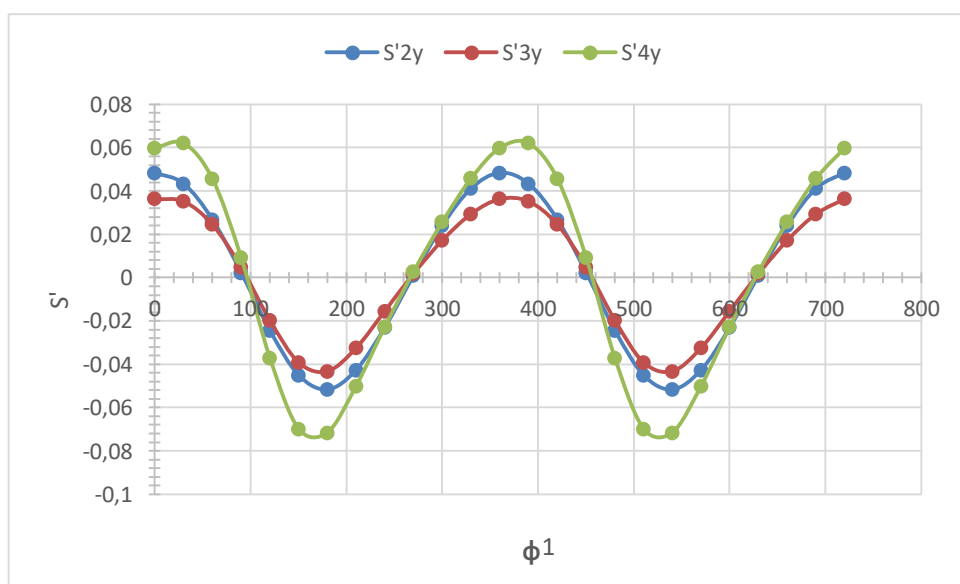
1.7 – сурет – Атқарушы механизм буындары мен нүктелерінің орындары



a)

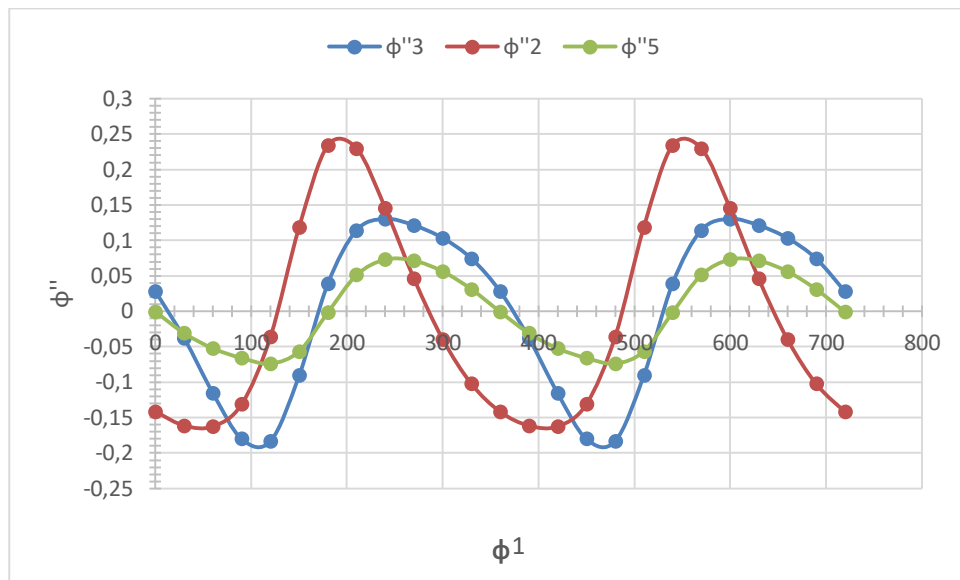


б)

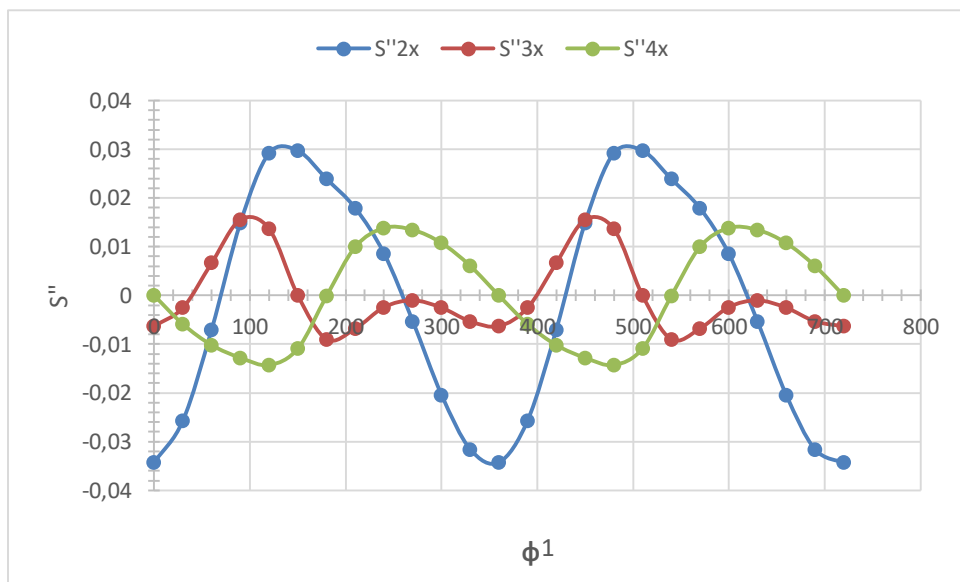


в)

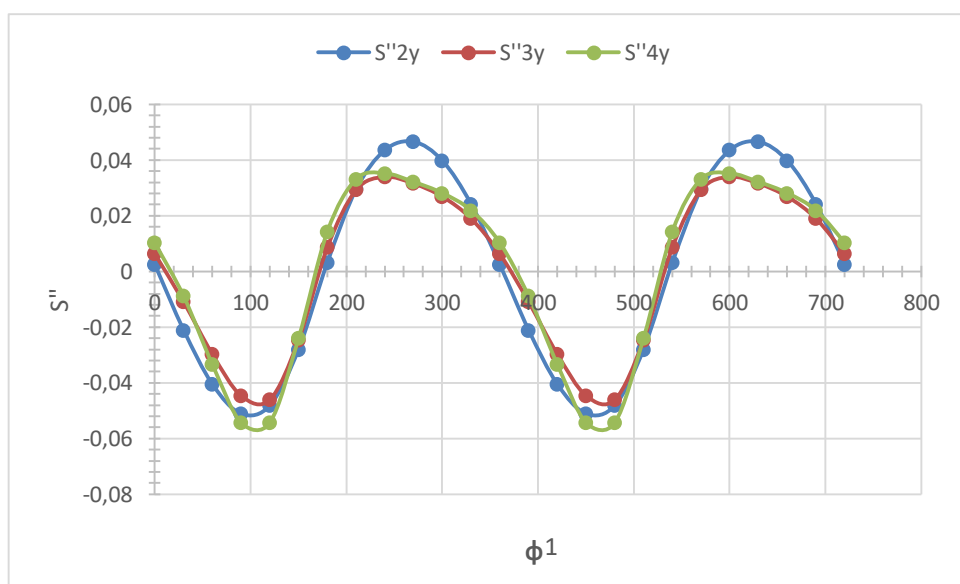
1.8 – сурет – Механизмнің буындары мен нүктелерінің жылдамдықтары



а)



б)



в)

1.9 – сурет – Механизмнің буындары мен нүктелерінің үдеулері

1.2 Атқарушы механизмнің теңгеруші моменттерін анықтау

Қозғалтқыш қуатын, түрін анықтау үшін, кинематикалық жұптардағы реакция күштерін есептемей ақ, теңгеруші моментті анықтау жеткілікті.

Даламбер принципі бойынша механикалық жүйеге (механизмге) түсірілген күштермен инерция күштерін және теңгеруші күш немесе теңгеруші моментті бірге қарастырса, ондай күштер жүйесі теңгерілген жүйе болып табылады. Олай болса механиканың мүмкін орын ауыстырулар принципіне сәйкес ондай күштер жүйесі мүмкін орын ауыстыруларындағы элементар жұмыстарының қосындысы нольге тең болады.

Сонда

$$\sum_{i=1}^n [P_i \cdot v_i \cos(\bar{P}_i \bar{v}_i)] + \sum_{j=1}^k [M_j \cdot \omega_j] = 0 \rightarrow \sum_{i=1}^n N_i + \sum_{j=1}^k N_j = 0, \quad (1.24)$$

бұнда P_i – күштер; v_i – P_i күштерінің түскен нүктелерінің жылдамдықтары; ω_j – M_j моменттері түскен буындардың айналу жылдамдықтары; N_i, N_j – P_i күштері мен M_j моменттерінің қуаттары. (1.24) теңдеуіне белгісіз теңгеруші момент те кіреді.

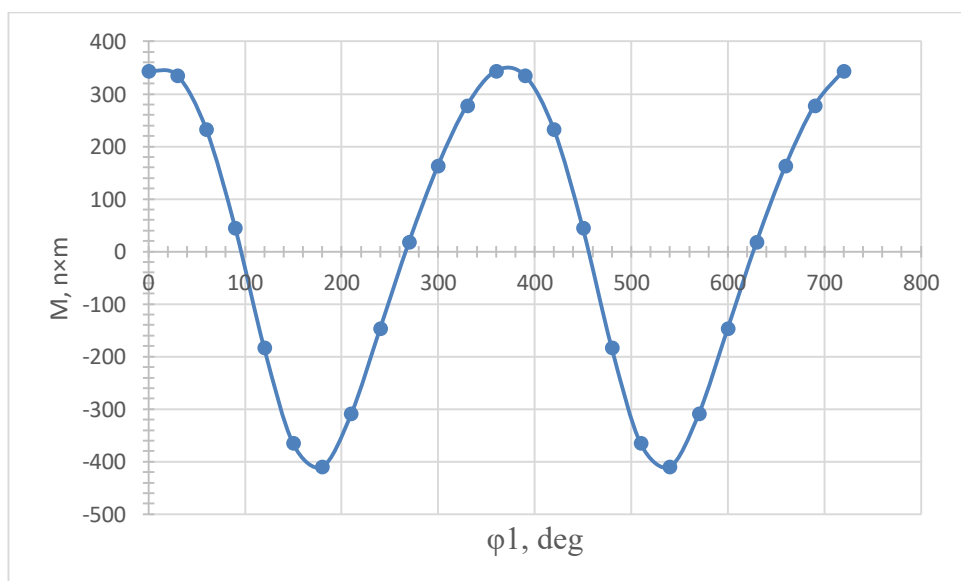
Звеноның инерция күштерінің бас векторы мен бас моменті

$$\vec{P}_H = -m\vec{a}_S, \quad (1.25)$$

$$M_H = -I_S \vec{\varepsilon} \quad (1.26)$$

формулалармен анықталады, бұл жердегі m - звеноның массасы; \vec{a}_S - массалар центрінің үдеуі; I_S - звеноның массалар центріне қатысты инерция моменті; $\vec{\varepsilon}$ - звеноның бұрыштық үдеуі.

Жоғарыда алынған кинематикалық талдау нәтижелерін пайдаланып, (1.24) теңдеуінен қарастырып отырған атқарушы механизм жетекші буынына түсірілген теңгеруші моменттері анықталды (1.10 - сурет).



1.10 – сурет

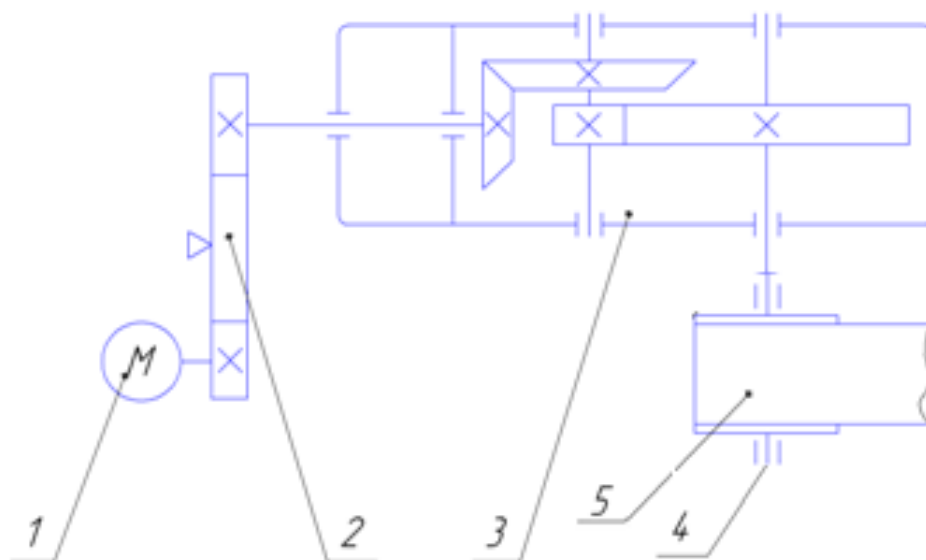
2 Гидропульсатор атқарушы механизмінің жетегін есептеу

2.1 Электрқозғалтқыш таңдау

Қарастырылып отырған атқарушы механизм үшін 2.1 - суретінде көрсетілген жетегінің кинематикалық есептеуін орындаймыз.

Берілген мәліметтер:

- жетектегі жұлдызшадағы қуат $N_4 = 6,5$ кВт;
- жетектегі біліктегі айналым саны $n_4 = 170$ айн/мин;
- жүктелу сипаттамасы – бірқалыпты;
- жетектің қызмет мерзімі $L_T = 6$ жылдай; ауысым саны – 2;
- сыналы – белдіктік берілістің центрлер сызығының көкжиекке көлбеулік бұрышы $\theta_p = 0^\circ$; конустық тісті беріліс те, цилиндрлік тісті беріліс те – тіктісті.



- 1 - электрқозғалтқышы; 2 - сыналы - белдікті беріліс;
3 - редуктор; 4 –жетектегі білігі; 5 – атқарушы механизм;

2.1 - сурет

Электрқозғалтқыштың қажетті қуаты атқарушы механизм қуатына тәуелді, ал электрқозғалтқыш білігінің айналым жиілігі жетектегі жұлдызша білігінің айналым жиілігіне тәуелді. Электрқозғалтқыштың қажет қуат мөлшерін келесі формула бойынша анықталады

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_4}{\eta_0}, \quad (2.1)$$

мұндағы N_4 - жетектегі білікте дамидын қуат; η_0 - жетектің ПӘК-і:

$$\eta_0 = \eta_{\text{ц}} \eta_{\text{к}} \eta_{\text{рб}} \eta_{\text{м}}^3, \quad (2.2)$$

бұл өрнектегі $\eta_{\text{ц}}$ - цилиндрлік беріліс ПӘК-і, $\eta_{\text{к}}$ - конустық беріліс ПӘК-і, $\eta_{\text{рб}}$ - сыналық - белдіктік беріліс ПӘК-і, $\eta_{\text{м}}$ - мойынтірек жұбының ПӘК-і. Берілістер, муфталар мен мойынтіректердің пайдалы әсер коэффициенттерін анықтамалық кестеден таңдаймыз:

$$\eta_{\text{ц}}=0,96; \eta_{\text{к}}=0,95; \eta_{\text{рб}}=0,96; \eta_{\text{м}}=0,99.$$

Онда (2.2) теңдігінен

$$\eta_0 = 0,96 \cdot 0,95 \cdot 0,96 \cdot 0,99^3 = 0,88,$$

ал

$$N_{\text{дв}} = \frac{6,5}{0,88} = 7,38 \text{ кВт}.$$

Қуаты $N_1 = 7,5$ кВт, айналу жиілігі $n_1 = 2900$ айн/мин болатын 4АМ112М2У3 асинхронды үш фазалы электрқозғалтқышты таңдаймыз.

2.2 Гидропульсатор механизмінің жетегін кинематикалық есептеу, жетектің қызмет мерзімін анықтау

Бүтіндей жетектің беріліс санын келесі формула анықтайды

$$u = \frac{n_1}{n_5}, \quad (2.3)$$

бұндағы n_1 - электрқозғалтқыш білігінің айналымдар саны, айн/мин, n_5 - жетектегі білік айналымдар саны, айн/мин.

Онда

$$u = \frac{2900}{170} = 17,05.$$

Жетек сатыларындағы беріліс сандарын анықтауы және таңдауы жетек беріліс санын бөлшектеп жүргізледі. Яғни, редуктор беріліс санын тұрақты етіп қалдыра отырып, ашық берілістердегі беріліс сандарын өзгерту арқылы жүргізеді.

Сонда жетектің жалпы беріліс саны

$$u = u_{\text{рб}} u_{\text{р}}, \quad (2.4)$$

бұнда $u_{\text{рб}}$ - белдікті берілістің, $u_{\text{р}}$ - редуктордың беріліс сандары.

Редуктор үшін беріліс саны $u_{\text{р}}$ анықтамалық кестеден таңдалады, ременді беріліс үшін беріліс саны $u_{\text{рб}} = 2 \dots 4$ қабылданады.

Жетектің беріліс сандарын қабылдаймыз:

- белдіктік берілісте $u_{\text{рб}} = 2,13$
- цилиндрлік тісті берілісте $u_{\text{ц}} = 4$
- конустық тісті берілісте $u_{\text{к}} = 2$

Жетек біліктерінің айналымдарының нақты саны келесі ретте анықталады:

- Редуктор жетекші білігінің айналу саны, айн/мин:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{pб}}; \quad n_2 = \frac{2900}{2,13} = 1362.$$

- Редуктор аралық білігінің айналу саны, айн/мин:

$$n_3 = \frac{n_2}{u_k}; \quad n_3 = \frac{1362}{2} = 681.$$

- Редуктор жетектегі білігінің айналу саны, айн/мин:

$$n_4 = \frac{n_3}{u_ц}; \quad n_4 = \frac{681}{4} = 170.$$

Жетектің біліктерінің бұрыштық жылдамдықтарын анықтаймыз, с⁻¹:

$$\omega_i = \frac{\pi * n_i}{30}. \quad (2.5)$$

$$\omega_1 = \frac{\pi * 2900}{30} = 303,5; \quad \omega_2 = \frac{\pi * 1362}{30} = 142,5;$$

$$\omega_3 = \frac{\pi * 681}{30} = 71,2; \quad \omega_4 = \frac{\pi * 170}{30} = 17,79;$$

Жетек біліктеріндегі айналдыру моментін келесідей ретпен анықталады.

- Жетектің жетектегі білігін айналдыру моменті, Н× мм:

$$T_4 = \frac{N_4}{\omega_4 \eta_M} 10^6, \quad T_4 = \frac{6,5}{17,79} 10^6 = 365373;$$

- редуктордың аралық білігін айналдыру моменті:

$$T_3 = \frac{T_4}{u_ц \eta_ц \eta_M}; \quad T_3 = \frac{365373}{4 * 0,97 * 0,99^2} = 96080;$$

- редуктордың жетекші білігін айналдыру моменті:

$$T_2 = \frac{T_4}{u_k u_ц \eta_k \eta_ц \eta_M^3}; \quad T_2 = \frac{365373}{4 * 2 * 0,95 * 0,96 * 0,99^3} = 51611;$$

- электрқозғалтқыш білігіндегі айналдыру моменті:

$$T_1 = \frac{T_4}{u \eta_0}, \quad T_1 = \frac{365373}{17 * 0,88} = 24423.$$

Жетектің қызмет мерзімі. Жетектің қызмет мерзімін сағат бойынша мына формуламен анықтайды:

$$L_h = 365 L_{Гt_c} n_c K_c,$$

$L_{Г}$ – жетектің қызмет мерзімінің жылдары, t_c –ауысымның ұзақтығы; n_c – ауысымның саны; K_c –ауысымдардың пайдалану коэффициенті.

Ауысымның ұзақтығын $t_c = 8$ сағат уақытын қабылдайды, ауысымның пайдалануы коэффициенті $K_c = 0,85$. Онда

$$L_h = 365 * 6 * 8 * 2 * 0,85 = 29784 \text{ сағат.}$$

3 Редуктордың жабық цилиндрлік тісті берілісті есептеу

Берілген бастапқы мәліметтері:

Цилиндрлік дөңгелектің білігіндегі айналдыру моменті $T_4 = 365373 \text{ Н} \times \text{мм}$.

Цилиндрлік дөңгелектің білігінің айналу саны $n_4 = 170$ айн/мин.

Цилиндрлік берілістегі беріліс саны $u_{\eta} = 4$.

Жетектің қызмет ету мерзімі $L_h = 29784$ сағат.

Тісті дөңгелектер үшін материал таңдау

Қазіргі кезде тісті дөңгелекті дайындау үшін негізгі материалдарға көміртекті және төмен қоспаланған болаттар маркаларын 35, 40, 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ жатқызамыз. Аз және орташа жүктемеленген берілістерде тісті доңғалақтар қаттылығы $\leq 350\text{НВ}$ материалды қолдануға ұсынылады. Сонымен бірге жоғары дәлдік, дайындаудың төмен бағасы мен тістердің саның жақсы өңдеу қамтамасыз етеді. Сапалық көміртекті және төмен қоспалы болаттардың негізгі физико – механикалық сипаттары анықтамалық кестелерде беріледі.

Тістің біркелкі тозуы және олардан жақсы өнім шығару үшін тістегеріш беріктігі (30÷50) НВ доңгелек беріктігінен жоғары болады.

Цилиндрлі тісті берілісті жасау үшін *материалын таңдау*:

– тіс тегеріш - болат 45, термо өңделу - 235 ... 260 НВ қаттылығына дейінгі жақсарту;

– дөңгелек- болат 45, термо өңделу - 180...205 НВ қаттылыққа дейінгі қалыптау.

Мүмкіндік жанасу кернеулері

Мүмкін жанасу кернеулерін қаттылығы төмендеу дөңгелек материалы бойынша анықтаймыз,

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0} K_{HL}}{S_H},$$

мұнда $\sigma_{H0} = 2HB_{2\min} + 70 = 2 \cdot 180 + 70 = 430$ МПа - төзімділік шегі;

$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_2}}$ – жанасу кернеулері бойынша ұзақмерзімділік коэффициенті;

$N_{H0} = 10^7$ – жүктелу циклдарының базалы саны;

$N_2 = L_h n_3 60 = 29784 \cdot 681 \cdot 60 = 1216974240 = 121 \cdot 10^7$ – дөңгелектің тістерін жүктеу циклдарының есептелген саны.

$N_2 > N_{H0}$ болғандықтан, $K_{HL} = 1$ мәнін қабылдаймыз;

$S_H = 1,1$ – қауіпсіздік коэффициенті.

Онда $[\sigma_H] = \frac{430 \cdot 1}{1,1} = 391$ МПа.

Иілу кезіндегі мүмкіндік кернеулер:

$$[\sigma_{Fi}] = \frac{\sigma_{F0i} K_{FLi} K_{FC}}{S_F},$$

мұнда σ_{F01} , σ_{F02} – тіс тегеріш пен дөңгелек материалдарының иілу кернеулері бойынша төзімділігінің шектері:

$$\sigma_{F01} = 1,8HB_{1\min} = 1,8 \cdot 235 = 423 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F02} = 1,8HB_{2\min} = 1,8 \cdot 180 = 324 \text{ МПа}.$$

$K_{FLi} = m \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_i}}$ – иілу кернеуін есептеу кезіндегі төзімділік коэффициенті.

$N_{F0} = 5 \cdot 10^6$ –циклдердің базалық сандары, $N_2 \gg N_{F0}$ болғандықтан, онда $K_{FL1} = K_{FL2} = 1$. Ревесті берілістер үшін $K_{FC} = 0,75$, болмаса $K_{FC} = 1$, $S_F = 1,75$ – қауіпсіздік коэффициенті.

Олай болса

$$[\sigma_{F1}] = \frac{423 \cdot 1 \cdot 1}{1,75} = 242 \text{ МПа}, \quad [\sigma_{F2}] = \frac{324 \cdot 1 \cdot 1}{1,75} = 185 \text{ МПа}.$$

3.1 Цилиндрлік тісті берілістің жобалық есептеуі

Жанасу беріктігі бойынша есептеу.

Өстер арасындағы қашықтықты анықтау.

Өсаралық қашықтығы жанасу беріктік шартымен анықталады, мм

$$a_w = K_a (u_u + 1)^3 \sqrt[3]{\frac{T_4 K_H}{[\sigma_H]^2 u_u^2 \psi_a}}, \quad (3.1)$$

мұндағы K_a – көмекші коэффициенті – қиғаштісті берілістер үшін $K_a = 43$, ал тіктісті үшін $K_a = 49$; K_H – есептік жүктемелеу коэффициенті, шамалап $K_H = 1,2 \dots 1,6$ қабылдайды; ψ_a – өсаралық қашықтық бойымен дөңгелек енінің коэффициенті, оның мәні келесі стандартты қатардан алынады: 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; дөңгелек симметриялы орналасса $\psi_a = 0,4 \dots 0,5$, симметриясыз жағдайда - $\psi_a = 0,25 \dots 0,4$ ұсынылады.

Олай болса $K_H = 1,4$, ал - $\psi_a = 0,4$ деп, табатынымыз

$$a_w = 49(4+1)^3 \sqrt[3]{\frac{365373 \cdot 1,4}{391^2 \cdot 4^2 \cdot 0,4^2}} = 176,4 \text{ мм}$$

Дөңгелектегеннен кейін $a_w = 180$ мм деп қабылданды.

Ліністің нормаль модулі: $m_n = (0,01 \dots 0,02) a_w$.

Күштік беріліс үшін $m_n \geq 1,5$ мм тағайындалады.

Онда біздің жағдайымызда $m_n = (0,01 \dots 0,02) 180 = 1,8 \dots 3,6$ мм

Стандарт бойынша $m_n = 2$ мм деп қабылдаймыз.

Тістердің санын анықтау.

Тістегеріш – доңғалақ жұбындағы тістер сандарының қосындысы:

$$Z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m_n} = \frac{2 \cdot 180}{2} = 180$$

Тістегеріш тістерінің саны: $z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{u_y + 1} = \frac{180}{4 + 1} = 36$

Доңғалақ тістері саны: $z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 180 - 36 = 144$

Фактілік беріліс саны: $u_{y\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{144}{36} = 4.$

Фактілі беріліс санының номиналды шамадан ауытқуы:

$$\Delta u = \frac{|u_y - u_{y\phi}|}{u_y} \cdot 100\% = \frac{|4 - 4|}{4} = 0\% \leq 4\% .$$

Ліністің геометриялық параметрлерін есептеу, мм.

Бөлгіш шеңберлердің диаметрлері, мм:

Тістегеріштің $d_1 = m_n z_1 = 2 * 36 = 72;$

Доңғалақтың $d_2 = m_n z_2 = 2 * 144 = 288.$

Қалпақшалар шеңберлерінің диаметрлері, мм:

тістегеріштің $d_{a1} = d_1 + 2m_n = 72 + 2 * 2 = 76;$

доңғалактікі $d_{a2} = d_2 + 2m_n = 288 + 2 * 4 = 296.$

Табандар шеңберлерінің диаметрі, мм:

тістегеріштікі $d_{f1} = d_1 - 2.5m_n = 72 - 2,5 * 2 = 67;$

доңғалактікі $d_{f2} = d_2 - 2.5m_n = 288 - 2,5 * 2 = 283.$

Ендері:

доңғалақтың $b_2 = a_w \psi_a = 180 * 0.4 \approx 72;$

тістегеріштікі $b_1 = b_2 + 5 = 72 + 5 \approx 77.$

Нақтылы өсаралық қашықтығы:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{72 + 288}{2} = 180 \text{ мм.}$$

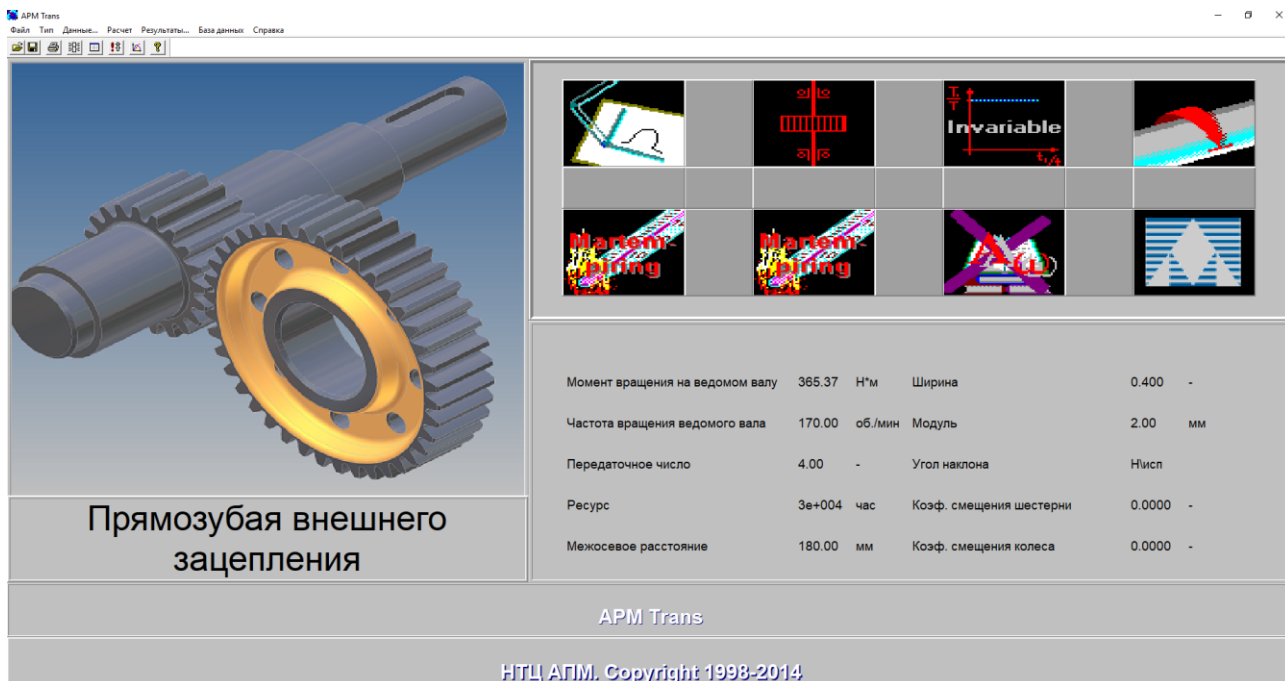
3.2 Цилиндрлік тісті дөңгелектің құрылымдық элементтерін анықтау

Жобалау есепте алынған дөңгелек өлшемдері: тістер қалпақшалары шеңберлерінің диаметрі $d_{a2} = 296$ мм, дөңгелектің ені $b_2 = 72$ мм және нормаль модуль $m_n = 2$ мм.

Ободтың (3.2 - сурет) қалыңдығы, мм:

4 APM WinMachine жүйесінде цилиндрлі тісті берілісті жобалау

APM WinMachine жүйесінде цилиндрлі тісті берілісті жобалау үшін APM Trans модулін қолданамыз (4.1 - сурет). Менюдан берілістің түрі мен есептеу типін таңдаймыз.

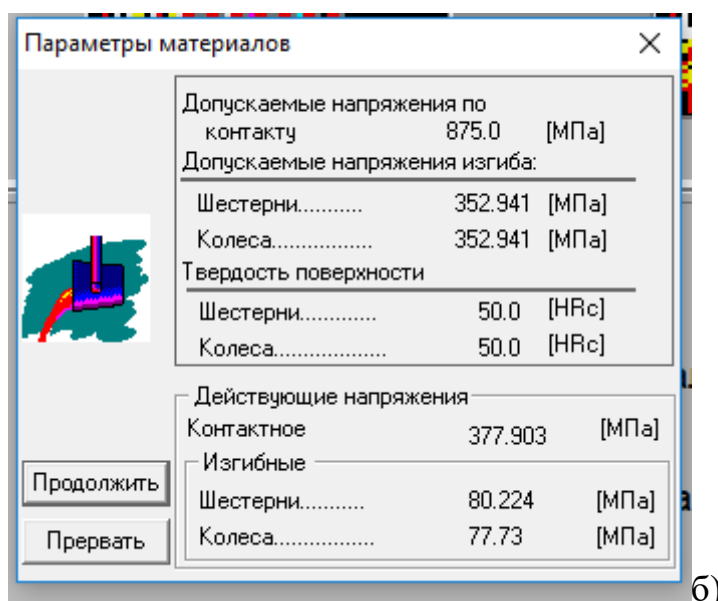
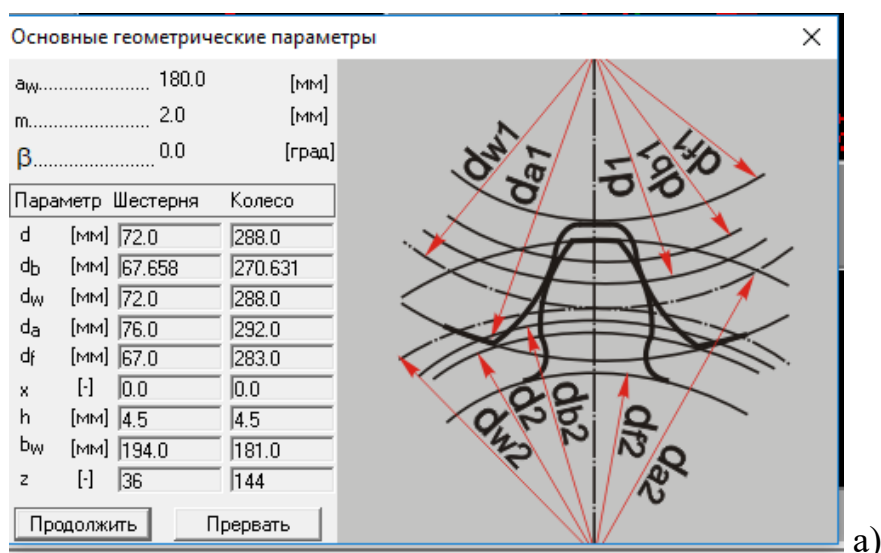


4.1 - суреті -APM WinMachine жүйесі

Жүйеге бастапқы мәліметтер енгізіледі. Мәліметтер енгізіліп болғаннан соң «Есептеу» баспа белсенді қалыпта болады. «Есептеу» баспаны бассақ, «Нәтижелері» баспасы белсенді күйде болады. Бұл баспа арқылы ілініс параметрлерін, дөңгелектер параметрлерін, және іліністегі күштерді, дөңгелек сызбасын жекелей немесе кез келген комбинациясын таңдауға мүмкіндік береді (4.2 және 4.3 – 4.4– суреттерінде).



4.2- сурет



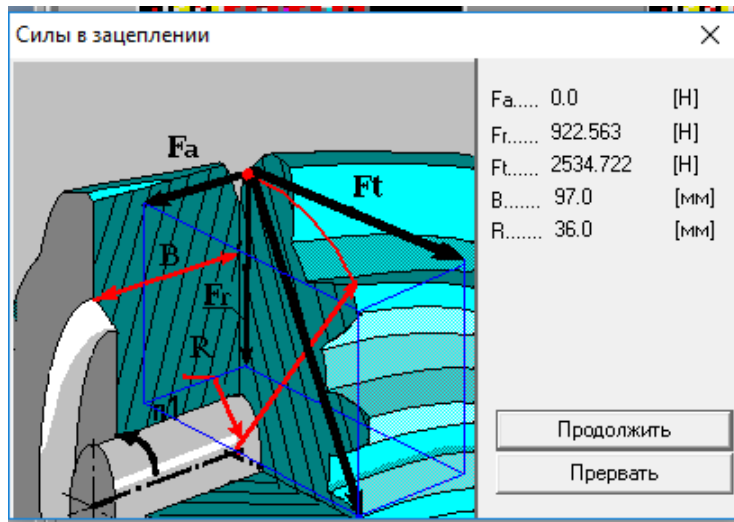
4.3 – сурет

Көріп отырғанымыздай компьютерлік жобалау нәтижелері алдыңғы бөлімде орындалған жобалау есептерінің нәтижелерімен сәйкес келеді.

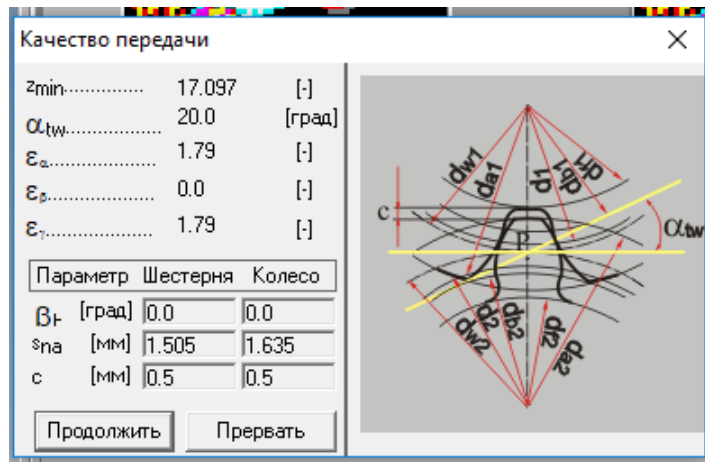
Тісті дөңгелектің сызбасын алу үшін «Сызба» сөзінің сол жағында шаршыға белгі қойып «Жалғастыру» баспасын басамыз (4.2 - суреті), «Сызу» терезесі ашылады. «Мәлімет» баспасының көмегімен негізгі жазбаны, техникалық талаптарды, ілініс кестесін толтыруға болады (4.5 - суреті).

«Орындау» баспасы арқылы ступица түрін, ступицаның білікке қосылыс түрін, тісті дөңгелектің құрылымын, өлшемдерін енгіземіз.

Тісті дөңгелектің сызбасын APM Graph модулі жүзеге асырады. «Сызу» терезесіндегі «Сақтау» баспасын басып, тісті дөңгелектің файлына атау берілгесін жүйе автоматты түрде сол модульді іске қосады, сызбаны ұсынады (4.6 - суреті). APM Graph модулінде ұсынылған сызбаны қажет жағдайда жүйенің аспаптарын пайдаланып толықтыруға болады.

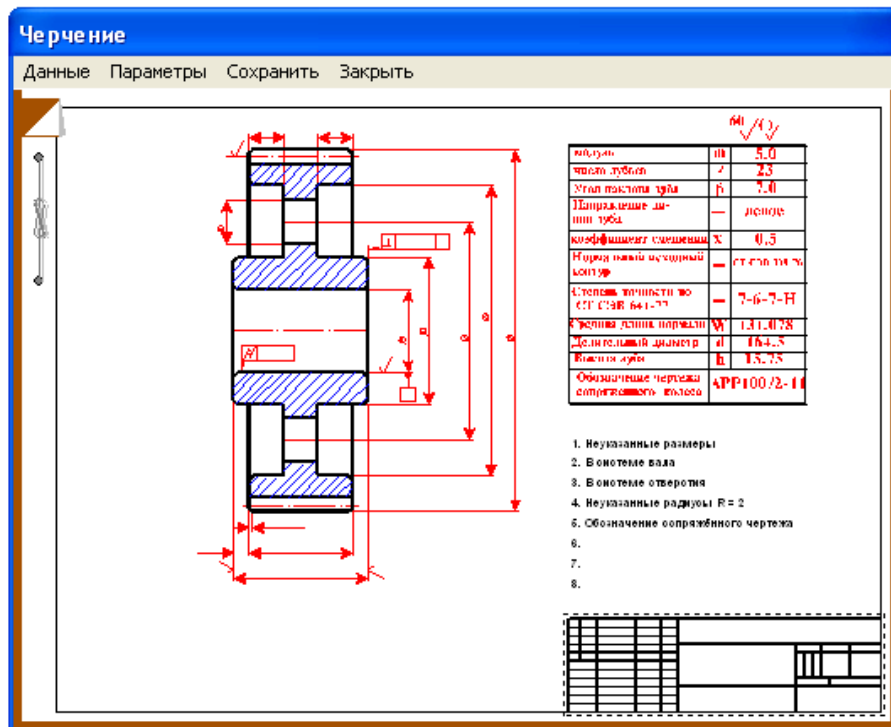


a)

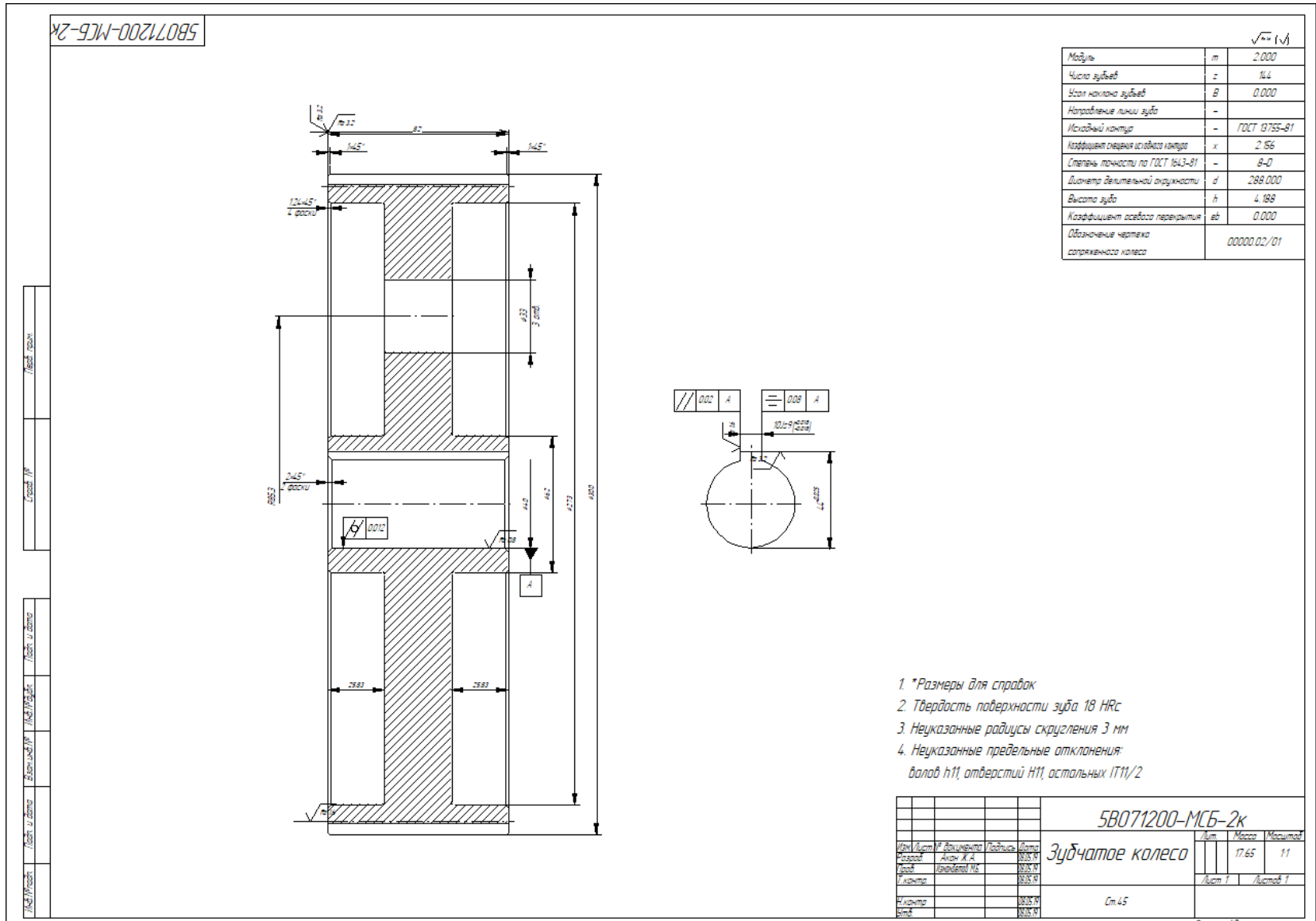


б)

4.4 – сурет



4.5 – сурет



4.6 – сурет – Цилиндрлік тісті дөңгелектің жұмыс сызбасы

ҚОРЫТЫНДЫ

Бұл жұмыста гидропульсациялық машинаның алты буынды иінтіректі жазық атқарушы механизмі қарастырылған.

Зиновьевтің тұйықталған векторлық контурлар әдісін қолданып, осы иінтіректі атқарушы механизмнің кинематикалық талдауы орындалды, механизм буындары мен нүктелерінің орындар есебі, жылдамдықтар мен үдеулер есептерінің аналитикалық шешімдері алынды. Мүмкін орын ауыстырулар приципін негізінде жетекші буынға ісер етуші теңгеруші моменттер анықталды.

Атқарушы механизм жетегінің кинематикалық есептеуі орындалды, оның құрамына кіретін берілістердің беріліс қатынастары, біліктердің айналу жиіліктері, сонымен қатар бұраушы моменттердің шамалары анықталды.

Атқарушы механизмнің жетегінің құрамындағы жабық цилиндрлік тісті беріліс аналитикалық жолмен есептелді, құрылымдауға қажетті геометриялық параметрлері анықталды. Сонымен қатар берілістің жобалық есептеуі компьютерлік АРМ WinMachine САЕ жүйесінде орындалды. Нәтижесінде цилиндрлі тісті беріліс параметрлері анықталды, цилиндрлі тісті дөңгелектердің құрылымдық элементтері нақтыланды және олардың жұмыс сызбасы алынды.

ПАЙДАЛАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

- 1 Жолдасбеков Ә.А. Машиналар механизмдері теориясы. -Алматы: Мектеп, 1979. – 260 б.
- 2 Артоболевский И.И. Теории механизмов и машин. -М.: Наука, 1988. – 640 б.
- 3 Дуноев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Уч. пособие для машиностр. спец. – 5-е изд., дополнен. - М.: Машиностроение., 2004. – 560 с.
- 4 Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие. Изд-е 2-е, переработ. и доп. – Калининград: Янтар. сказ, 2002. – 454 с.
- 5 Черниловский Д.В. Детали машин. Проектирование приводов технологических оборудования: уч. пособие для студентов вузов. 3-е изд., испр. – М.: -Машиностроение, 2004. 560 с.
- 6 Курсовое проектирование деталей машин: уч. пособие / С.А. Чернявский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.М. Ицкевич, В.П. Козинцев. – 3-е изд., стеротипное. –М.: ООО ТИД «Альянс», 2005. – 416 с.
- 7 Шелофаст В.В. Основа проектирования машины. -М.: Изд-во АПМ, 2000. – 472 с.
- 8 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 1. – 8-е изд., перераб. и доп. под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 920 с.
- 9 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 2. – 8-е изд., перераб. и доп. под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 901 с.
- 10 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 3. – 8-е изд., перераб. и доп. под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 859 с.
- 11 Курочкин Б.М., Яковлев С.С. Применение глубинного гидропульсатора для обработки призабойной зоны скважины (ВНИИБТ), 2004. Источник: <http://naukarus.com/>