

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ



СӘТБАЕВ
УНИВЕРСИТЕТІ

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

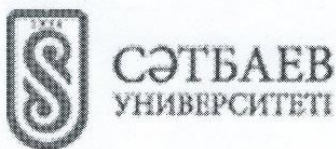
Токтасынова А.К.

Екі цилиндрлі компрессор жетегінің конустық 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

2019 ж.



ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

Тақырыбы: «Екі цилиндрлі компрессор жетегінің конустық тісті берілісін
есептеу»

5B071200 – «Машина жасау» мамандығы бойынша

Орындаған:

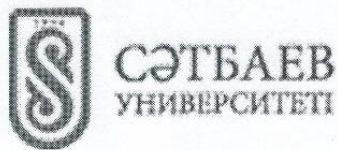
Токтасынова А.К.

Ғылыми жетекші,

техн. ғыл. канд, ассоц. проф.

 М.Б.Измамбетов

«14» 05 2019 ж.



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

5B071200 – «Машина жасау»



**Дипломдық жұмыс орындауға
ТАПСЫРМА**

Білім алушы Токтасынова А.К.

Тақырыбы «Екі цилиндрлі компрессор жетегінің конустық 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: Екі цилиндрлі компрессор механизмі мен жетегінің сұлбалары

Дипломдық жұмыста қарастырылатын мәселелер тізімі

- а) Кіріспе. Жұмыс тақырыбы бойынша әдебиеттерге шолу жасау;
- б) Екі цилиндрлі компрессор механизмінің кинематикалық талдауы;
- в) Екі цилиндрлі компрессор жетегінің кинематикалық есептелуі;
- г) Екі цилиндрлі компрессор жетегінің конустық тісті берілісін САЕ жүйесінде есептеу;

Сызбалық материалдар тізімі (міндетті сызбалар дәл көрсетілуі тиіс)

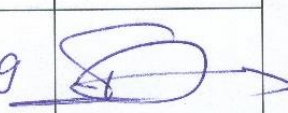
Сызбалық материалдар 12 слайдпен көрсетілген

Ұсынылатын негізгі әдебиет 10 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	
Екі цилиндрлі компрессор механизмінің кинематикалық талдауы	14.03.2019 - 10.04.2019	
Екі цилиндрлі компрессор жетегінің кинематикалық есептелуі	11.04.2019 - 24.04.2019	
Екі цилиндрлі компрессор жетегінің конустық 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, т.ғ.к., ассоц.проф.	14.05.2019	

Ғылыми жетекші _____



М.Б. Измамбетов

Тапсырманы орындауға алған білім алушы _____



А.К. Токтасынова

Күні _____

«14» 05 2019 ж.

МАЗМҰНЫ

Кіріспе	7
1 Компрессор механизмдері, түрлері мен ерекшеліктері	8
1.1 Екі цилиндрлі компрессор механизмінің кинематикалық талдауы	9
1.2 Екі цилиндрлі компрессор механизмінің кинетостатикалық талдауы	17
2 Екі цилиндрлі компрессор механизмінің жетегін есептеу	18
2.1 Электрқозғалтқышын таңдау	18
2.2 Екі цилиндрлі компрессор механизмінің жетегін кинематикалық есептеу, жетектің қызмет мерзімін анықтау	19
3 Жабық конустық тісті берілісті есептеу	21
3.1 Конустық тісті берілістің жобалық есебі	22
3.2 Конустық дөңгелектің құрылымдық элементтерін анықтау	24
4 Конустық тісті берілісті САЕ жүйесінде есептеп, жобалау	25
Қорытынды	30
Пайдаланылған әдебиеттер тізімі	31

АНДАТПА

Жұмыста ірі өндіріс орындарында, шағын шеберханаларда кең қолданыс тапқан екі цилиндрлі компрессор атқарушы механизмі қарастырылған. Олардың құрылымдары, ерекшеліктері сипатталып, кинематикалық талдау есебі шешілген. Кинематикалық талдау есебі Зиновьев әдісін қолданылып, аналитикалық жолмен шешілді.

Екі цилиндрлі компрессордың атқарушы механизмі жетегінің кинематикалық есептеуі орындалды, жетек құрамындағы берілістердің кинематикалық параметрлері анықталды.

Жетек құрамындығы жабық конустық тісті берілістің есептелуі инженерлік жолмен және компьютерлік АРМ WinMachine бағдарламалық жүйесінде жүргізілді. Беріліс параметрлері мен конустық дөңгелектің параметрлері мен құрылымдық элементтері нақтыланды, сызбалары алынды.

АННОТАЦИЯ

В работе рассматривается исполнительный механизм двухцилиндрового компрессора, которое широко используется как в мини мастерских, так и в производственных предприятиях. Описаны структура и особенности работы этих механизмов. Решена задача кинематического анализа исследуемого механизма. Анализ выполнен аналитическим способом с применением метода Зиновьева.

Выполнен кинематический расчет привода исполнительного механизма, определены кинематические параметры передач, входящих в состав данного привода.

Проектный расчет конической зубчатой передачи выполнен инженерным анализом, а также в среде программной системы АРМ WinMachine. Получены параметры передачи и конструктивные элементы конического колеса и чертежи.

SUMMARY

In work the executive mechanism of the two-cylinder compressor which is widely used both in mini workshops, and in manufacturing enterprises is considered. The structure and features of these mechanisms are described. Solved the problem of kinematic analysis of the mechanism under study. The analysis was performed analytically using the Zinoviev method.

The kinematic calculation of the actuator drive is performed, the kinematic parameters of the gears that make up this drive are determined.

The design calculation of the bevel gear was made by engineering analysis, as well as in the environment of the APM WinMachine software system. Received transmission parameters and structural elements of the bevel wheel and drawings.

КІРІСПЕ

Машиналарда, приборларда, автоматтар мен автоматты линияларда механизмдердің әртүрі қолданылады. Осы сала түрлерін жетілдіру және жаңа механизмдер мен машиналардың жобасын жасау ғылыми техникалық даму үшін де, еліміздің экономикасының өсуіне де өте маңызы көп. Осы мақсатты орындауда механизмдер теориясы ілімінің орны ерекше [1- 2].

Механизмдер теориясы механизмдердің құрылымы мен ерекшеліктерін, кинематикалық сонымен қатар динамикалық бөлімдерін зерттейді. Ол үшін аналитикалық және графоаналитикалық немесе эксперименттік зерттеу тәсілдерін қолданады.

Механизмдер, машина туралы түсініктер мен заңдар тікелей бақылаудан және өндірістік тәжірибеден іске асады. Машинаның әр бөлшегі мен түйіні немесе машинаның өзі де жұмысқа қабілеттілігі жағынан, сенімділігі және үнемділігі мен технологиялық талаптарын қанағаттандырулары керек [3-7].

Бөлшектің жұмыс істеу қабілеттілігі дегеніміз бөлшектің негізгі параметрлерінің зерттеу кезіндегі талапқа сай болуын айтамыз. Ал бөлшектің сенімділігі деп берілген уақыт аралығында өзіне тән параметрлерін тағайындалған шектерде сақтау қабілеті болып табылады [8-10].

Даярлау үшін кеткен уақыт және еңбек шығыны ең аз болатын бөлшек технологиялықтығы деп аталынады.

Бөлшектердің үнемділігі деп оны жобалау және жасау, ары қарай пайдалану кезіндегі шығындармен анықталынады .

Бөлшектер пішіндері заманауи талаптарға сай, қолданысқа және техникалық күтім жасауға ыңғайлы болулары керек.

Машина жүздеген және жекелеген бөлшектерден тұрады. Солардың біреуі істен шықса бүтіндей машина тоқтап қалуы мүмкін. Сол үшін жобалау кезінде шешім қабылдау құрастырушылардан білім мен тәжірибелілікті талап етіледі.

Қазіргі кезде бәсекеге қабілетті болатын сенімді машина құрылысын талдау заманауи компьютерлік тәсілдерін қолданбай жасаудың мүмкін еместігі айту қажет.

Бұл жұмыста өндіріс салаларында кең қолданылатын екі цилиндрлі компрессор механизмінің кинематикасы мен кинетостатикасы және жетектің есептеулері қарастырылған. Жетектің жабық конустық тісті берілісінің есептелуі компьютерлік САЕ жүйесіндегі АРМ WinMachine кешенінде жүргізілді.

1 Компрессор механизмдері, түрлері мен ерекшеліктері

Компрессор – ауаны, газдарды және буды тиісті қысымға дейін сығу машинасы. Бұл гидравликалық машина сорғы қозғалтқыштардан алған механикалық энергияны сығылған газдардың потенциалдық энергиясына және жылуға түрлендіре алады; ең көп тараған түрі — поршендік компрессор цилиндрлерінің орналасуына байланысты тік, көлденең және V тәріздес компрессорлар болып келеді. Өндірісте қолданылып жүрген компрессорлардың өнімділігі 500 м³/мин. дейін, ал олардың туындататын қысымы 5 Мпа дейін. Қосарлы іс- әрекеттік компрессорларда газ поршеньнің екі жағынан сығылады. Қысымды 6-8 есе арттыруы үшін көп сатылы поршеньді компрессорлар қолданылады. Олардағы газ бірнеше цилиндрде сығылады. Компрессордың цилиндрлері мен сатылар аралығында газдар біршама салқындап үлгереді, сондықтан компрессорды жетектеуге энергия шығыны азаяды және майлау майының тұтанып кетпеу қауіпсіздігін камтамасыз етіледі. Газдар химиялық белсенділеу болса, диафрагмалы компрессорлар қолданылады, олардағы поршень міндетін майлауды қажет етпеуші иілгіш диафрагма (мембрана) атқарады. Қысымы 0,8 Мпа-ға дейін болса, құрылымдары қарапайым, өлшемі шағын тілімшелі ротациялы компрессорлар, көп көлемде газ алуы үшін орта тепкіш компрессорлар (не турбокомпрессор) қолданылады. Осьтік компрессорлар өнімділігі жоғары, әрі тиімді. Сонымен қатар бұндай компрессорлар көп сатылы болып жасалады, өйткені бір сатыдағы қысымның артыуы 1,2—1,3- тен аспайды. Осьтік компрессорлар орта тепкіш құрамды компрессорлардың бірінші сатылысы ретінде саналады.

Құрылыстық компрессорлар басқа құрылыс құрылғыларына қысылған ауаны немесе газды қысу және беру үшін арналған. Олар құрылыс, жөндеу, монтаждық және қалпына келтіру жұмыстарында қолданыс табады. Бұл тек



1.1-сурет-Поршеньді компрессор

түрлі құрылыстар және ғимараттарға ғана емес, сондай-ақ жол құрылысына да қатысы бар. Тұрғын үй-коммуналдық шаруашылықтар компрессорды жөндеу және қалпына келтіру жұмыстары үшін қолданады.

Компрессор түрлері:

Жұмыс істеу мақсатында пайдаланылатын энергияның түрі бойынша компрессорларды дизельді, бензинді және электрлік деп бөледі.

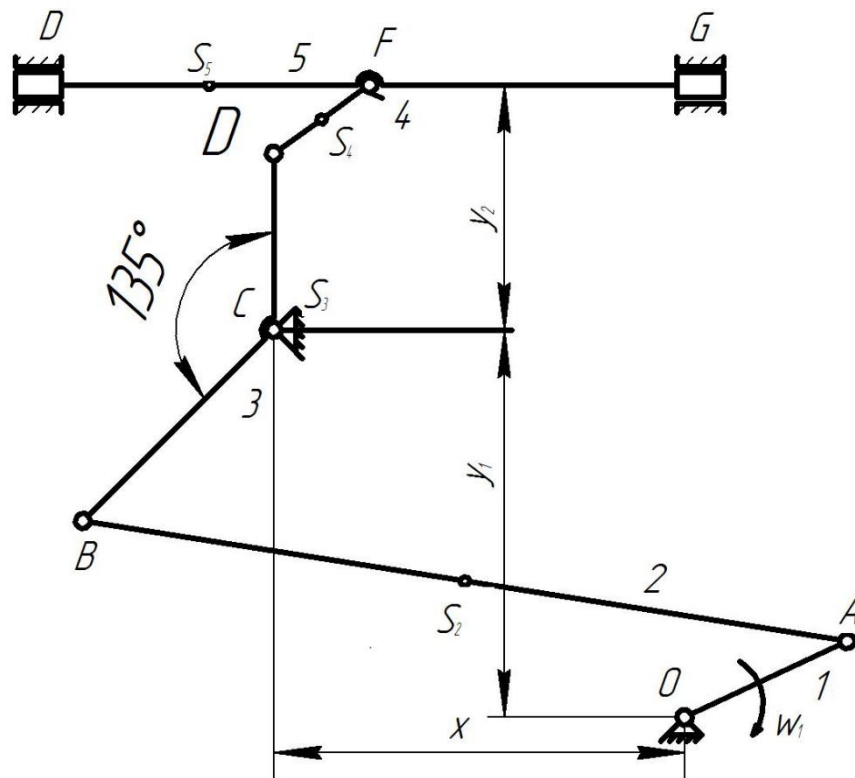
Компрессорлар әрекет ету принципіне сәйкес те бөлінеді. Олар әртүрлі конструктивтік ерекшеліктеріне негізделген: поршенді, бұрандалы, ортадан тепкіш, осьтік, ағынды.

Құрылыста ең жиі қолданыс тапқан поршеньдік компрессорлар болып табылады. Басқа компрессорлар арасында поршенді компрессорлардың конструкциясы қарапайым, бағасы төмен, қызмет көрсетуі жеңіл.

Мұндай компрессорлардағы иінді біліктің айналым саны минутына 125-тен 1000 айналымға дейінгі шектерде болады. Газдың номиналды жылдамдығы 22-ден 40 м/с дейін, ал шығудағы жұмыс қысымы вакуумнан 4100 атмосфераға дейін өзгеруі мүмкін. Поршеньді компрессорлар машина жасауда, тоқыма өндірісінде, химия, мұнай-газ, тоңазытқыш өнеркәсібінде кеңінен қолданылады. Құрылымдық орындау, схемалар мен компоненттер бойынша алуан түрлі.

1.1 Екі цилиндрлі компрессор механизмінің кинематикалық талдауы

1.1- суретінде зерттелетін механизмнің сұлбасы көрсетілген.

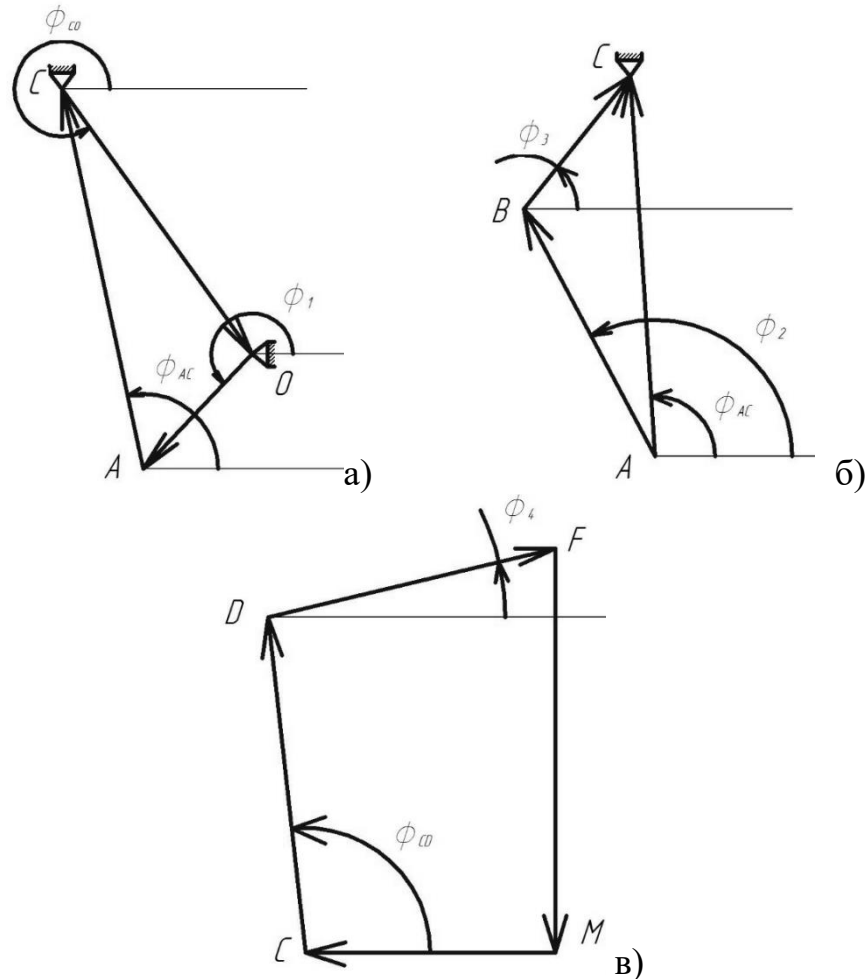


1.1- суреті - Екі цилиндрлі компрессор механизмінің сұлбасы

Механизмнің кинематикалық талдауын тұйықталған векторлық контурлар әдісімен орындаймыз. Бұл әдіске сәйкес механизмнің буындары векторлармен ауыстырылады. Алынған векторлар бір-бірімен тұйықталған контурлар құрайды: OAC , ABC және $CDFM$ (1.2 - сурет).

Бірінші контурдың тұйықталу шартын векторлық түрде жазамыз:

$$\bar{l}_1 + \bar{l}_{AC} + \bar{l}_{CO} = 0 \quad (1.1)$$



1.2-сурет

(1.1) теңдеуінің координаттар осіндегі проекцияларын жазамыз:

$$\begin{aligned} l_1 \cos \varphi_1 + l_{AC} \cos \varphi_{AC} + l_{CO} \cos \varphi_{CO} &= 0 \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_{AC} \sin \varphi_{AC} + l_{CO} \sin \varphi_{CO} &= 0 \end{aligned} \quad (1.2)$$

Бұл теңдеуден

$$l_{AC}^2 = \sqrt{l_1^2 + l_{CO}^2 + 2 \cdot l_1 \cdot l_{CO} \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_{CO})} \quad (1.3)$$

$$\varphi_{CA} = \arccos\left(-\frac{l_1 \cdot \cos \varphi_1 + l_{CO} \cdot \cos \varphi_{CO}}{l_{AC}}\right) \quad (1.4)$$

Екінші ABC контурының тұйықталу теңдеуі (1.2б - сурет)

$$\bar{l}_2 + \bar{l}_3 - \bar{l}_{AC} = 0 \quad (1.5)$$

Координаттар осіндегі проекциялар

$$\begin{aligned} l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3 - l_{AC} \cos \varphi_{AC} &= 0 \\ l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin \varphi_3 - l_{AC} \sin \varphi_{AC} &= 0 \end{aligned} \quad (1.6)$$

Теңдеулердің жүйесін шеше отырып, табамыз

$$l_3^2 = l_{AC}^2 + l_2^2 - 2 \cdot l_{AC} \cdot l_2 \cos(\varphi_{AC} - \varphi_2). \quad (1.7)$$

Одан

$$\varphi_2 = \varphi_{AC} + \arccos\left(\frac{-l_3^2 + l_{AC}^2 + l_2^2}{2 \cdot l_{AC} \cdot l_2}\right), \quad (1.8)$$

$$\varphi_3 = \arcsin\left(\frac{l_{AC} \cdot \sin(\varphi_{AC}) - l_2 \cdot \sin(\varphi_2)}{l_3}\right). \quad (1.9)$$

CDFM үшінші контурының тұйықталу теңдеуін

$$\bar{l}_3 + \bar{l}_4 + \bar{l}_{FM} + \bar{l}_{MC} = 0$$

координаттар осіне проекциялаймыз, сонда

$$\begin{aligned} l_3 \cos \varphi_{CD} + l_4 \cos \varphi_4 - l_{MC} &= 0 \\ l_3 \sin \varphi_{CD} + l_4 \sin \varphi_4 - l_{FM} &= 0 \end{aligned} \quad (1.10)$$

Соңғы жүйені шешу арқылы, алатынымыз

$$\varphi_4 = \arcsin\left(\frac{-l_3 \cdot \sin \varphi_{CD} + l_{FM}}{l_4}\right) \quad (1.11)$$

$$l_{MC} = l_3 \cdot \cos \varphi_{CD} + l_4 \cdot \cos \varphi_4 \quad (1.12)$$

S_2 , S_4 және S_5 нүктелерінің орындарын анықтау үшін OAS_2P контурдың тұйықталу теңдеуін жазамыз (1.3-сурет)

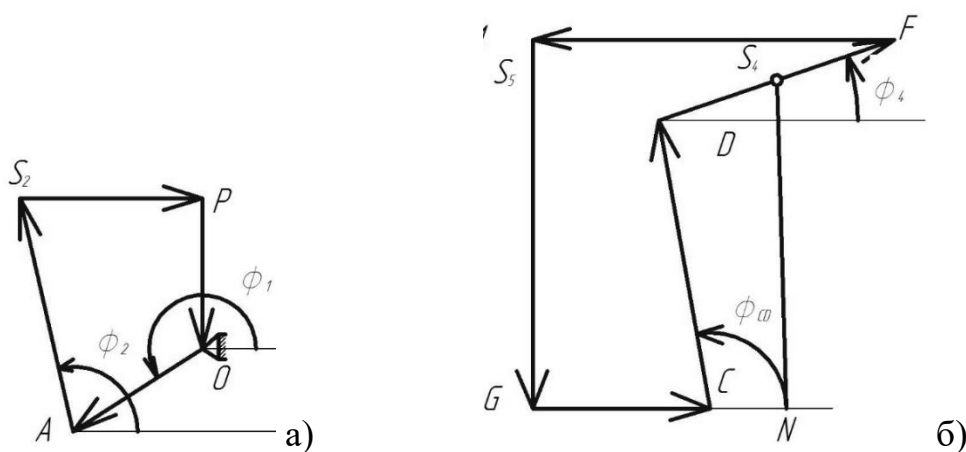
$$\bar{l}_1 + l_{AS_2} + l_{S_2P} + l_{PO} = 0,$$

ал координат остеріндегі проекциялары

$$\begin{aligned} S_{2x} &= -l_1 \cos \varphi_1 - 0.6l_2 \cos \varphi_2, \\ S_{2y} &= -l_1 \sin \varphi_1 + 0.6l_2 \sin \varphi_2. \end{aligned} \quad (1.13)$$

CDS_4N контурын қарастырамыз (1.3б - сурет)

$$\bar{l}_3 + l_{DS_4} + l_{S_4N} + l_{NC} = 0$$



1.3-сурет

Координат остеріндегі проекцияларынан

$$\begin{aligned} S_{4x} &= -l_3 \cos \varphi_3 - 0.5l_4 \cos \varphi_4, \\ S_{4y} &= -l_3 \sin \varphi_3 + 0.5l_4 \sin \varphi_4. \end{aligned} \quad (1.14)$$

DFS_5 контуры үшін

$$\bar{l}_4 + l_{FS_5} + l_{S_5D} = 0,$$

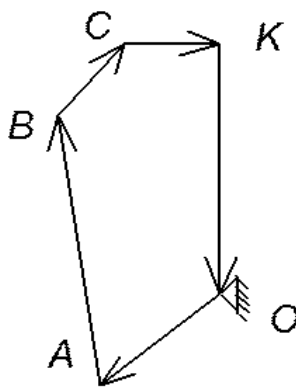
ал оның координат осіндегі проекцияларынан

$$\begin{aligned} S_{5x} &= l_{FS_5} - l_4 \cos \varphi_4 \\ S_{5y} &= y \end{aligned}$$

Жылдамдық аналогтарын аналитикалық анықтау контурлық теңдеулерді жалпыланған координата бойынша дифференциалдауға негізделген.

$OABCK$ контурын қарастырайық (1.4-сурет)

$$\bar{l}_1 + \bar{l}_2 + \bar{l}_3 + \bar{l}_5 + \bar{l}_6 = 0,$$



1.4 - сурет

оны өстерге проекциялау арқылы алатынымыз

$$\begin{aligned} l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3 + l_5 &= 0 \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin \varphi_3 - l_6 &= 0 \end{aligned} \quad (1.15)$$

(1.15) теңдеулерін дифференциалдап алатынымыз

$$\begin{aligned} l_1 \sin \varphi_1 - l_2 \varphi_2' \sin \varphi_2 - l_3 \varphi_3' \sin \varphi_3 &= 0 \\ -l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \varphi_2' \cos \varphi_2 + l_3 \varphi_3' \cos \varphi_3 &= 0 \end{aligned}, \quad (1.16)$$

олардан φ_2' және φ_3' табамыз

$$\varphi_3' = \frac{l_1 \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{l_3 \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_3)} \quad (1.17)$$

$$\varphi_2' = \frac{(l_1 \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_3))}{l_2 \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_3)} \quad (1.18)$$

(1.10) теңдеулерін дифференциалдап келесі өрнектерді аламыз

$$-l_3 \varphi_3' \sin \varphi_{CD} - l_4 \varphi_4' \sin \varphi_4 - l_{MC}' = 0 \quad (1.19)$$

$$l_3 \varphi_3' \cos \varphi_{CD} + l_4 \varphi_4' \cos \varphi_4 = 0$$

Бұл теңдеулер жүйесін шешу арқылы

$$\varphi_4' = -l_3 \varphi_3' \cos \varphi_{CD} / l_4 \cos \varphi_4 \quad (1.20)$$

$$l_{MC}' = -l_3 \cdot \varphi_{CD}' \cdot \sin \varphi_{CD} - l_4 \cdot \varphi_4' \cdot \sin \varphi_4 \quad (1.21)$$

2, 4 және 5 буындардың массалар центрлерінің жылдамдық аналогтары (1.13), (1.14) және (1.15) теңдеулерінің жалпыланған координаты бойынша дифференциалдау арқылы анықталады, яғни

$$S_{2x}' = -l_1 \sin \varphi_1 + 0.6 l_2 \varphi_2' \sin \varphi_2 \quad (1.22)$$

$$S_{2y}' = -l_1 \cos \varphi_1 + 0.6 l_2 \varphi_2' \cos \varphi_2$$

$$S_{4x}' = l_3 \varphi_3' \sin \varphi_3 + 0.5 l_4 \varphi_4' \sin \varphi_4 \quad (1.23)$$

$$S_{4y}' = -l_3 \varphi_3' \cos \varphi_3 - 0.5 l_4 \varphi_4' \cos \varphi_4$$

$$S_{5y}' = l_4 \varphi_4' \sin \varphi_4 + l_3 \varphi_3' \cos \varphi_{CD} \quad (1.24)$$

(1.16), (1.19) және (1.22) - (1.24) теңдеулерін жалпыланған координата бойынша дифференциалдап, алынған теңдеулер жүйесінен келесі үдеу аналогтарының өрнектерін анықтаймыз

$$\varphi_3'' = \frac{-l_1 \cdot \sin(\varphi_1 + \varphi_2) - l_3 \cdot \varphi_3'^2 \cdot \cos(\varphi_2 - \varphi_3) - l_2 \varphi_2'^2}{l_2 \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}, \quad (1.25)$$

$$\varphi_2'' = \frac{-l_3 \cdot \varphi_3'^2 - l_1 \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_3) - l_2 \cdot \varphi_2'^2 \cdot \cos(\varphi_2 - \varphi_3)}{l_2 \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}, \quad (1.26)$$

$$\varphi_4'' = \frac{-l_4 \cdot \varphi_4'^2 \cdot \sin \varphi_4 - l_3 \cdot \varphi_3'^2 \cdot \sin \varphi_{CD} - l_3 \cdot \varphi_{CD}'^2 \cdot \cos \varphi_{CD}'}{l_4 \cdot \cos \varphi_4},$$

$$l_{MC}'' = -(l_3 \cdot \varphi_3'' \cdot \sin \varphi_4 + l_3 \cdot \varphi_3'^2 \cdot \cos \varphi_{CD} + l_4 \cdot \varphi_4'' \cdot \sin \varphi_4 + l_4 \cdot \varphi_4'^2 \cdot \cos \varphi_4) \quad (1.27)$$

$$S_{2x}'' = l_1 \cos \varphi_1 + 0.6 l_2 \varphi_2'' \sin \varphi_2 + 0.6 l_2 \varphi_2'^2 \cos \varphi_2 \quad (1.28)$$

$$S_{2y}'' = -l_1 \sin \varphi_1 + 0.6 l_2 \varphi_2'' \cos \varphi_2 - 0.6 l_2 \varphi_2'^2 \sin \varphi_2$$

$$S_{4x}'' = l_3 \varphi_3'' \sin \varphi_3 + l_3 \varphi_3'^2 \cos \varphi_3 + 0.5 l_4 \varphi_4'' \sin \varphi_4 + 0.5 l_4 \varphi_4'^2 \cos \varphi_4 \quad (1.29)$$

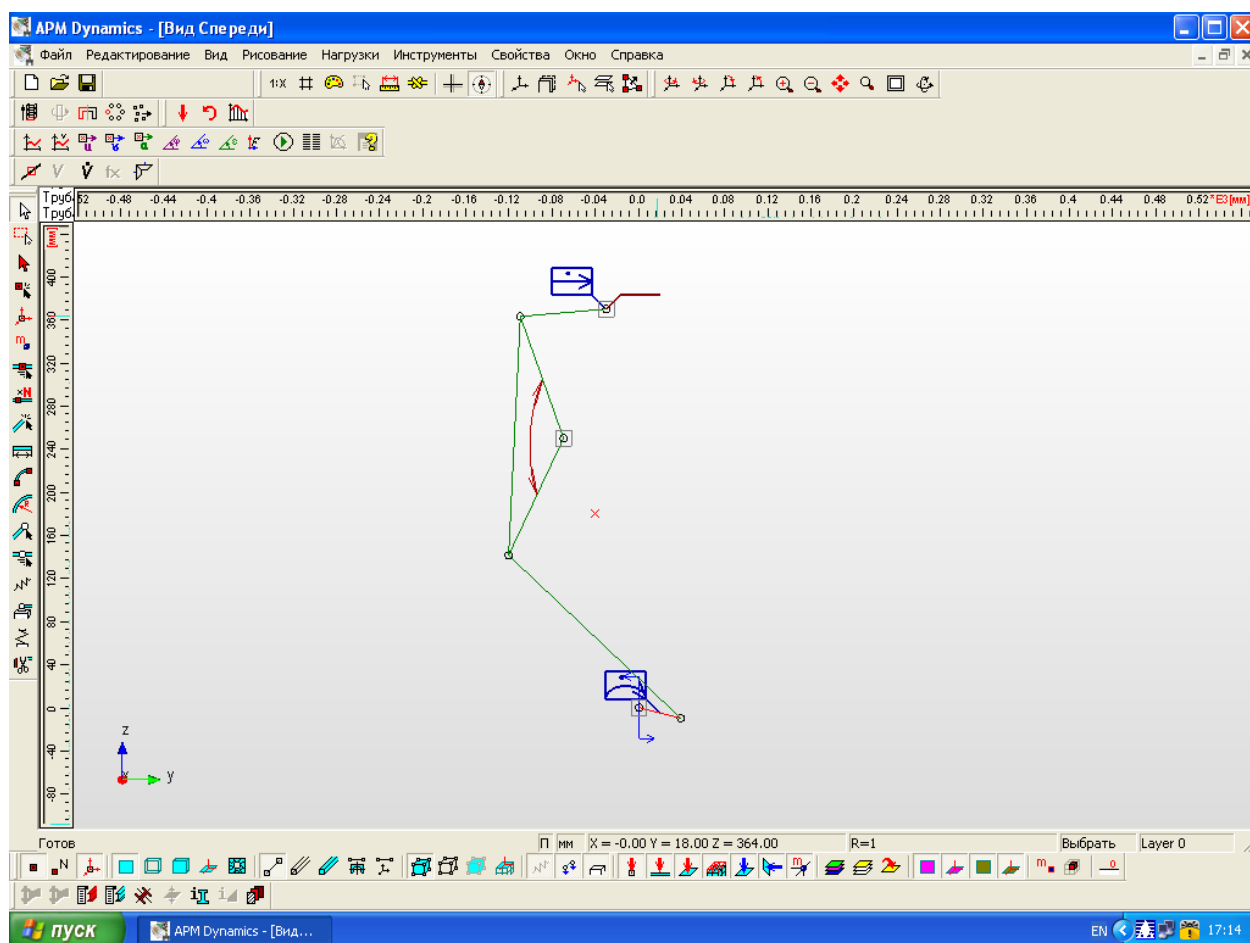
$$S_{4y}'' = -l_3 \varphi_3'' \cos \varphi_3 + l_3 \varphi_3'^2 \sin \varphi_3 - 0.5 l_4 \varphi_4'' \cos \varphi_4 + 0.5 l_4 \varphi_4'^2 \sin \varphi_4$$

$$S_{5y}'' = l_4 \varphi_4'' \sin \varphi_4 + l_4 \varphi_4'^2 \cos \varphi_4 + l_3 \varphi_3'' \sin \varphi_{CD} + l_3 \varphi_3'^2 \cos \varphi_{CD} \quad (1.30)$$

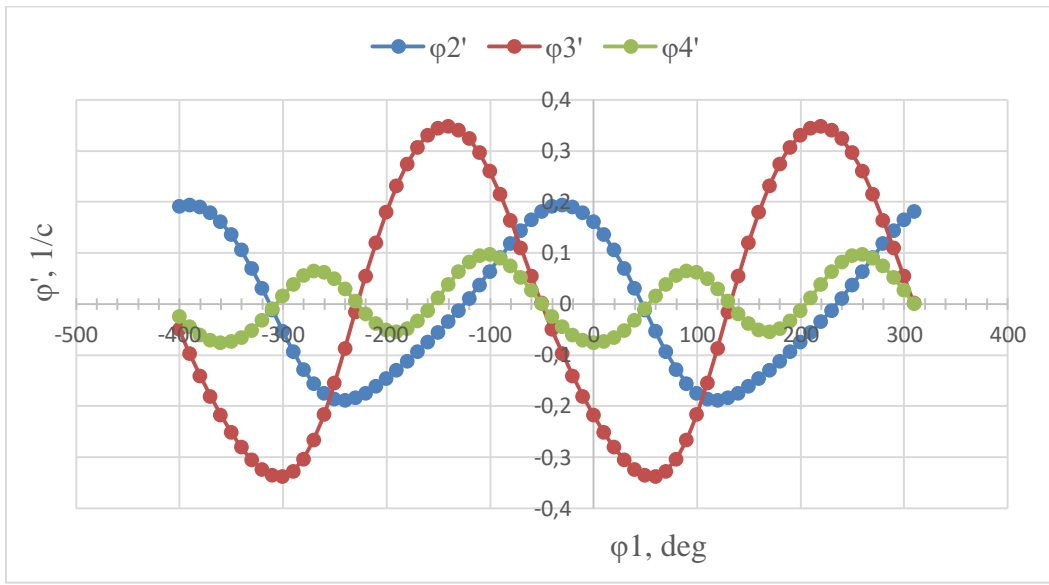
Қарастырылған компрессор атқарушы механизмінің кинематикалық талдауы келесідей бастапқы мәліметтері үшін орындалған:

- тірек элементтерінің орны: $x_0 = 0$, $y_0 = 0$, $x_C = 0,07$ м, $y_C = 0,37$ м, $y_G = 0,37$ м;
- буындарының өлшемі: $l_{OA} = 0,04$ м, $l_{AB} = 0,22$ м, $l_{BC} = 0,12$ м, $l_{CD} = 0,12$ м, $l_{BD} = 0,22$ м, $l_{DF} = 0,08$ м;
- массалар центрінің орындары: $l_{AS_2} = 0,11$ м, $l_{DS_4} = 0,04$ м, $l_{FS_5} = 0$, $l_{FCS_3} = 0$ м;
- айналшақтың айналу жиілігі: $n = 160$ айн/мин;
- буындарының массалары: $m_2 = 1,9$ кг, $m_3 = 3,4$ кг, $m_4 = 0,9$ кг, $m_5 = 4,8$ кг;
- инерция моменттері: $J_{S_2} = 0,18$ кг·м², $J_{S_3} = 0,75$ кг·м², $J_{S_4} = 0,19$ кг·м²;
- кедергі күші: $F_k = 4,5$ кН.

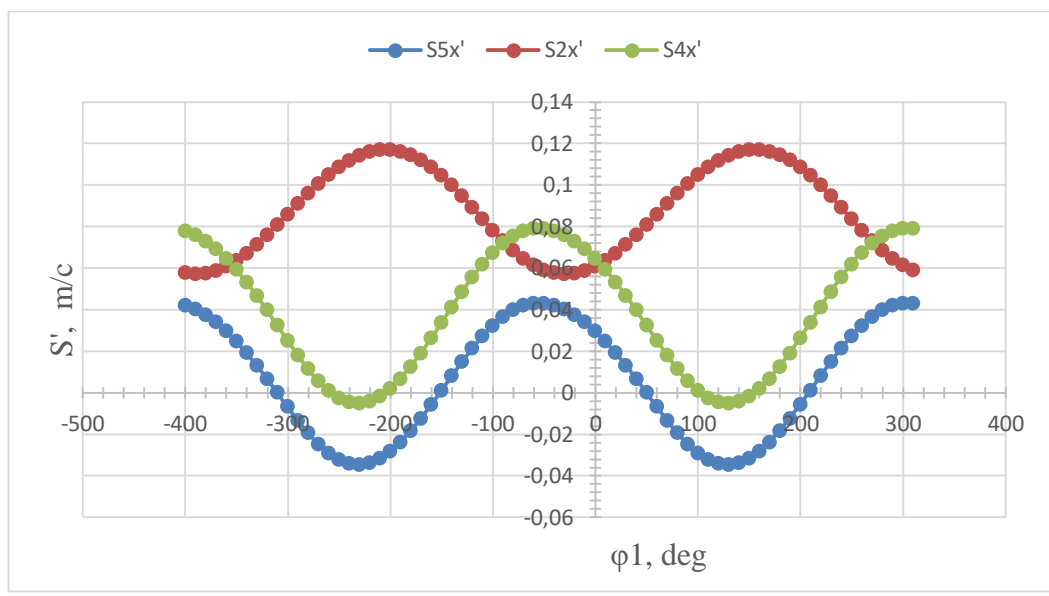
Сонымен қатар APM WinMachine кешенінің APM Dynamics модулін қолдану арқылы атқарушы механизмнің компьютерлік моделі жасалды (1.5–сурет), қарастырылып отырған механизмнің қозғалыс сипаты анықталды. Кинематикалық талдау нәтижелері 1.6 және 1.7 суреттеріндегі диаграммалармен көрсетілген.



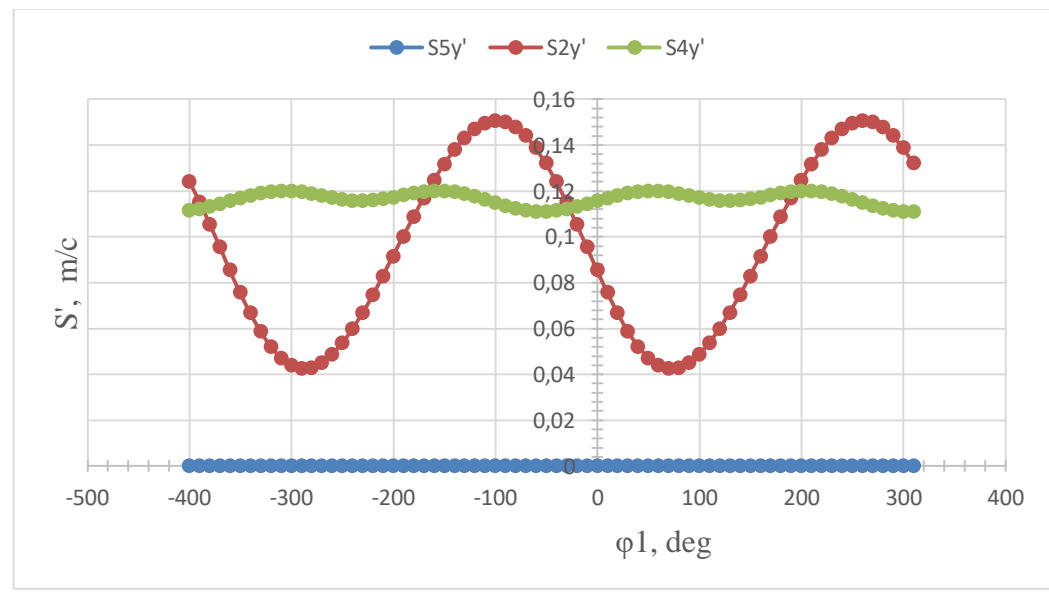
1.5 – сурет



a)

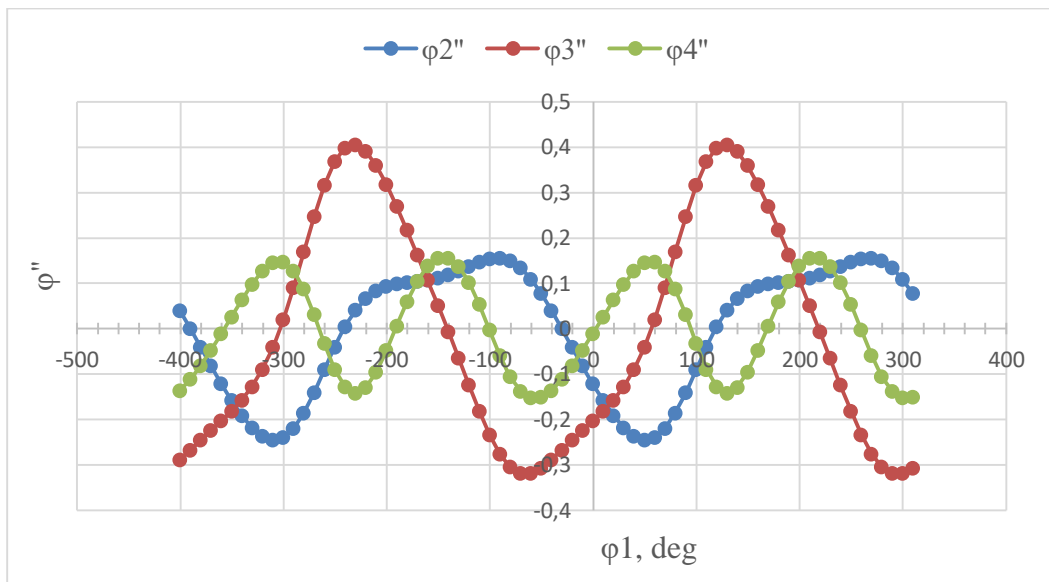


б)

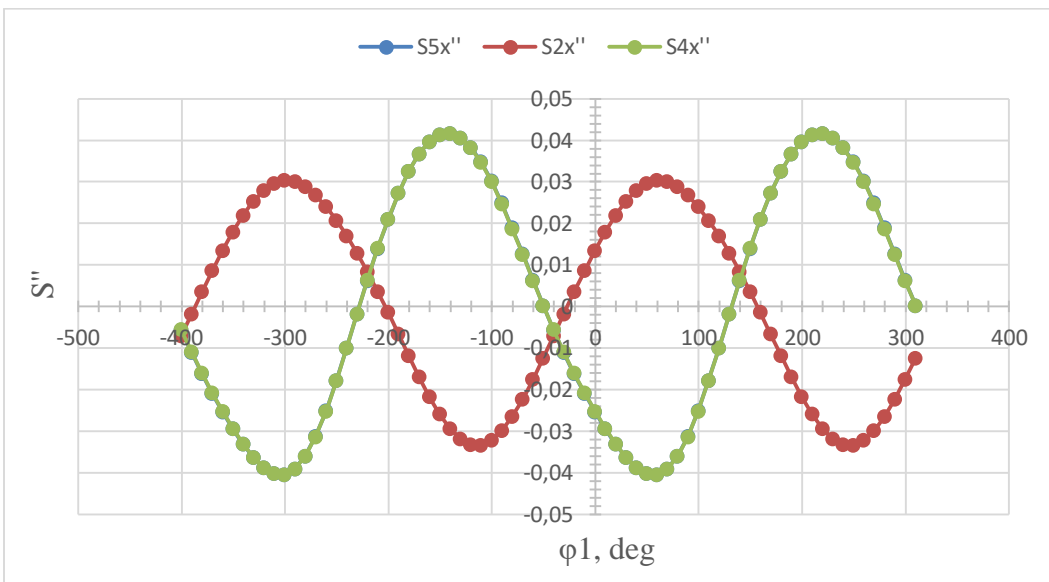


в)

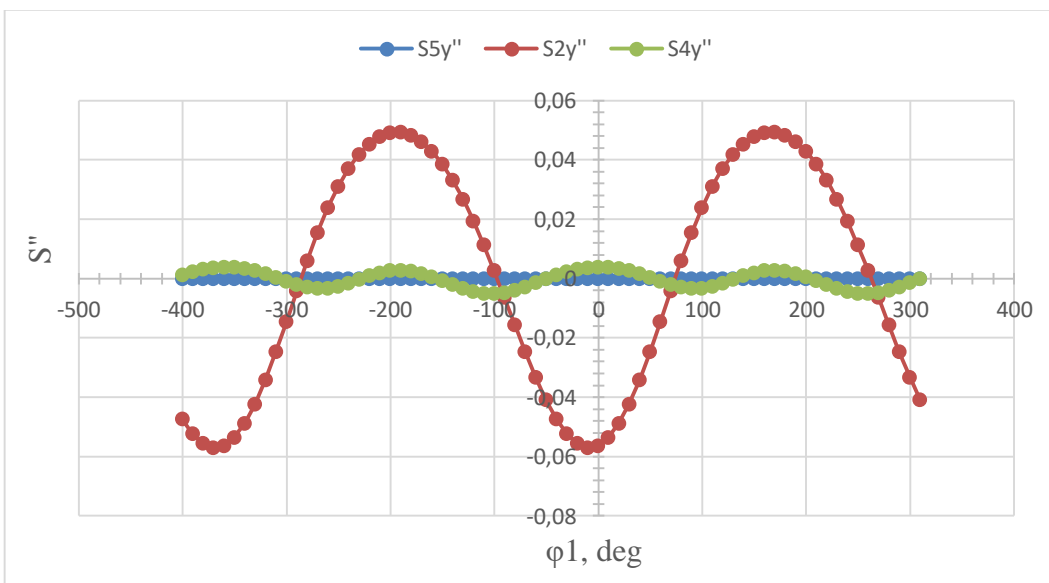
1.6 – сурет – Механизм буындары мен нүктелерінің жылдамдықтары



а)



б)



в)

1.7 – сурет – Механизм буындары мен нүктелерінің үдеулері

1.2 Компрессор механизмінің кинетостатикалық талдауы

Қозғалтқыштың қуаты мен оның түрін анықтағанда, кинематикалық жұптарындағы реакция күштерін анықтамай-ақ, тек теңгеруші моментті немесе күшті білу жеткілікті. Даламбер принципіне сәйкес механизмге (механикалық жүйеге) түсірілген күштерге инерциялық күштері мен теңгеруші күшті немесе теңгеруші моментті қосып қарастырса, ондай күштер жүйесі берілген уақыт мезеті үшін теңгерілген жүйе болып табылады. Онда мүмкін орын ауыстыру принципі бойынша ондай күштер жүйесінің мүмкін орын ауыстыруларындағы элементар жұмыстарының қосындысы нөлге тең болады. Яғни,

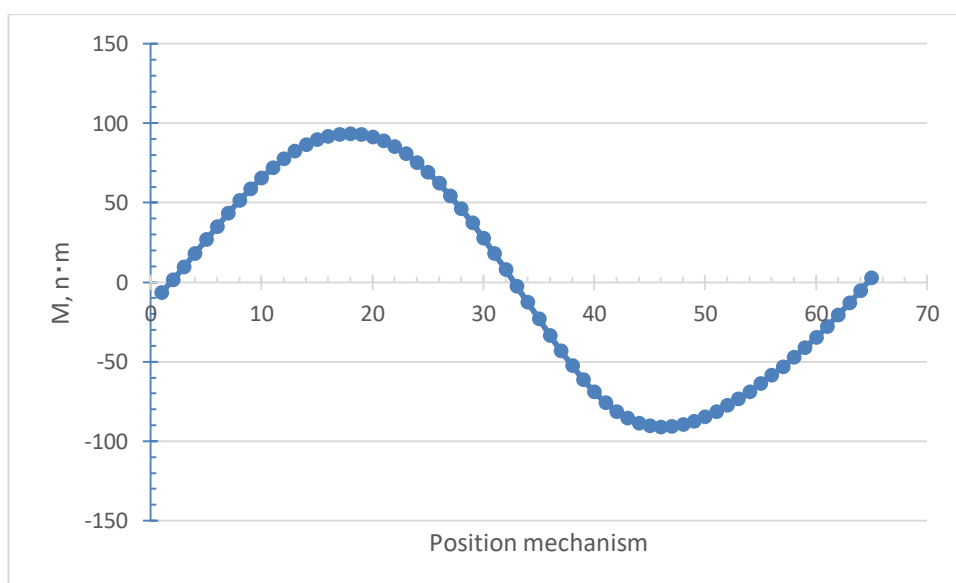
$$\sum_{i=1}^n [P_i \cdot v_i \cos(\bar{P}_i \bar{v}_i)] + \sum_{j=1}^k [M_j \cdot \omega_j] = 0 \rightarrow \sum_{i=1}^n N_i + \sum_{j=1}^k N_j = 0, \quad (1.31)$$

мұнда P_i – берілген күштер; v_i – P_i күштері түскен нүктелерінің жылдамдықтары; ω_j – M_j моменттері жүктелген звенолардың айналу жылдамдықтары; N_i, N_j – P_i күштері және M_j моменттерінің қуаттары. (1.31) теңдеуіне белгісіз теңгеруші момент кіреді. Звенодағы инерция күштерінің бас векторы \vec{P}_H мен \vec{M}_H инерция күштерінің бас моменті

$$\vec{P}_H = -m\vec{a}_S, \quad (1.32)$$

$$M_H = -I_S \vec{\varepsilon} \quad (1.33)$$

формулаларымен анықталады, бұл жерде m - звено массасы; \vec{a}_S - массалар центрінің үдеу векторы; I_S - звеноның массалар центрі арқылы өтетін қозғалыс жазықтығына перпендикуляр өске қатысты инерция моменті; $\vec{\varepsilon}$ - звенолардың бұрыштық үдеуі. Жоғарыда алынған механизмнің кинематикалық талдау нәтижелерін пайдаланып, (1.31) теңдеуінен атқарушы механизмнің жетекші буынына түсірілген теңгеруші моменттер анықталды (1.8 - сурет).



1.8 - сурет

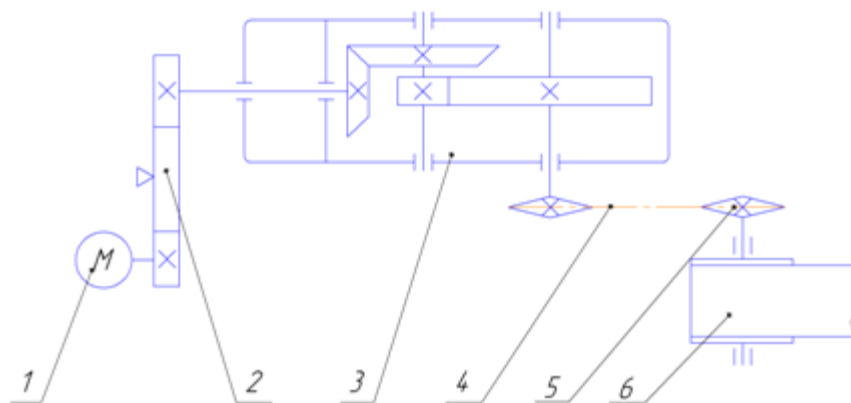
2 Екі цилиндрлі компрессор механизмінің жетегін кинематикалық есептеу

2.1 Электрқозғалтқыш таңдау

Қарастырылып отырған механизм үшін 2.1 - суретіндегі көрсетілген жетектің кинематикалық есептеуін орындаймыз.

Қажетті мәліметтер:

- жетектегі жұлдыздағы қуат $N_5 = 1,57$ кВт;
- жетектегі жұлдызшаның айналу жиілігі $n_5 = 160$ айн/мин;
- жүктелу сипаты – бірқалыпты;
- жетектің қызметтік мерзімі $L_T = 6$ жыл; ауысым саны – 2;
- шынжырлық беріліс пен сыналы – белдіктік берілістің центрлер сызығының көкжиекпен көлбеу бұрыштары $\theta_{ц} = 0^0$, $\theta_p = 0^0$ сәйкесінше;
- конустық тісті беріліс пен цилиндрлік тісті беріліс түрлері – тіктісті.



- 1 - электрқозғалтқышы; 2 - сыналы - белдікті беріліс;
3 - редуктор; 4 - шынжырлы берілісі;
5 - жетектегі жұлдызша; 6 – атқарушы механизм;

2.1 - суреті – Жетектің сұлбасы

Электрқозғалтқыштағы қажетті қуат атқарушы механизмнің қуатына тәуелді (жетек сұлбасында жетектегі жұлдызша), ал электрқозғалтқышы білігінің айналу жиілігі жетектің жұлдызша білігінің айналу жиілігіне тәуелді. Электрқозғалтқыштың қажетті қуат мөлшері келесі формула бойынша табылады

$$N_{ов} = \frac{N_5}{\eta_0}, \quad (2.1)$$

мұнда N_5 - жетек жұлдызшасындағы қуат, ал η_0 - жетектің жалпы ПӘК-і:

$$\eta_0 = \eta_{шб} \eta_{ц} \eta_k \eta_{рб} \eta_m^3, \quad (2.2)$$

бұндағы $\eta_{шб}$ - шынжырлық беріліс, $\eta_{ц}$ - цилиндрлік тісті берілісі, η_k - конустық

тісті берілісі, $\eta_{pб}$ - сыналы - белдікті берілісі, η_m - домалау мойынтірегі жұптарының ПӘК-тері.

Пайдалы әсер коэффициенттерін анықтамалық кестеден таңдаймыз:

$$\eta_{шб}=0,9, \eta_{\psi}=0,97, \eta_k=0,96, \eta_{pб}=0,97, \eta_m=0,99$$

Онда

$$\eta_0 = 0,9 \cdot 0,97 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,99^3 = 0,79,$$

ал

$$N_{дв} = \frac{1,57}{0,79} = 1,98 \text{ кВт.}$$

Анықтамалық кестеден қуаты $N_1 = 2,2$ кВт, номинальді айналу жиілігі $n_1 = 2850$ айн/мин болатын 4AM80A2У3 типті асинхронды үш фазалы электрқозғалтқышты таңдаймыз.

2.2 Компрессор механизмінің жетегін кинематикалық есептеу

Жетек үшін беріліс санын келесі формуламен анықтайды

$$u = \frac{n_1}{n_5}, \quad u = \frac{2850}{160} = 17,81, \quad (2.3)$$

мұндағы n_1 - электрқозғалтқыш, ал n_5 - жетектегі біліктің айналым саны.

Жетектің беріліс санын редуктордың беріліс санын тұрақты қалдырып, ашық берілістердің беріліс сандарын өзгерту арқылы жүргізіледі. Жетектің жалпы беріліс саны

$$u = u_{шб} u_{pб} u_p, \quad (2.4)$$

мұндағы $u_{шб}$ - шынжырлы берілістің беріліс саны, $u_{pб}$ - белдікті берілістің беріліс саны, u_p - редуктордың беріліс саны.

Жетектің келесі беріліс сандарын қабылдаймыз:

- шынжырлы беріліске $u_{шб} = 1,12$;
- белдікті беріліске $u_{pб} = 2$;
- цилиндрлік тісті беріліске $u_{\psi} = 4$;
- конустық тісті беріліске $u_k = 2$.

Жетек біліктері айналымдарының нақты саны келесідей анықталады:

- Редуктордың жетекші білігінің айналымдар саны, айн/мин:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{pб}}, \quad n_2 = \frac{2850}{2} = 1425$$

- Редуктордың аралық білігінің айналым саны, айн/мин:

$$n_3 = \frac{n_2}{u_k}, \quad n_3 = \frac{1425}{2} = 712,5$$

- Редуктордың жетектегі білігінің айналым саны, айн/мин:

$$n_4 = \frac{n_3}{n_y}, \quad n_4 = \frac{712,5}{4} = 178,125$$

Жетек біліктерінің бұрыштық жылдамдықтарын анықтаймыз, c^{-1} :

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

Онда

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot 2850}{30} = 298,5; \quad \omega_2 = \frac{\pi \cdot 1425}{30} = 149,1; \quad \omega_3 = \frac{\pi \cdot 713}{30} = 74,6;$$

$$\omega_4 = \frac{\pi \cdot 178}{30} = 18,6; \quad \omega_5 = \frac{\pi \cdot 160}{30} = 16,7;$$

Жетек біліктеріндегі айналдыру моменттерін келесі ретпен анықтайды.

- Жетектің жетектегі білігінің айналдыру моменті, Н× мм:

$$T_5 = \frac{N_5}{\omega_5} 10^6; \quad T_5 = \frac{1,57}{16,7} 10^6 = 94011;$$

- редуктордың жетектегі білігіндегі айналдыру моменті:

$$T_4 = \frac{T_5}{u_{yn} \eta_{yn} \eta_n}; \quad T_4 = \frac{94011}{1,12 \cdot 0,9 \cdot 0,99} = 94206;$$

- редуктордың аралық білігіндегі айналдыру моменті:

$$T_3 = \frac{T_5}{u_{yn} u_y \eta_{yn} \eta_n^2};$$

$$T_3 = \frac{94011}{4 \cdot 1,12 \cdot 0,97 \cdot 0,9 \cdot 0,99^2} = 24525;$$

- редуктордың жетекші білігіндегі айналдыру моменті:

$$T_2 = \frac{T_5}{u_k \cdot u_y \cdot u_{yn} \cdot \eta_k \eta_y \cdot \eta_{yn} \cdot \eta_n^3};$$

$$T_2 = \frac{94011}{2 \cdot 4 \cdot 1,12 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,9 \cdot 0,99^3} = 12902;$$

- электрқозғалтқыш білігіндегі айналдыру моменті:

$$T_1 = \frac{T_5}{u \eta_0}; \quad T_1 = \frac{94011}{17,81 \cdot 0,79} = 6681,7$$

Жетектің қызмет мерзімін сағат бойынша мына формуламен анықтайды:

$$L_h = 365 L_\Gamma t_c n_c K_c,$$

мұнда L_Γ —жетектің қызмет мерзімінің жылдары, t_c —ауысымдар ұзақтығы; n_c —ауысымдар саны; K_c —ауысымның пайдалану коэффициенті.

Ауысымдар ұзақтығы $t_c = 8$ сағат уақытын қабылдайды, әр ауысымның пайдалану коэффициенті $K_c = 0,85$. Онда

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

3 Жабық конустық тісті берілістің жобалық есептеуі

Қажетті бастапқы мәліметтер:

Конустық дөңгелектің білігіндегі айналдыру моменті $T_3 = 24525 \text{ Н} \times \text{мм}$.

Редуктордың аралық білігінің айналымдар саны $n_3 = 713$ айн/мин.

Конустық берілістің беріліс саны $u_k = 2$.

Жетектің қызмет мерзімі $L_h = 29784$ сағат.

Конустық тісті берілісті жасау үшін *материалын таңдау*:

- тіс тегеріш - болат 45, термиялық өңдеу - 235 - 260 НВ қаттылығына дейін жақсартылу;
- дөңгелек - болат 45, термоөңделу - 180...205 НВ дейін қалыптау.

Мүмкіндік жанасу кернеулері қаттылығы төмендеу болатын дөңгелектің материалы бойынша анықталады,

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

$$\sigma_{H0} = 2HB_{2\min} + 70 = 2 \cdot 180 + 70 = 430 \text{ МПа} - \text{материал төзімділігі шегі};$$

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_2}} - \text{жанасу кернеуі бойынша есептеудегі ұзақмерзімділік}$$

коэффициенті; $N_{H0} = 10^7$ – жүктелулер циклдарының базалық саны;

$N_2 = L_h n_3 60 = 29784 \cdot 672 \cdot 60 = 207296640 = 120 \cdot 10^7$ – дөңгелек тістерін жүктеу циклдарының есептелген саны.

$N_2 \gg N_{H0}$ болғандықтан, $K_{HL} = 1$ деп қабылданады;

$S_H = 1,1$ – қауіпсіздік коэффициенті.

Олай болса, жанасу мүмкіндік кернеуі:

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

Иілу кезінде мүмкіндік кернеулер:

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

σ_{F01} , σ_{F02} – тіс тегеріш пен дөңгелек материалдарының иілу кернеулері бойынша төзімділік шегі:

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

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

$K_{FLi} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_i}}$ – иілу кернеуін есептеудегі төзімділігі еселігі,

$N_{F0} = 5 \cdot 10^6$ –циклдардың сандары, $N_2 > N_{F0}$ болғандықтан $K_{FL1} = K_{FL2} = 1$.

Реверс болмаса $K_{FC} = 1$, реверс болса $K_{FC} = 0,75$.

$S_F = 1,75$ – қауіпсіздік коэффициенті. Олай болса, Иілудегі мүмкіндік кернеулер

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

3.1 Конустық тісті берілістің жобалық есептелуі

Дөңгелектің сыртқы бөлуші диаметрін d_e анықтаймыз, мм:

$$d_e = 165^3 \sqrt{\frac{T_3 K_{H\beta} u_k}{[\sigma_H]^2 \mathcal{G}_Z}}, \quad (3.1)$$

$K_{H\beta}$ - венецтің ені бойынша жүктемелердің таралу бірқалыпсыздығын анықтайтын коэффициент, енді ғана үйлесіп жатқан тік тісті дөңгелек үшін $K_{H\beta} = 1$; \mathcal{G}_Z - конусты дөңгелектердің тісінің пішінін ескеретін коэффициент. Тік тісті дөңгелектерге $\mathcal{G}_Z = 1$.

Олай болса

$$d_{e2} = 165^3 \sqrt{\frac{24525 \cdot 1 \cdot 2}{391^2 \cdot 1}} = 112,95 \text{ мм}.$$

Дөңгелектің сыртқы бөлгіш диаметрінің алынған мәні үлкендеу жағына қарай жуықталып стандартты мәндеріне келтіріледі. Сонда

$$d_{e2} = 140 \text{ мм}.$$

Тіс тегеріштің δ_1 мен дөңгелектің δ_2 бөлуші конустарының бұрыштары:

$$\begin{aligned} \delta_2 &= \arctg u_k = \arctg 2 = 70,5^\circ \\ \delta_1 &= 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 70,5^\circ = 19,5^\circ \end{aligned} \quad (3.2)$$

Сыртқы конусты қашықтықты Re анықтау, мм:

$$Re = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2} = \frac{140}{2 \sin 70,5} = 78,26 \quad (3.3)$$

Тістегі венецтің енін b анықтау, мм:

$$b = \psi_R Re, \quad b = 0,4 \cdot 78,26 = 31, \quad (3.3)$$

мұндағы $\psi_R = 0,4$ - тісті венецтің енінің коэффициенті.

Іліністегі сыртқы шеңберлік модульді анықтаймыз:

$$m_e = \frac{d_{e2}}{(18...28)u_k}, \quad m_e = \frac{140}{(18...28) \cdot 2} = 3,88...2,5. \quad (3.4)$$

Алынған m_e модулінің стандартты мәндерінен тағайындаймыз, яғни

$$m_e = 2,5 \text{ мм.}$$

Дөңгелектің тісінің саны: $z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e}$, онда $z_2 = \frac{140}{2,5} = 56$

Тіс тегеріштің тісінің саны: $z_1 = \frac{z_2}{u_k}$, онда $z_1 = \frac{56}{2} = 28$

Тістердің қиылуын болдырмау және жұмыс кезіндегі шуды азайту шарттарына сәйкес тік тісті беріліс үшін $z_1 \geq 18$ орындалатынын көреміз.

Ліністегі геометриялық параметрлер, мм:

Бөлуші шеңберлердің диаметрлері:

тіс тегеріштің $d_{e1} = m_e z_1 = 2,5 \cdot 28 = 70$;

дөңгелектің $d_{e2} = m_e z_2 = 2,5 \cdot 56 = 140$;

Қалпақшалар шеңберінің диаметрлері:

тіс тегеріштің $d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1 = 70 + 2 \cdot 2,5 \cos 19,5^\circ = 74,7$

дөңгелектің $d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2 = 140 + 2 \cdot 2,5 \cos 70,5^\circ = 141,7$

Ойыстар шеңберлерінің диаметрлері:

тіс тегеріштің

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4m_e \cos \delta_1 = 70 - 2,4 \cdot 2,5 \cos 19,5^\circ = 64,34$$

дөңгелектің

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2,4m_e \cos \delta_2 = 140 - 2,4 \cdot 2,5 \cos 70,5^\circ = 137,99$$

Орта шеңберлік модульді анықтаймыз, мм:

$$m_m = m_e - \frac{b}{z_1} \sin \delta_1. \quad (3.5)$$

$$m_m = 2,5 - \frac{23}{28} \sin 19,5^\circ = 2,13$$

Тіс тегеріштің d_{m1} және дөңгелектің d_{m2} орта бөлуші диаметрлерін анықтаймыз, мм:

$$\begin{aligned} d_{m1} &= m_m z_1, & d_{m1} &= 2,13 \cdot 28 = 59,65 \\ d_{m2} &= m_m z_2. & d_{m2} &= 2,13 \cdot 56 = 119,3 \end{aligned} \quad (3.6)$$

3.2 Конустық дөңгелектің құрылымдық элементерін анықтау

Жоғарыда анықталған дөңгелек өлшемдері (3.1 - сурет):

$$d_{ae2} = 144,11; R_e = 78,26; m_e = 2,5; b = 23.$$

Білікке отырғызылу диаметрі, мм:

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{T_3}{0,2[\tau]}} + 10, \quad d \approx \sqrt[3]{\frac{24525}{0,2 \cdot 25}} + 10 = 26,99 \approx 27$$

$[\tau] = 25$ МПа - мүмкіндік жанасу кернеуі.

Ободтың қалыңдығы, мм: $S = 2,5m_e = 2,5 \cdot 2,5 = 6,25 \approx 7$.

Ободтың ені, мм: $b_0 = S = 7$.

Ступица сыртқы диаметрі: $d_{cm} = 1,6d = 1,6 \cdot 27 = 43,2 \approx 43$ мм.

Ступицаның ұзындығы, мм: $L = (1,2 \dots 1,5)d = (1,2 \dots 1,5) \cdot 27 = 32,4 \dots 40,5$.

$L = 40$ мм деп қабылдаймыз.

Диск қалыңдығы, мм: $c \approx 0,5(S + (0,3 \dots 0,4)d) \geq 0,25b = 0,25 \cdot 23 = 5,75$.

$$c \approx 0,5(S + (0,3 \dots 0,4)d) = 0,5(7 + (0,3 \dots 0,4) \cdot 27) = 7,55 \dots 8,9$$

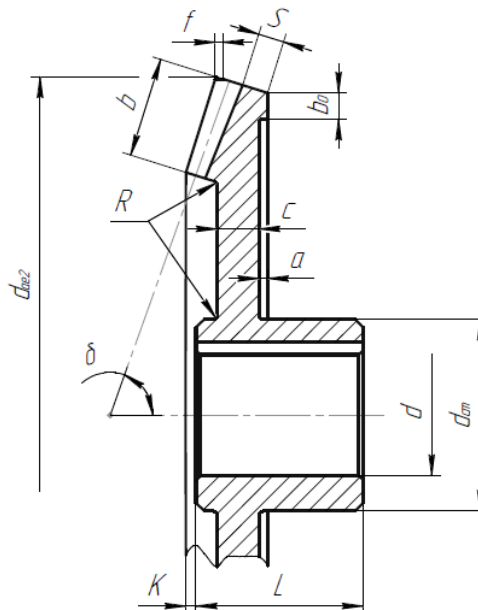
Диск қалыңдығын $c = 8,5$ мм деп қабылдаймыз.

Жұмырландыру радиусы $R \geq 1$ мм, a өлшемі 1-2 мм аралығында болады.

Келесі өлшемдерді қабылдаймыз: $a = 2$ мм және $K = 4$ мм.

Тіс қапталындағы фасканың өлшемі $f = 0,5m_e$ деп алып, дөңгелек тесігінің осіне параллель орындайды,

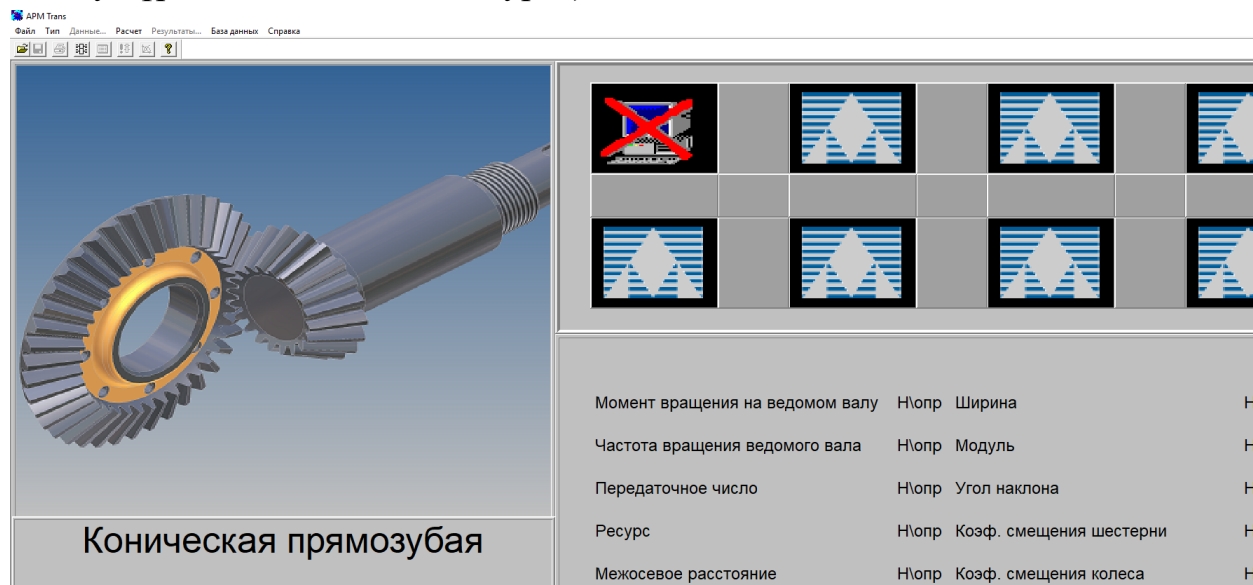
$$f = 0,5m_e = 0,5 \cdot 2,5 = 1,2 \text{ мм.}$$



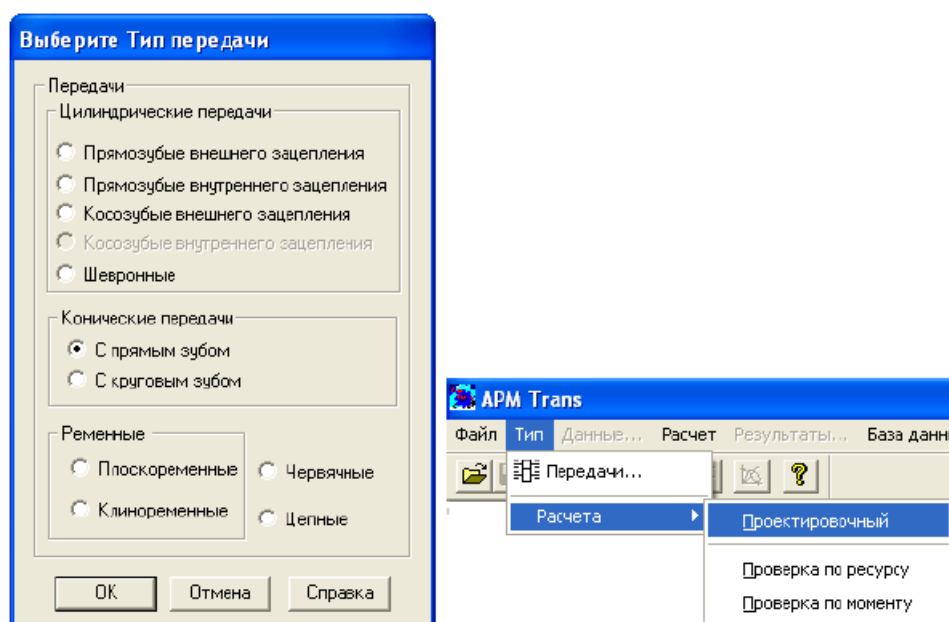
3.1 - сурет

4 APM WinMachine жүйесінде конустық тісті берілісті жобалау

APM WinMachine жүйесінде берілістерді есептеу және жобалау үшін APM Trans модулін қолданамыз (4.1 - сурет). Ашылмалы менюдан берілістің түрі мен есептеу түрін таңдаймыз (4.2 - сурет).



4.1 - сурет - APM WinMachine жүйесі



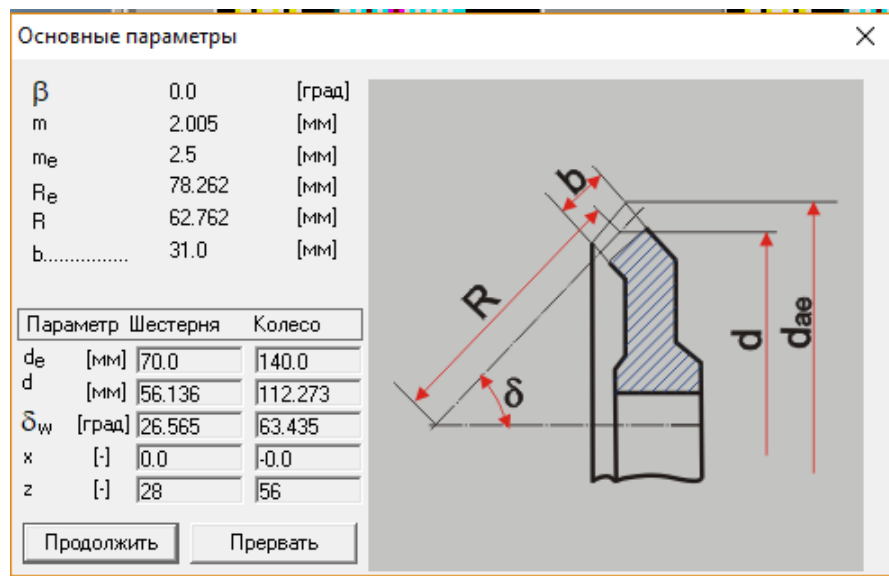
4.2- суреті

Сосын жүйеге бастапқы мәліметтер енгізіледі. Мәліметтерді енгізіп болғаннан соң «Есептеу» баспасы белсенді қалыпта болады. «Есептеу» баспасын бассақ, «Нәтижелері» баспасы белсенді болады. Бұл баспа арқылы есептелген ілініс параметрлерін, дөңгелектердің параметрлерін, және іліністегі күштерді,

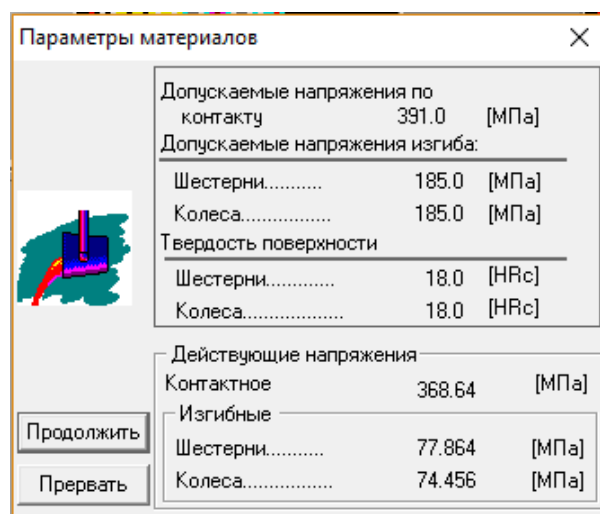
тісті дөңгелек сызбасын жекелей немесе олардың кез келген комбинациясын таңдауға, көруге мүмкіндік береді (4.3 және 4.4 – 4.5– суреттері).



4.3- сурет

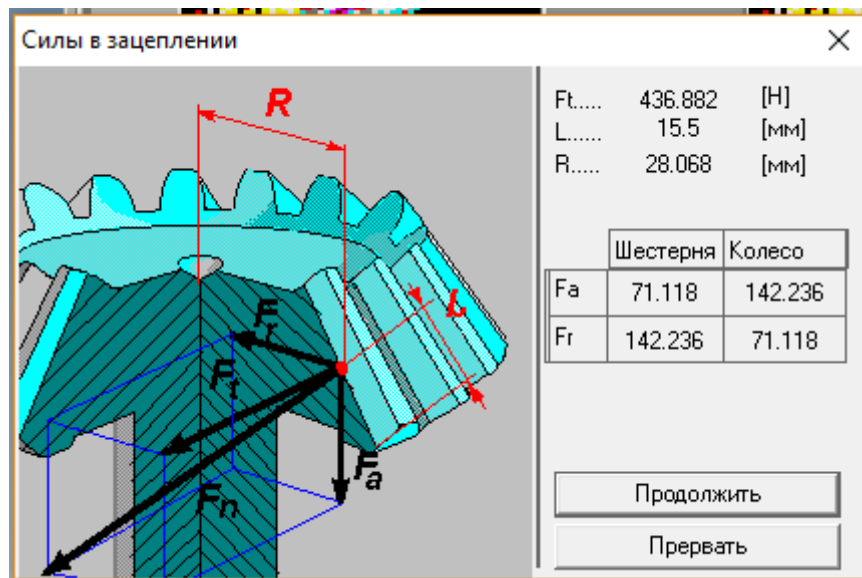


а)

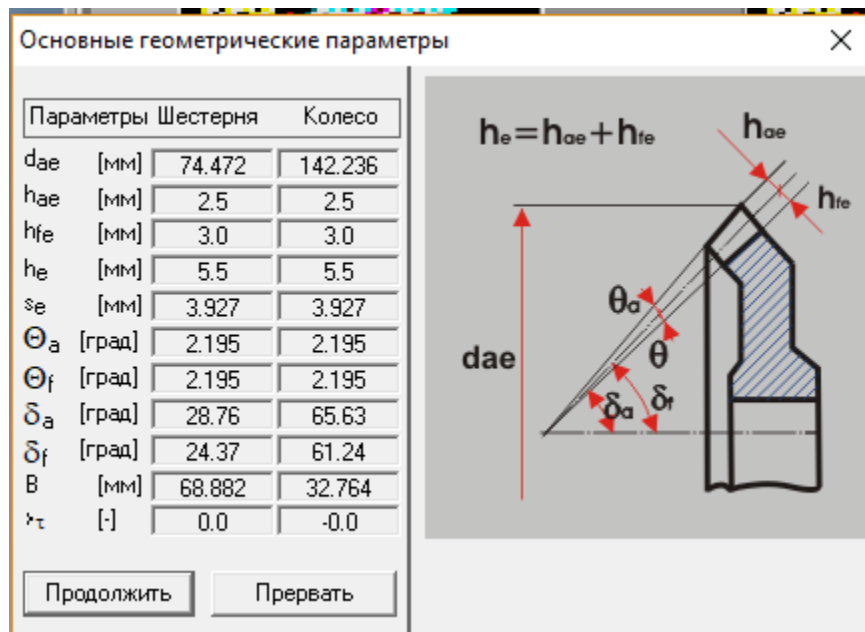


б)

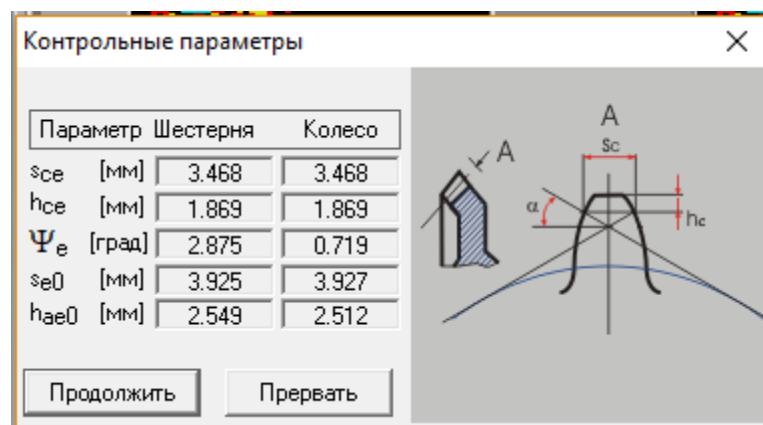
4.4- сурет



а)



б)



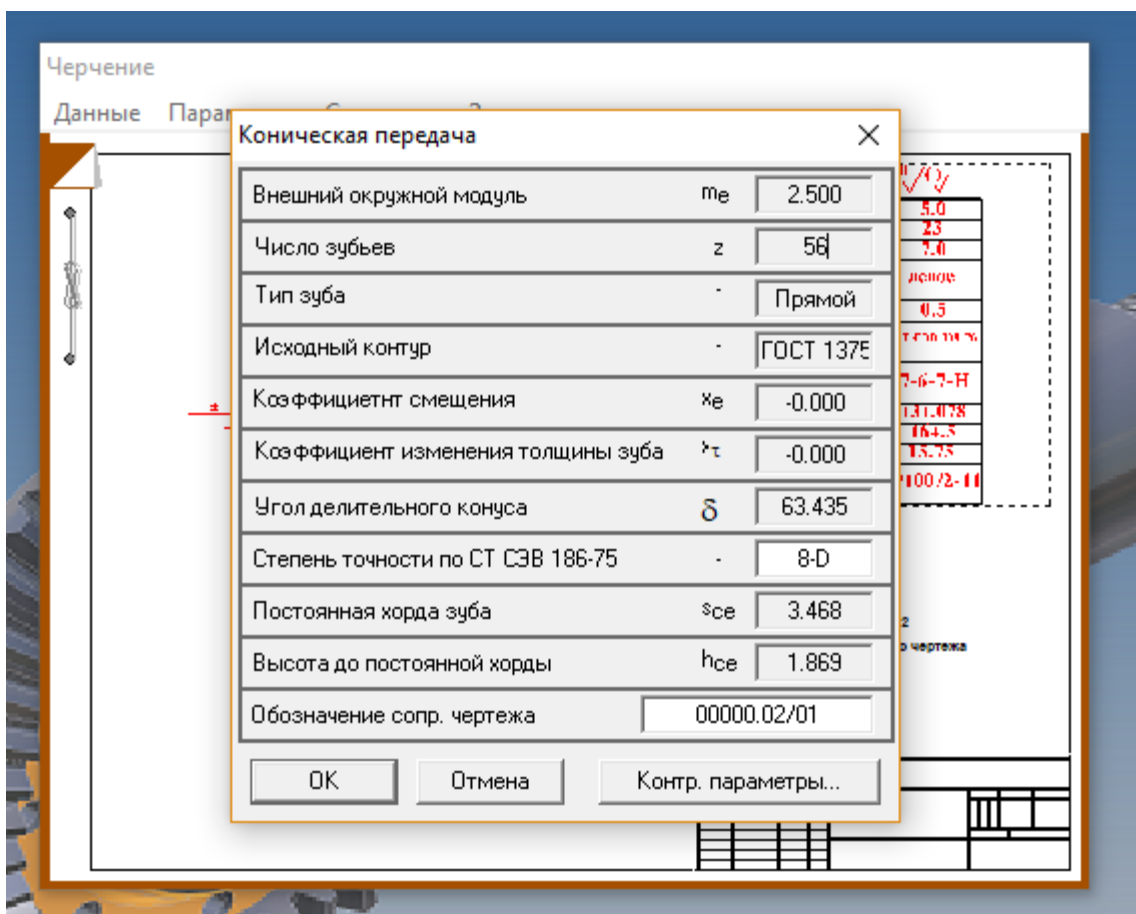
в)

4.5 – суреті

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 (4.3 - суреті), «Сызу» терезесі ашылады. «Мәлімет» баспасының көмегімен негізгі жазбаны, техникалық талаптарды, ілініс кестесін толтыруға болады (4.6 - суреті).

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



4.6- сурет

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 (4.7 - суреті). APM Graph модулінде ұсынылған сызбаны қажет жағдайда жүйенің аспаптарын пайдаланып толықтыруға болады.

ҚОРЫТЫНДЫ

Жұмыста екі цилиндрлі компрессордың атқарушы иінтіректі жазық механизмі қарастырылған. Компрессор механизмдерінің құрылымдарына тоқталып, ерекшеліктері сипатталды. Механизмнің кинематикалық, сонымен қатар кинетостатикалық талдау есептері қарастырылды. Кинематикалық талдау есебі тұйықталған векторлық контурлар әдісімен аналитикалық түрде шешілді. Мүмкін орын ауыстыру принципін қолданып, механизмнің орындары үшін теңгеруші теңгеруші моменттері анықталды.

Қарастырылған екі цилиндрлі компрессор механизмі жетегінің кинематикалық есептеуі орындалды, жетектің құрамындағы берілістердің беріліс қатынастары, біліктеріндегі айналымдар жиілігі мен моменттер анықталды.

Редуктор құрамындығы жабық конусты тісті берілістің дәстүрлі есептелуі орындалды, сонымен қатар компьютерлік АРМ WinMachine кешенінде жобалау есебі жүргізілді. Нәтижесінде конустық берілістің параметрлері, дөңгелектердің құрылымдық элементері нақтыланып, олардың сызбалары алынды.

ПАЙДАЛАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

- 1 Жолдасбеков Ө.А.Машиналар механизмдері теориясы. -Алматы: Мектеп, 1979. – 260 б.
- 2 Артоболевский И.И. Теории механизмов и машин. -М.: Наука, 1988. – 640 б.
- 3 Черниловский Д.В. Детали машин. Методы проектирования приводов технологических оборудования: уч. пособие для студентов вузов. 3-е изд., испр. – М.: -Машиностроение, 2004. 560 с.
- 4 Курсовое проектирование по деталям машин: уч. пособие / С.А. Чернявский, и др. – 3-е изд., стереотипное. –М.: ООО ТИД «Альянс», 2005. – 416 с.
- 5 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Уч. пособие для машиностр. спец. – 5-е изд., дополнен. - М.: Машиностроение., 2004. – 560 с.
- 6 Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие. Изд-е 2-е, доп. – Калининград: Янтар. сказ, 2002. – 454 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.