

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ



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

Сейдалиев А.Е.

Қалыптау баспа механизмі жетегінің кинематикасы мен шынжырлы 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: «Қалыптау баспа механизмі жетегінің кинематикасы мен шынжырлы берілісін есептеу»

5B071200-«Машина жасау» мамандығы бойынша

Орындаған:

Сейдалиев А.Е.

Ғылыми жетекші,

техн.ғыл.канд, доцент

М.Б.Измамбетов

«17» 05 2019 ж.



СӘТБАЕВ
УНИВЕРСИТЕТІ

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

5B071200—«Машинажасау»

БЕКІТЕМІН

Кафедра меңгерушісі

физ.-мат. ғыл. д-ры, профессор

А. Қалтаев

«14» қараша 2019 ж.



Дипломдық жұмыс орындауға
ТАПСЫРМА

Білім алушы Сейдалиев А.Е.

Тақырыбы «Қалыптау баспа механизмі жетегінің кинематикасы мен шынжырлы берілісін есептеу»

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

Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі «06» мамыр 2019 ж.

Дипломдық жұмыстың бастапқы берілістері: Механизм мен оның жетегінің кинематикалық сұлбалары

Дипломдық жұмыста қарастырылатын мәселелер тізімі

а) Кіріспе. Жұмыс тақырыбы бойынша әдебиеттерге шолу жасау.

б) Қалыптау баспа механизмінің кинематикалық талдауы;

в) Атқарушы механизм жетегінің кинематикалық есептелуі;

г) Шынжырлы берілісті жобалық есептеу;

д) Атқарушы механизм жетегінің шынжырлы берілісін САЕ жүйесінде есептеу;

Сызбалық материалдар тізімі (міндетті сызбалар дәл көрсетілуі тиіс)


Сызбалық материалдар 11 слайдпен көрсетілген

Ұсынылатын негізгі әдебиет 13 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	
Қалыптау баспа механизмінің кинематикалық талдауы	14.03.2019-10.04.2019	
Атқарушы механизм жетегінің кинематикалық есептелуі	11.04.2019-24.04.2019	
Механизм жетегінің шынжырлы берілісін жобалық есептеу	25.04.2019 -30.04.2019	
Механизм жетегінің шынжырлы берілісін САЕ жүйесінде есептеу	30.04.2019 - 05.05.2019	

Дипломдық жұмыс бөлімдерінің кеңесшілері мен норма бақылаушының
аяқталған жұмысқа қойған
қолтаңбалары

Бөлімдер атауы	Кеңесшілер (аты-жөні, тегі, ғылым дәрежесі, атағы)	Қолтаңба қойылған мерзімі	Қолы
Норма бақылаушы	Е.Т. Бекенов, техн. ғыл. канд., ассоц. профессор	16.05.2019	

Ғылыми жетекші _____



М.Б. Измамбетов

Тапсырманы орындауға алған білім алушы _____



А.Е. Сейдалиев

Күні _____

« 17 » 05 2019 ж.

МАЗМҰНЫ

Кіріспе	7
1 Қалыптау баспа машинасының атқарушы механизмі, құрылымы	8
1.1 Қалыптау баспа механизмінің кинематикалық талдауы	8
2 Қалыптау баспа механизмінің жетегін есептеу	15
2.1 Электрқозғалтқышын таңдау	15
2.2 Қалыптау баспа механизмінің жетегін кинематикалық есептеу	17
3 Шынжырлы берілісті жобалық есептеу	20
3.1 Шынжырлы беріліс жұлдызшасын құрылымдау	23
3.2 Шынжырлы берілісті КОМПАС 3D жүйесінде есептеу	26
Қорытынды	29
Пайдаланылған әдебиеттер тізімі	30

АНДАТПА

Механизмнің қарастырылып отырған кинематикалық талдауы АРМ Dynamics бағдарламалық модулі арқылы орындала отырып, қарастырған механизмнің қозғалыс сипаты анықталды. Анықталған кинематикалық параметрлер кестелер мен диаграммалар түрінде берілген.

Механизмнің қарастырылып отырған жетегі кинематикалық тұрғыда есептеле, берілістердің кинематикалық параметрлері анықталды, біліктеріндегі бұраушы моменттердің шамалары анықталды.

Жетек құрамындығы ашық шынжырлы берілістің жобалық есептелуі КОМПАС 3D жүргізілді. Нәтижесінде шынжырлы берілістің параметрлері мен жұлдызшалардың сызбалары алынды.

АННОТАЦИЯ

Кинематический анализ рассматриваемого механизма проводился с использованием модуля АРМ Dynamics программного комплекса АРМ WinMashine. Определенные в результате анализа кинематические параметры представлены в виде диаграмм, сведены в таблицы.

Рассматривается классификации цепных передач, показываются конструктивные элементы. Раскрываются геометрические параметры их звездочек.

Проектный расчет цепной передачи из состава привода проводился в программном комплексе КОМПАС 3D. В результате получены конструктивные параметры передач и рабочий чертеж звездочки.

SUMMARY

The kinematic analysis of the mechanism under consideration was carried out using the АРМ Dynamics module of the АРМ WinMashine software package. The kinematic parameters determined as a result of the analysis are presented in the form of diagrams, and are tabulated.

The classification of chain gears is considered, constructive elements are shown. The geometric parameters of their asterisks are revealed.

The design calculation of the chain transmission from the drive was carried out in the КОМПАС 3D software package. As a result, the design parameters of the transmissions and the working drawing of the asterisk were obtained.

КІРІСПЕ

Әртүрлі машиналарда, приборларда, автоматтарда және автоматты линияларда алуан түрлі механизмдер қолданылады. Оларды дамыту және жаңа машиналар мен механизмдер жобасы ғылыми техникалық даму үшін және ел экономикасының өсуі үшін рөлі зор. Осындай міндеттерді орындауда механизмдер теориясы ілімі өте ерекше орын алады [1, 2].

Механизмдердің құрылымын, динамикалық параметрлерін және кинематикасын бұл ғылым зерттейді. Ол үшін графоаналитикалық, графиктік, эксперименттік, және аналитикалық әдістер қолданылады. Кез келген машинаның көптеген түйіндері мен бөлшектері, сонымен қатар жалпы алғанда машинаның өзі де жұмысқа деген сенімділік, қабілеттілік, технологиялылық, үнемділік, сондай ақ эргономикалық талаптарын қанағаттандырулары қажет [3-5]. Механизмдер теоремасы жайындағы түсініктері мен заңдары адамның күнделікті тікелей бақылауынан, оның практикасы мен өндірістік тәжірибесі туындайды. Бөлшектердің жұмысқа қабілеттілігі оның негізгі параметрлерінің жобалау барысындағы талаптарға сай болуын айтады. Берілген уақыт аралығында өзінің параметрлерін тағайындалған шектерде сақтап қалу қабілеті бөлшектердің сенімділігі болып табылады [6-8]. Дайындау үшін кеткен материалдың, уақыт және еңбек шығындары ең аз болатын бөлшек технологиялылы деп аталады. Бөлшектің үнемділігін оны жобалау, жасап шығару және ары қарай пайдаланудағы шығындары анықтайды.

Бөлшектің жұмысқа жарамдылығы деп оның негізгі параметрлерінің жобалаудығы талаптарға сай болуын айтады [9].

Берілген уақыт аралығында өзіне тән параметрлерін тағайындалған шектерде сақтау қабілеті бөлшектің сенімділігі болып табылады.

Дайындау үшін кеткен материалдық, уақыт және еңбек шығындары ең аз болатын бөлшектер технологиялылы деп аталады.

Бөлшектің үнемділігі оны жасау, жобалау және ары қарай пайдаланудағы шығындарымен анықталады.

Сонымен бірге бөлшектер пішіндері мен ажары заманауи талаптарға сай, қолданысқа және техникалық күтім жасауға ыңғайлы болулары керек [10].

Осы тұрғыда қазіргі кезде қабілетті бәсекеге сенімді машина конструкциясын талдаудың компьютерлік заманауи әдістерін қолданбай жасау мүмкін еместігін айта кеткен жөн.

Бұл жұмыста еліміздің өнеркәсіптік саласындағы кең қолданылатын қалыптау баспа машина механизмінің кинематикасы мен жетегінің жобалық есептеулері қарастырылған. Жетектің шынжырлы берілісінің параметрлері мен жұлдызшаларының жобалау жұмыстары компьютерлік САЕ жүйесінде жүргізілді

1 Қалыптау баспа машинасының атқарушы механизмі, құрылымы

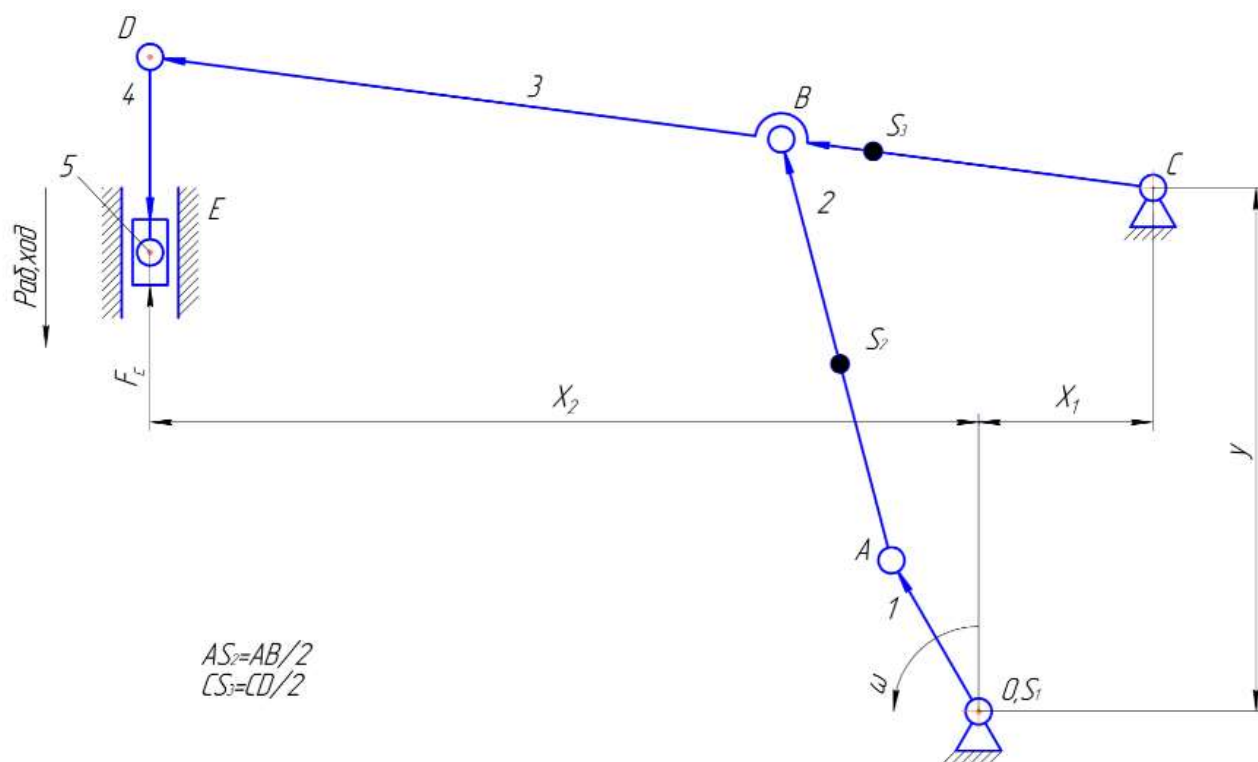
Қалыптау баспа машиналарының атқарушы органдары иінтіректі механизмдері болып келеді. 1.1 - суретінде қалыптауыш баспа машинасының алтыбуынды иінтіректі механизмінің сұлбасы көрсетілген.

Бұл иінтіректі механизмінің толық айналым жасай отырып қозғалушы 1 айналшағы жетекші буын болып табылады. Айналшақтың айналмалы қозғалысы 2 бұлғағы мен 3 күйенте арқылы 4 бұлғағы мен 5 сырғағына беріледі. Қайтымды ілгерілемелі қозғалысты жасайтын сырғаққа пуансон бекітіліп, қалыптау баспа үрдістері жүзеге асырылады.

1.1 Қалыптау баспа механизмінің кинематикалық талдауы

Атқарушы механизмінің (1.1 - сурет) кинематикалық талдауы есебін тұйықталған векторлық контурлар әдістерін қолданып аналитикалы түрде шешіледі. Яғни механизм буындары векторлар болып қарастырылып, олардың тұйықталу шарттарды қарастырамыз.

II (2,3) диадасының A мен C топсаларын \overline{AC} векторымен қосып, осы вектор модулін және бағытын анықтаймыз:



1.1 - суреті –Қалыптау баспа механизмінің сұлбасы

$$l_{AC} = \sqrt{(X_C - X_A)^2 + (Y_C - Y_A)^2}, \quad (1.1)$$

$$\varphi_{AC} = \arctg \frac{Y_C - Y_A}{X_C - X_A},$$

мұндағы

$$\begin{bmatrix} X_A \\ Y_A \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_{OA} \cdot \cos \varphi_1 \\ l_{OA} \cdot \sin \varphi_1 \end{bmatrix}.$$

ABC тұйықталған контуры үшін векторлық теңдеулерін құрамыз:

$$l_{AB} \bar{e}_2 - l_{CB} \bar{e}_3 - l_{AC} \bar{e}_{AC} = 0, \quad (1.2)$$

бұл жерде \overline{AB} және \overline{CB} векторларының бағыты белгісіз.

\overline{AB} векторының бағытталуын анықтауы үшін $l_{CB} \bar{e}_3$ өрнегін теңдеудің келесі жаққа көшіреміз

$$l_{AB} \bar{e}_2 - l_{AC} \bar{e}_{AC} = l_{CB} \bar{e}_3$$

сосын теңдіктің екі жағында квадраттаймыз

$$l_{AB}^2 + l_{AC}^2 - 2l_{AB}l_{AC} \cos(\varphi_2 - \varphi_{AC}) = l_{CB}^2.$$

Соңғы теңдіктен алатынымыз

$$\varphi_2 = \varphi_{AC} \pm \arccos \frac{l_{AB}^2 + l_{AC}^2 - l_{CB}^2}{2l_{AB}l_{AC}}, \quad (1.3)$$

мұнда плюс немесе минус таңбалар $\Pi(2,3)$ диадасының сборкаларына байланысты таңдалып алынады.

φ_3 бұрышы келесі өрнекпен анықталды

$$\varphi_3 = \arctg \frac{Y_B - Y_C}{X_B - X_C}, \quad (1.4)$$

мұндағы

$$\begin{bmatrix} X_B \\ Y_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_A \\ Y_A \end{bmatrix} + l_{AB} \begin{bmatrix} \cos \varphi_2 \\ \sin \varphi_2 \end{bmatrix}.$$

Енді II (4,5) диадасының D мен E топсаларын \overline{DE} векторымен қосып, $CDEC$ тұйықты контурының векторлық теңдеуін құрамыз

$$l_{CD}\bar{e}_3 + l_{DE}\bar{e}_4 - l_{CE}\bar{e}_{CE} = 0. \quad (1.5)$$

Соңғы теңдеулерді координата өстеріне проекциялаймыз:

$$l_{CD} \cos \varphi_3 + l_{DE} \cos \varphi_4 - l_{CE} \cos \varphi_{CE} = 0, \quad (1.6)$$

$$l_{CD} \sin \varphi_3 + l_{DE} \sin \varphi_4 - l_{CE} \sin \varphi_{CE} = 0. \quad (1.7)$$

(1.6) теңдеуден φ_4 бұрышын келесі өрнекпен анықтаймыз

$$\varphi_4 = \arccos \frac{l_{CE} \cos \varphi_{CE} - l_{CD} \cos \varphi_3}{l_{DE}} = \frac{x_1 + x_2 - l_{CD} \cos \varphi_3}{l_{DE}}.$$

(1.7) теңдеулерін пайдаланып E топсасының ординатасын анықтайық

$$y_E = y_C + l_{CE} \sin \varphi_{CE} = y_C + l_{CD} \sin \varphi_3 + l_{DE} \sin \varphi_4$$

C және E топсаларының ара қашықтығы

$$l_{CE}^2 = l_{CD}^2 + l_{DE}^2 + 2l_{CD}l_{DE} \cos(\varphi_4 - \varphi_3).$$

Қарастырып отырған атқарушы механизмнің D нүктесінің координатасын келесі теңдеу арқылы аламыз

$$\begin{bmatrix} X_D \\ Y_D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_C \\ Y_C \end{bmatrix} + l_{CD} \begin{bmatrix} \cos \varphi_3 \\ \sin \varphi_3 \end{bmatrix}.$$

Звенолардың бұрыштық жылдамдықтар мен үдеулерін табу үшін $OABCO$ және $CDENC$ тұйық контурдың векторлық теңдеулерін құрамыз

$$\left. \begin{aligned} l_{OA}\bar{e}_{OA} + l_{AB}\bar{e}_2 - l_{CB}\bar{e}_3 - l_{OC}\bar{e}_{OC} &= 0 \\ l_{CD}\bar{e}_3 + l_{DE}\bar{e}_4 - l_{NE}\bar{e}_{NE} - l_{CN}\bar{e}_{CN} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.8)$$

Алынған векторлық теңдеулерді OXY абсолютті координаталар жүйесіне проекциялаймыз

$$\left. \begin{aligned} l_{OA} \cos \varphi_1 + l_{AB} \cos \varphi_2 - l_{CB} \cos \varphi_3 - l_{OC} \cos \varphi_{OC} &= 0 \\ l_{OA} \sin \varphi_1 + l_{AB} \sin \varphi_2 - l_{CB} \sin \varphi_3 - l_{OC} \sin \varphi_{OC} &= 0 \\ l_{CD} \cos \varphi_3 + l_{DE} \cos \varphi_4 - l_{NE} &= 0 \\ l_{CD} \sin \varphi_3 + l_{DE} \sin \varphi_4 - l_{CN} &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (1.9)$$

Соңғы теңдіктер φ_1 жалпылама координаталары бойынша дефференциялдасақ

$$\left. \begin{aligned} -l_{OA} \sin \varphi_1 - l_{AB} \sin \varphi_2 \cdot \varphi_2' + l_{CB} \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3' &= 0 \\ -l_{OA} \cos \varphi_1 + l_{AB} \cos \varphi_2 \cdot \varphi_2' - l_{CB} \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3' &= 0 \\ -l_{CD} \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3' - l_{DE} \sin \varphi_4 \cdot \varphi_4' &= 0 \\ l_{CD} \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3' + l_{DE} \cos \varphi_4 \cdot \varphi_4' &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.10)$$

немесе матрица түрінде жазсақ

$$[A] \cdot \bar{u} = \bar{B},$$

мына жерде

$$[A] = \begin{bmatrix} Y_A - Y_B & Y_B - Y_C & 0 \\ X_B - X_A & X_C - X_B & 0 \\ 0 & Y_C - X_D & Y_B - X_C \\ 0 & X_D - X_C & X_C - X_B \end{bmatrix}, \quad (1.11)$$

$$\bar{u} = \begin{bmatrix} \varphi_2' \\ \varphi_3' \\ \varphi_4' \end{bmatrix}, \quad \bar{B} = \begin{bmatrix} Y_O - Y_A \\ X_A - X_O \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (1.12)$$

φ_1 жалпылама координаталары бойынша звеноларды \bar{u} бұрыштық жылдамдықтарының аналогтарының векторларын келесідей теңдік арқылы аламыз

$$\bar{u} = [A]^{-1} \cdot \bar{B}$$

бұл шешімдерді атқарушы мезанизмінің ерекше емес жағдайларына сай келеді, яғни $\det A \neq 0$ болған кездегі.

Қарастырылып отырған механизм нүктелерінің жылдамдықтары аналогтарын анықтау үшін, олардың координаталары φ_1 жалпылама координатасы бойынша дифференциалдаймыз.

Механизмнің звеноларының бұрыштық үдеулерін табуы үшін (1.10) теңдіктерін жалпылама φ_1 координаталары бойынша дифференциалдаймыз, осы арқылы алатынымыз

$$\left. \begin{aligned} -l_{OA} \cos \varphi_1 - l_{AB} \cos \varphi_2 \cdot \varphi_2'^2 - l_{AB} \sin \varphi_2 \cdot \varphi_2'' + l_{CB} \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3'^2 + \\ + l_{CB} \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3'' = 0 \\ -l_{OA} \sin \varphi_1 - l_{AB} \sin \varphi_2 \cdot \varphi_2'^2 + l_{AB} \cos \varphi_2 \cdot \varphi_2'' + l_{CB} \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3'^2 - \\ - l_{CB} \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3'' = 0 \\ -l_{CD} \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3'^2 - l_{CD} \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3'' - l_{DE} \cos \varphi_4 \cdot \varphi_4'^2 - l_{DE} \sin \varphi_4 \cdot \varphi_4'' = 0 \\ -l_{CD} \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3'^2 + l_{CD} \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3'' - l_{DE} \sin \varphi_4 \cdot \varphi_4'^2 + l_{DE} \cos \varphi_4 \cdot \varphi_4'' = 0 \end{aligned} \right\} (1.13)$$

(1.13) теңдеулер жүйелерін φ_1 жалпылама координаталары бойынша звенолардың бұрыштық үдеуіне байланысты сызықтық болып табылады.

(1.13) теңдеулері жүйелері матрицалық түрінде жазамыз

$$[A] \cdot \bar{w} = \bar{C},$$

мына жерде

$$\bar{w} = \begin{bmatrix} \varphi_2'' \\ \varphi_3'' \\ \varphi_4'' \end{bmatrix}, \quad \bar{C} = \begin{bmatrix} (X_A - X_O) + (X_B - X_A)\varphi_2'^2 + (X_C - X_B)\varphi_3'^2 \\ (Y_A - Y_O) + (Y_B - Y_A)\varphi_2'^2 + (Y_C - Y_B)\varphi_3'^2 \\ (X_D - X_C)\varphi_3'^2 + (X_D - X_E)\varphi_4'^2 \\ (Y_D - Y_C)\varphi_3'^2 + (Y_D - Y_E)\varphi_4'^2 \end{bmatrix},$$

Звенолардың жалпылама φ_1 координата бойынша \bar{w} бұрыштық үдеулері аналогтары келесідей теңдік арқылы алынады

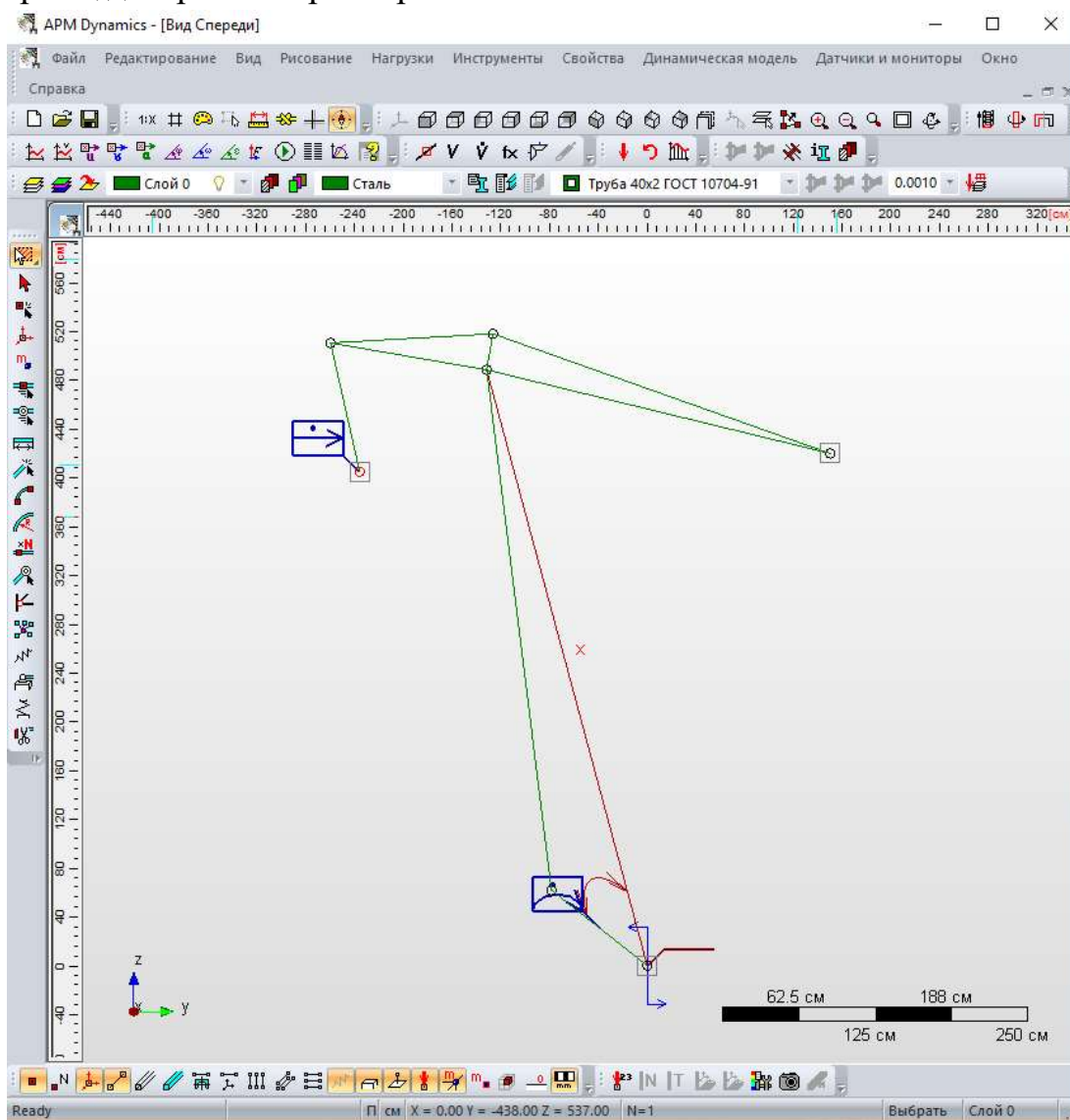
$$\bar{w} = [A]^{-1} \cdot \bar{C}.$$

Қарастырып отырған атқарушы механизм параметрлерінің басқы мәндері:

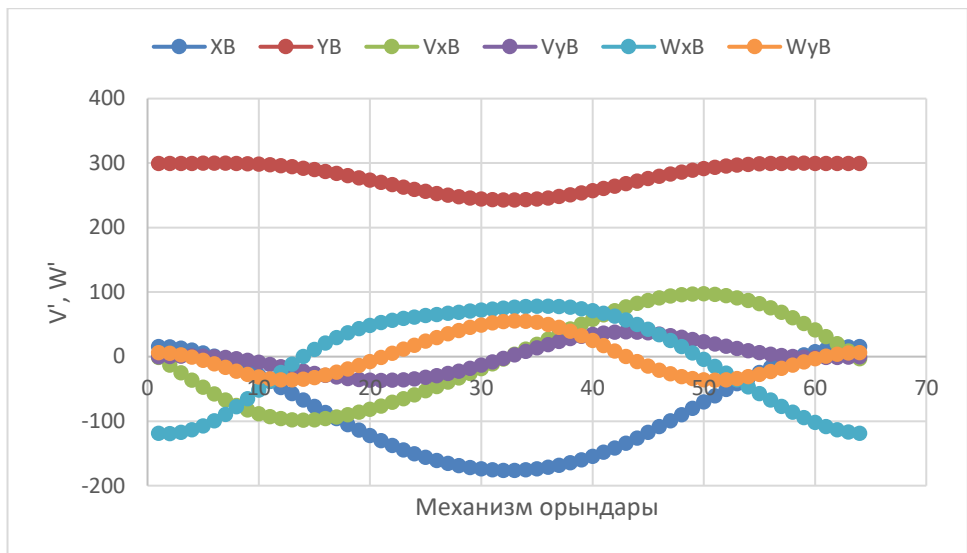
- тірек элементтері орындары: $x_O = 0$, $y_O = 0$, $x_C = 0,15$ м, $y_C = 0,42$ м,
- буындардың өлшемдері: $l_{OA} = 0,1$ м, $l_{AB} = 0,43$ м, $l_{BC} = 0,29$ м, $l_{DE} = 0,1$ м;
- айналшақтың айналулар жиілігі: $n = 58$ айналым/мин;

Алынған аналитикалық өрнектерді пайдаланып, нақты механизмнің кинематикалық талдауы жүргізіледі. Сонымен қатар APM WinMachine кешені APM Dynamics модулін қарастырылып отырылған комбайн машинасының алты буынды атқару механизмі компьютерлік моделі жасалды (1.2-суреті). Механизмнің буындарының өзара орналасуы мен басқада берілген сызықты параметрлері мәндерін де ескере отырып, модельі жасалды. Бағдарламалы модульдің функционалдық баспалар арқылы барлық кинематикалық жұптарды рұқсат етілген қозғалыстарының түрі тағайындалды, жетекші буынның қозғалу заңы енгізілді. Нәтижесінде қарастырылып жатқан механизмнің қозғалыс сипаттары анықталды.

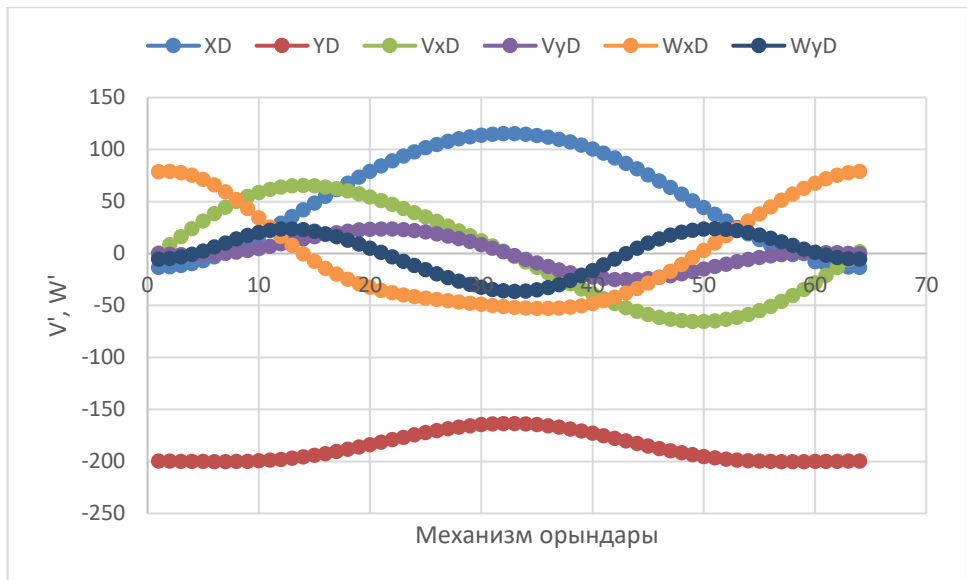
Кинематикалық талдаулар нәтижесі бойынша 1.3 – 1.5 суреттерінде механизмнің нүктелерінің координаттары, олардың жылдамдықтары және үдеулерінің диаграммалары көрсетілген.



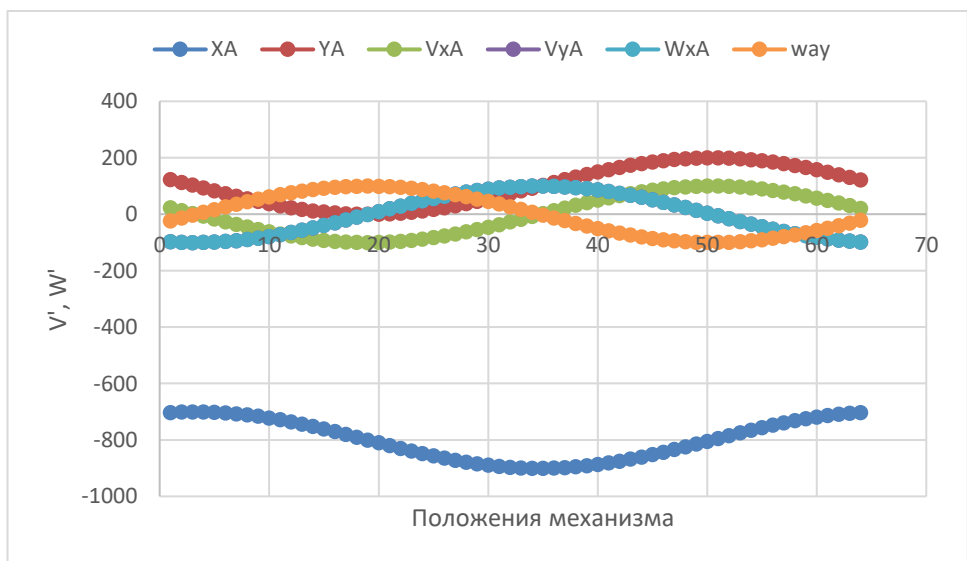
1.2 – суреті – Қалыптау баспа атқарушы механизмнің APM WinMachine кешендегі компьютерлік моделі



1.3– суреті – Механизмнің *B* топсасының жылдамдықтары және үдеулері



1.4 - суреті – Механизмнің *D* топсасының жылдамдықтар мен үдеулері

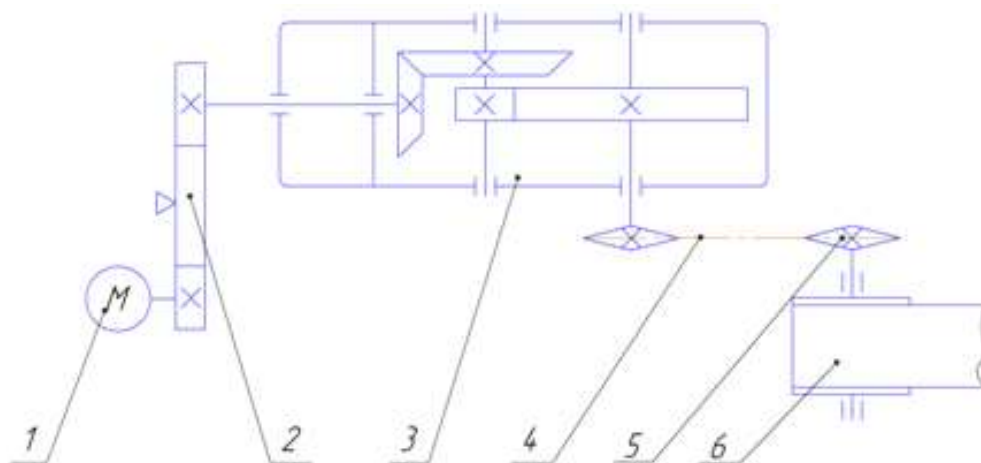


1.5 - суреті – Механизмнің *A* топсаның жылдамдығы мен үдеуі

2 Қалыптау баспа механизмінің жетегін есептеу

2.1 Электрқозғалтқыш таңдау

Қарастырылып отырған механизм үшін 2.1-суретінде көрсетілген конустық-цилиндрлі беріліс механизмнің кинематикалық есептеуін орындаймыз. Бастапқы берілгендер: жетектегі жұлдыздағы қуат $N_5 = 2\text{кВт}$; жетектемелі жұлдызша айналым саны $n_5 = 56$ айн/мин; жүктеме сипаты – бірқалыпты; жетектің қызмет ету мерзім $L_T = 6$ жыл; ауысым саны – 2; шынжырлық беріліс центрлер сызығының көкжиекпен көлбеу бұрышының мәндері $\theta_c = 0^0$; сыналы – белдікті берілістің центрлері сызығы көкжиекпен көлбеу бұрышы $\theta_p = 0^0$; конусты тісті беріліс түрі – тіктісті; цилиндрлі тісті беріліс түрі – тіктісті.



- 1 – электроқозғалтқыш; 2 - сыналы - белдікті беріліс;
3 - бәсеңдеткіш; 4 - шынжырлық беріліс;
5 - жетектегі жұлдыз; 6 – атқарушы механизмі;

2.1-суреті – Жетектің сұлбасы

Электрқозғалтқыштың қажет қуаты атқарушы механизмнің қуатымен тәуелді, ал электрқозғалтқыш білігінің айналу жиілігін жетектегі жұлдызшалы білігінің айналулар жиілігіне тәуелді. Электрқозғалтқыштың қажетті қуаты мөлшерін келесідей формуламен анықтаймыз

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

мұнда N_5 - жетектегі жұлдыздағы қуат;

η_0 - жетектегі қорытынды пайдалы әсер коэффициенті (ПӘК).

Жетектегі жалпы пайдалы әсер ету коэффициенті

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

бұндағы $\eta_{шб}$ - шынжырлық берілістің ПӘК-і,

$\eta_{ц}$ - цилиндрлік тістік беріліс ПӘК,

$\eta_{к}$ - конустық тісті берілістің ПӘК-і,

$\eta_{рб}$ - сыналық - белдікті берілістің ПӘК-і,

$\eta_{м}$ - домалау мойынтірек жұбындағы ПӘК-і.

Механикалық берілістер, муфталары мен домалауы мойынтіректерінің пайдалы әсері коэффициенттерін 2.1-кестесі бойынша таңдаймыз:

$$\eta_{шб} = 0,9; \eta_{ц} = 0,96; \eta_{к} = 0,95; \eta_{рб} = 0,96; \eta_{м} = 0,99.$$

Олай болса

$$\eta_0 = 0,9 \cdot 0,96 \cdot 0,95 \cdot 0,96 \cdot 0,99^3 = 0,76,$$

2.1-кесте – Механикалық берілістер элементтерінің ПӘК-і

Берілістің элементі	ПӘК
Жабық цилиндрлік тісті берілісі	0,96...0,97
Жабық конустық тістік берілісі	0,95...0,96
Ашық шынжырлық беріліс	0,9...0,93
Жабық шынжырлық берілісі	0,95...0,97
Жазық белдіктік берілісі	0,96...0,98
Сыналы - белдіктік берілісі	0,95...0,97
Домалау мойынтірегінің жұбы	0,99...0,995
Муфталар	0,98

$$N_{\text{дв}} = \frac{2}{0,76} = 2,63 \text{ кВт.}$$

Электрқозғалтқыштың номиналді қуаты қажетті қуатынан аз болмауы керек, яғни $N_{\text{ном}} \geq N_{\text{дв}}$ шартының сақталуы керек. Электрқозғалтқыштың номиналді қуаты, түрі және номинальді айналымдар саны анықтамалы кестелерден алынады.

Қуаттылығы $N_1 = 3,0 \text{ кВт}$, номиналды айналу жиілігі $n_1 = 1435 \text{ айналым/мин}$ болатындай 4АМ100S4У3 типті асинхрондық үш фазалық электрқозғалтқышын таңдаймыз.

2.2 Қалыптау баспа механизмінің жетегін кинематикалық есептеу

Жетектегі берілістер саны келесі формуласымен анықталады

$$u = \frac{n_1}{n_5}, \quad u = \frac{1435}{56} = 25,6 \quad (2.3)$$

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

Жетектегі сатылардың беріліс сандарын анықтауы және таңдаулары жетек беріліс санын бөлшектеулері арқылы жүргізіледі. Жетектегі беріліс сандарын бөлшектеу редуктор берілістер санын тұрақты етіп қалдырып, ашық берілістердің берілістік сандарын өзгертуі арқылы жүргізіледі.

Сондағы жетектегі жалпы беріліс саны

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

мұндағы $u_{шб}$ - шынжырлық берілістің беріліс саны, $u_{рб}$ - белдік берілістің беріліс саны, u_p - редуктордың берілістік саны.

Редуктордың беріліс саны u_p 2.2 кестесі арқылы таңдалып алынады, шынжырлық берілістің берілістер саны $u_{шб}$ үшін келесі қатардан таңдалады: 1; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,25; 3; 3,15; 4; 4,5; 5, ремендік берілістің берілістер саны $u_{рб} = 2 \dots 4$ қабылданады.

2.2-кестесі – Конусты-цилиндрлік редуктордың берілістер сандары

Редуктор u_p	Конустық беріліс u_k	Цилиндрлік беріліс u_c
8	2	4
9	2,24	4
10	2,5	4
11,2	2,8	4
12,5	3,15	4
14	3,15	4,5
16	3,55	4,5
18	4	4,5

Жетектің берілістер санын қабылдаймыз:

- шынжырлы берілістің $u_{шб} = 1,6$
- белдіктік беріліс $u_{рб} = 2$
- цилиндрлік тісті беріліс $u_c = 4$
- конусты тістік берілістер $u_k = 2$

Жетек біліктерінің айналымы нақтылы саны келесі ретпен анықталды:

- Редуктор жетекші білігінің айналым саны, айн/мин:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{pб}} = \frac{1435}{2} = 717,5 .$$

- Редуктордың аралықты білігінің айналым саны, айн/мин:

$$n_3 = \frac{n_2}{u_k} = \frac{717,5}{2} = 358,75$$

- Редукторың жетектегі білігінің айналымдар саны, айналым/мин:

$$n_4 = \frac{n_3}{u_y} = \frac{358,75}{4} = 89,687$$

- Жетектің жетектегі білігінің айналымдар сандары, айн/мин:

$$n_4 = \frac{n_3}{u_{шб}} = \frac{89,687}{1,6} = 56,054$$

Жетектің біліктерінің бұрыштық жылдамдығы мынадай формуламен анықталады, c^{-1} :

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

Ондағы

$$\omega_1 = \frac{\pi 1435}{30} = 150.19$$

$$\omega_2 = \frac{\pi 717.5}{30} = 74.89$$

$$\omega_3 = \frac{\pi 358.75}{30} = 37.54$$

$$\omega_4 = \frac{\pi 89.687}{30} = 9.387$$

$$\omega_5 = \frac{\pi 56.054}{30} = 5.866$$

Жетектің біліктеріндегі айналдырушы моментері келесідей ретте анықтаймыз.

- Жетектің жетектегі білігінің айналдырушы моменті, Н× мм:

$$T_5 = \frac{N_5}{\omega_5} 10^6 = \frac{2}{5.866} 10^6 = 238151.94;$$

– редуктордың жетектегі білігінде айналдыру моменті:

$$T_4 = \frac{T_5}{u_{шб} \eta_{шб} \eta_M} = \frac{238151.9}{1.6 \cdot 0.9 \cdot 0.99} = 167053.8;$$

– редуктордың аралық білігінде айналдыру моменті:

$$T_3 = \frac{T_5}{u_{шб} u_{ц} \eta_{шб} \eta_{ц} \eta_M^2} = \frac{238151.9}{1.6 \cdot 4 \cdot 0.9 \cdot 0.96 \cdot 0.99^2} = 43943;$$

– редуктордың жетекші білігінде айналдыру моменті:

$$T_2 = \frac{T_5}{u_{к} u_{шб} u_{ц} \eta_{шб} \eta_{к} \eta_{ц} \eta_M^3} = \frac{238151.9}{2 \cdot 1.6 \cdot 4 \cdot 0.95 \cdot 0.9 \cdot 0.96 \cdot 0.99^3} = 23361.52;$$

– электрқозғалтқыш білігінде айналдыру моменті:

$$T_1 = \frac{T_5}{u \eta_0} = \frac{238151.9}{25.6 \cdot 0.76} = 12240.5;$$

Жетектің қызмет жасау мерзімі. Жетектің қызмет мерзімі сағат бойынша мына формуламен анықталады:

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

L_{Γ} —жетектің қызмет мерзімінің жылдар, t_c —ауысымның ұзақтығы; n_c —ауысым саны; K_c —ауысымдарның пайдаланушылық коэффициенті.

Ауысым ұзақтығы $t_c = 8$ сағ. уақыттың қабылдайды, ауысымның пайдалану еселігі $K_c = 0,85$. Ондағы

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

3 Шынжырлы берілісті жобалық есептеу

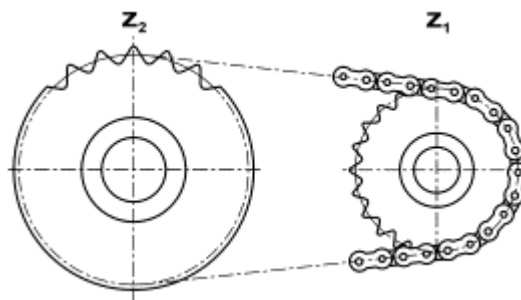
Жобаға алынған ашық шынжырлық желі екі басқышты конусты-цилиндрлік редуктордың қуаты мен барабанның орындаушы механизмі үшін қолданылады. Шынжыры желі сапасы роликті біртізбекті жүрісті шыныжырлы үшін ПР типіндегі сериясына сәйкес келеді (МЕСТ 13568-81).

Шынжырлық желінің есебі екі кезеңінен тұрады. Алғашқы жобада – алдымен геометриялы параметрлер анықталады. Екіншіде – шынжырдың есебін және төзімділігі мен шыдамдылығы тексереді.

Жобалау есебі

Шынжырлы желі адымын p (мм) формуласы бойынша (3.1-суреті)

$$p = 0.45\sqrt[3]{T_4} \quad (3.1)$$



3.1-суреті

Шынжырлық желінің адымдық маңызын p белгісі келесіге дейін белгілейді.

$$p = 0.45\sqrt[3]{T_4} = 0.45\sqrt[3]{167053.8} = 24.78$$

ПР-25.4-6000 адыммен $p=25.4$ мм шынжырды қабылдаймыз. Шынжырды бұзатын күші $F_p = 60000$ Н. Валик диаметрі $d_1=7.92$; роликтің диаметрі $d_3=15.88$ мм, шынжырдың ендері $b_3=15.88$ мм. Шынжырдың масса 1м $q=2.6$ кг.

Жетекші жұлдызша тісінің санына орайлас мына бойынша формула беріледі:

$$z_1 = 29 - 2u_{\text{ш}} = 29 - 2u_{\text{шб}} = 29 - 2 \times 1,6 = 25 \quad (3.2)$$

z_1 бүтін тақ санға дейін дөңгелектеу керек, жетектегі жұлдызша тісінің тақ санға сәйкестендіріліп z_2 және шынжыр топтарының жұп сандарымен l_p жұлдызша тістерінің бірқалыпты жұқаруына және шынжырдағы шарнирлерді дұрыс болуын қамтамасыз етеміз.

Жетектегі жұлдызша тісінің санын анықтаймыз

$$z_2 = z_1 u_{\text{цп}} \quad (3.3)$$

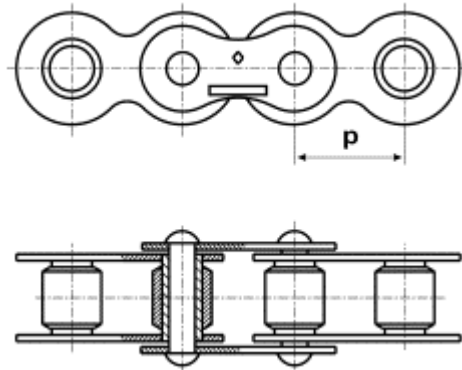
Алынған маңызды бүтін тақ сан шыққанға дөңгелектейміз. Шынжырлар орынынан тайып шығып кетпеуі үшін жұлдызшадағы тетіктердің максимал саны 120 ($z_2 < 120$) – дан аспау керек.

$$z_2 = z_1 u_{\text{цб}} = 25 \times 1,6 = 40$$

Берілетін нақты санды анықтайық

$$u_{\text{цпф}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{25} = 1,6 \quad (3.4)$$

Берілген берілістің нақты саннан ауытқу



3.2-суреті – Роликті шынжырлардың құрылымы

$$\Delta u = \frac{u_{\text{цпф}} - u_{\text{цп}}}{u_{\text{цп}}} 100\% \leq 4\% = \frac{|1,6 - 1,6|}{1,6} 100\% = 0\% \leq 4\% \quad (3.5)$$

Шынжырлар төзімділігіндегі осьтер аралық қашықтық анықтауы, мм:

$$a = (30 \dots 50) p \quad a \approx 30 p \approx 30 \times 25,4 = 762 \text{ мм}. \quad (3.6)$$

p – шынжырдың стандартты адымы қайда. Аз мөлшері әрдайым кіші $u_{\text{цп}}$, ал үлкенге үлкені алынады.

Шынжыр адымындағы ось аралық қашықтықтары:

$$a_p = \frac{a}{p} = 30 \dots 50. \quad (3.7)$$

$$a \approx 30p.$$

Шынжыр топтарын анықтайық:

$$l_p = 2a_p + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{4\pi^2 a_p}\right)^2 = 2 \times 30 + \frac{40 + 25}{2} + \left(\frac{40 - 25}{4\pi^2 30}\right)^2 = 92,5 \quad (3.8)$$

Қабылдаймыз $l_p \approx 92$.

Алынатын нәтижені l_p ең жақын мәндегі бүтін жұп сандарына дейін дөңгелектеу.

Адым барысында ось аралық қашықтарды нақтылаймыз:

$$\begin{aligned} a_p &= 0.25 \left\{ l_p - 0.5(z_2 + z_1) + \sqrt{\left[l_p - 0.5(z_2 + z_1) \right]^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right\} = \\ &= 0.25 \left\{ 98 - 0.5(40 + 25) + \sqrt{\left[98 - 0.5(40 + 25) \right]^2 - 8 \left(\frac{40 - 25}{2\pi} \right)^2} \right\} = 29.98 \end{aligned} \quad (3.9)$$

Алынған нәтижені a_p бүтін сандарға дейін дөңгелектемейміз.

Ось аралық қашықтықтардың нақтылығын анықтаймыз, мм:

$$a_\phi = a_p \rho = 29.91 \times 24,78 = 742,9 \text{ мм} \quad (3.10)$$

Шынжырдың жетектегі сабағына ілінуін қамтамасыз ету үшін өсаралық монтажды қашықтықты аламыз, мм:

$$a_M = 0,995 a_\phi = 0,995 \times 742,9 = 739,18 \text{ мм} \quad (3.11)$$

Шынжыр ұзындығын анықтаймыз, мм:

$$l = l_p \rho = 92,5 \times 24,78 = 2292,15 \text{ мм} \quad (3.12)$$

Алынған нәтижесін l бүтін санға дейін дөңгелектеп керек емес.

Жұлдызша диаметрін анықтаймыз.

Жетекші жұлдызша бөлгіш диаметрі, мм:

$$d_{d1} = \frac{\rho}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{24,78}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = 197,7 \text{ мм}, \quad (3.13)$$

жетектегі жұлдызшаның

$$d_{d2} = \frac{\rho}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{24,78}{\sin \frac{180^\circ}{40}} = 316,07 \text{ мм.} \quad (3.14)$$

Шынжырлар іліністің геометриялық сипатына қарай анықтау төмендегі формула бойынша анықтаймыз:

$$\lambda = \frac{\rho}{d_3} = \frac{24,78}{15,88} = 1,6 \quad (3.15)$$

Тістің биіктігінің K – коэффициенті, шынжырлы ілінуіндегі геометриялық сипатына қарай λ .

Тіс биіктігінің коэффициентін $K=0,532$.

Жетектегі жұлдызшадағы шығыңқы жердің диаметрі

$$D_{e2} = \rho \left(0,532 + \text{ctg} \frac{180^\circ}{z_2} \right) = 24,78 \left(0,532 + \text{ctg} \frac{180^\circ}{40} \right) = 327,888 \text{ мм,} \quad (3.16)$$

Тістегі ойымның радиусы— r , оны келесі формуласы бойынша анықтаймыз

$$r = 0,5025 d_{d3} + 0,05 = 0,5025 \cdot 15,88 + 0,05 = 8,03_{\text{мм}} \quad (3.17)$$

Жетекші жұлдызшадағы ойымның айналасының диаметрі, мм:

$$D_{i1} = d_{d1} - 2r = 197,7 - 2 \times 8,03 = 181,6_{\text{мм}} \quad (3.18)$$

Жетектегі жұлдызшада

$$D_{i2} = d_{d2} - 2r = 316,07 - 2 \times 8,03 = 300,01_{\text{мм}} \quad (3.19)$$

3.1 Шынжырлы беріліс жұлдызшасын құрылымдау

Жұлдызшаларды 40 және 45 маркалы құрыштан МЕСТ 1050-88 немесе 40Л мен 45Л МЕСТ 977-88 стандартта 40....50 дейінгі НРС – та шыңдалып, құйылып жасалады. Жұлдызшалардың құрылымы тістерге шақталып талданып МЕСТ 591-69 бойынша жасалады.

Доғаның көлденең түйісті пішіні алдымен дискінің C қалыңдығына сәйкес және доғаның диаметрі D_e алынады. C және $D_e \leq 200$ мм қалыңдау қабатты диск үшін тұтас дискі немесе шығыңқысы бар дискісі таңдалып, металды үнемдеуі үшін алынады. Диаметрі $D_e \geq 200$ мм үшін құрамдас құрылымды таңдап алуы керек.

Басқыштардың орналасуы жағдайына қарай құрылымдық тұрғыдан құрылымдық жағынан кең пайымдалу керек. Жұлдызшалардың консолды құрылымында шығар валдың шетіндегі қайырылатын сәтті азайтуы үшін оны тірекке жақындау орналастыру керек.

Бірқатарлы роликтік шынжырдың жұлдызшасын құрылымдау төмендегідей болады:

Тәж

– тіс ені, мм:

$$b = 0.93b_3 - 0.15 = 0.93 \times 15.88 - 0.15 = 14.6184;$$

– жұлдызша тістері (3.3- суретте) қиғаш немесе доғал болып келеді (3.3а) не (3.3б);

– қиғаш бұрышты $\gamma = 20^\circ$, тіс қиық жиегі $f \approx 0,2b$

– доғал тістің радиусы

$$R = 1,7d_3 = 1,7 \times 15.88 = 26.996\text{мм};$$

– тіс басынан доғалықтың орталығына дейінгі қашықтық $k = 0,8d_3 = 0,8 \times 18.55 = 12.704\text{мм};$

доғалдануы радиусы $r_4 = 1,6\text{мм}$ шынжыр адымы бойынша $p \leq 35\text{мм}$, $r_4 = 2,5\text{мм}$ шынжырдың адымындағы $p > 35\text{мм};$

– хордының үлкендік ұзындығы, орталыққа ығыспаған ойыстағы жұлдызша үшін, мм;

$$L_x = d_d \cos \frac{90^\circ}{z} - 2r = 197,7 \cos \frac{90^\circ}{25} - 2 \times 8.03 = 181,24;$$

Диск:

– қалыңдығы, мм,

$$C = b + 2r_4 = 14.62 + 2 \times 1.6 = 17.82;$$

– ағынның диаметрі, мм:

$$D_c = p \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{z} \right) - 1.3h = 24,78 \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{25} \right) - 1.3 \times 24.2 = 164,67$$

Күпішек:

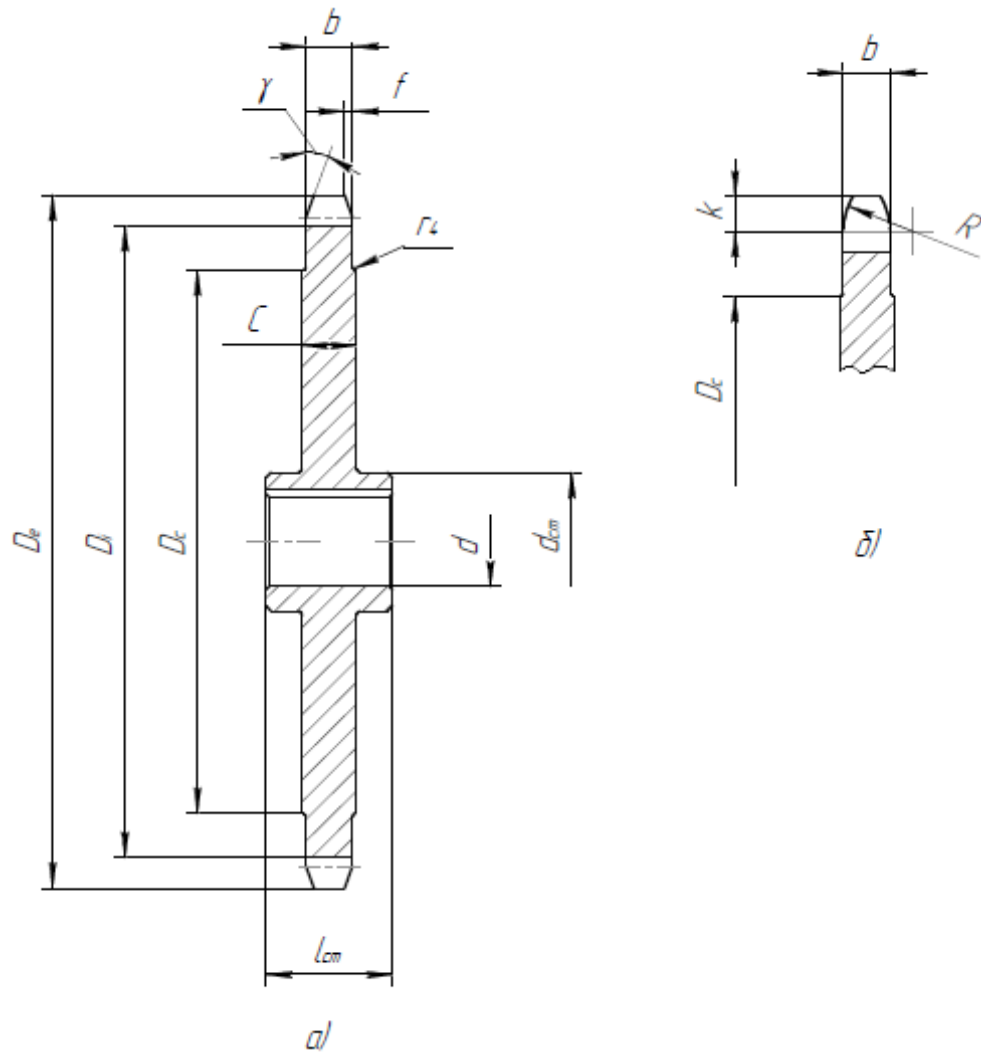
– ішкі диаметрі, мм:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_4}{0.2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{167053,8}{0.2 \times 20}} = 34,69$$

$[\tau] = 20$ МПа – бұралу кезіндегі мүмкіндік кернеу. Ішкі диаметрін $d = 35$ мм деп аламыз;

– сыртқы диаметрі, мм: $d_{cm} = 47_{mm}$

Басқыштың ішкі диаметріне ($d = 35_{mm}$) сәйкес кестеден шпондық паздың ені $b = 8_{mm}$ және шпондық паздың ступицадағы тереңдігі $t_2 = 3,3_{mm}$ таңдаймыз.



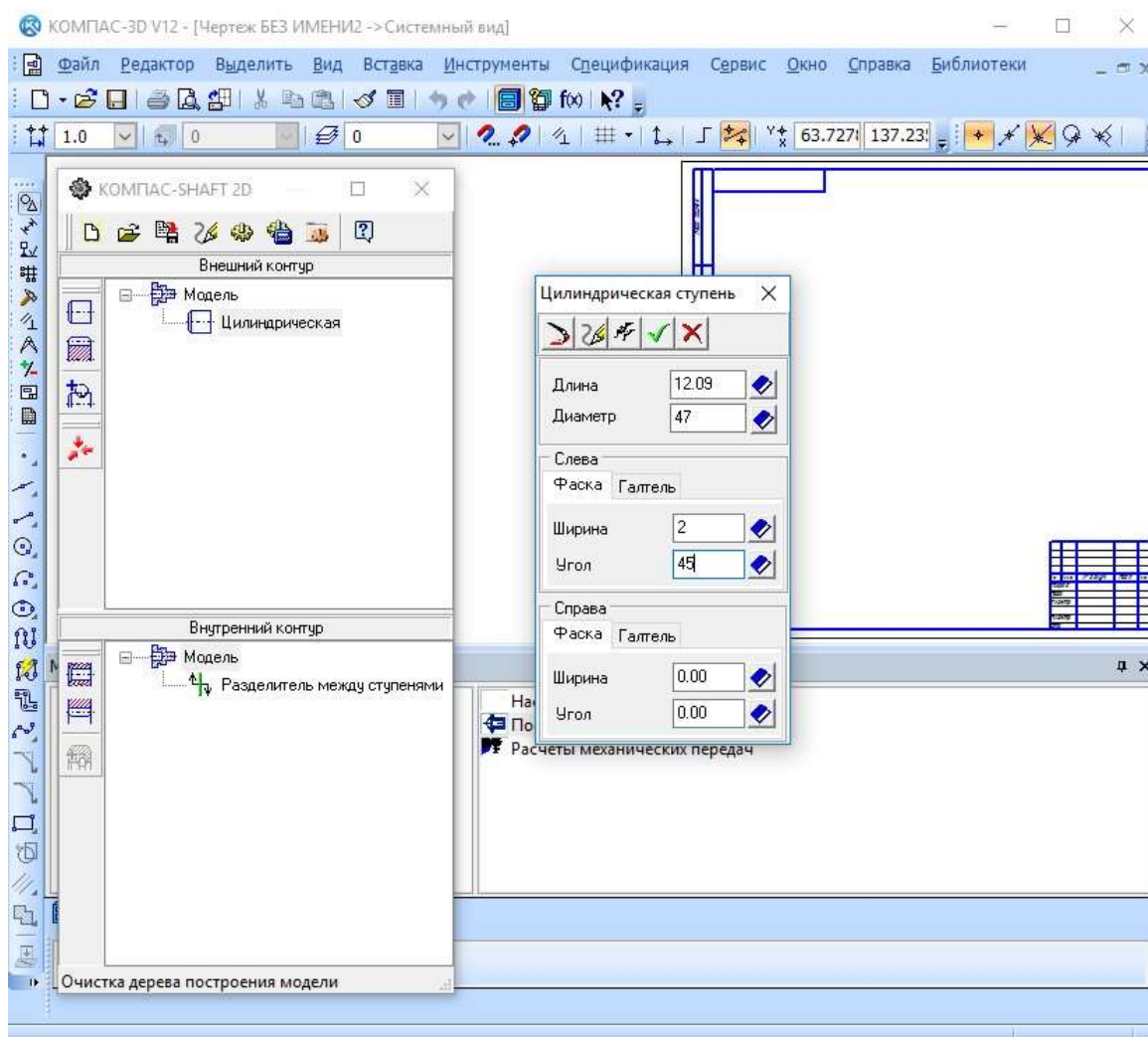
3.3-суреті – Жұлдызша

3.2 Шынжырлы берілісті КОМПАС 3D САЕ жүйесінде есептеу

КОМПАС 3D жүйесі берілістерді есептеуге және жобалауға «КОМПАС SHAFT 2D» қолданылады. Жүйеде жобалау есебін жүргізуге мүмкіндік бар. Сонымен қатар, есептеулерді орындаудан басқа, жүйеде тегершіктің сызбасын салудың мүмкіндігі де қарастырылған.

КОМПАС 3D жүйесі көмегімен жұмысты орындауы үшін КОМПАС SHAFT 2D модулді іске қосу керек (3.4- суреті). Беріліс түрі мен есептеу типін таңдау ашылмалы менюдан алдымен берілістің түрі, сосын есептеу түріне сәйкесінше баспаларды басу керек. Жүйеге бастапқы мәліметтер енгізіледі. Мәліметтерді енгізіп болғаннан соң «√» баспасын басамыз. Осы жұмыста жұлдызшаның сызбасын салу қажет, сол себепті ашылған терезедегі жетекші немесе жетектегі жұлдызшаның қайсысы сызу керек екендігін таңдаймыз.

«Орындалу» баспасын басу ступица типін, ступицаның білікпен қосылыс түрін, тегершік конструкциясын, өлшемдерді біртіндеп таңдауына мүмкіндік береді.

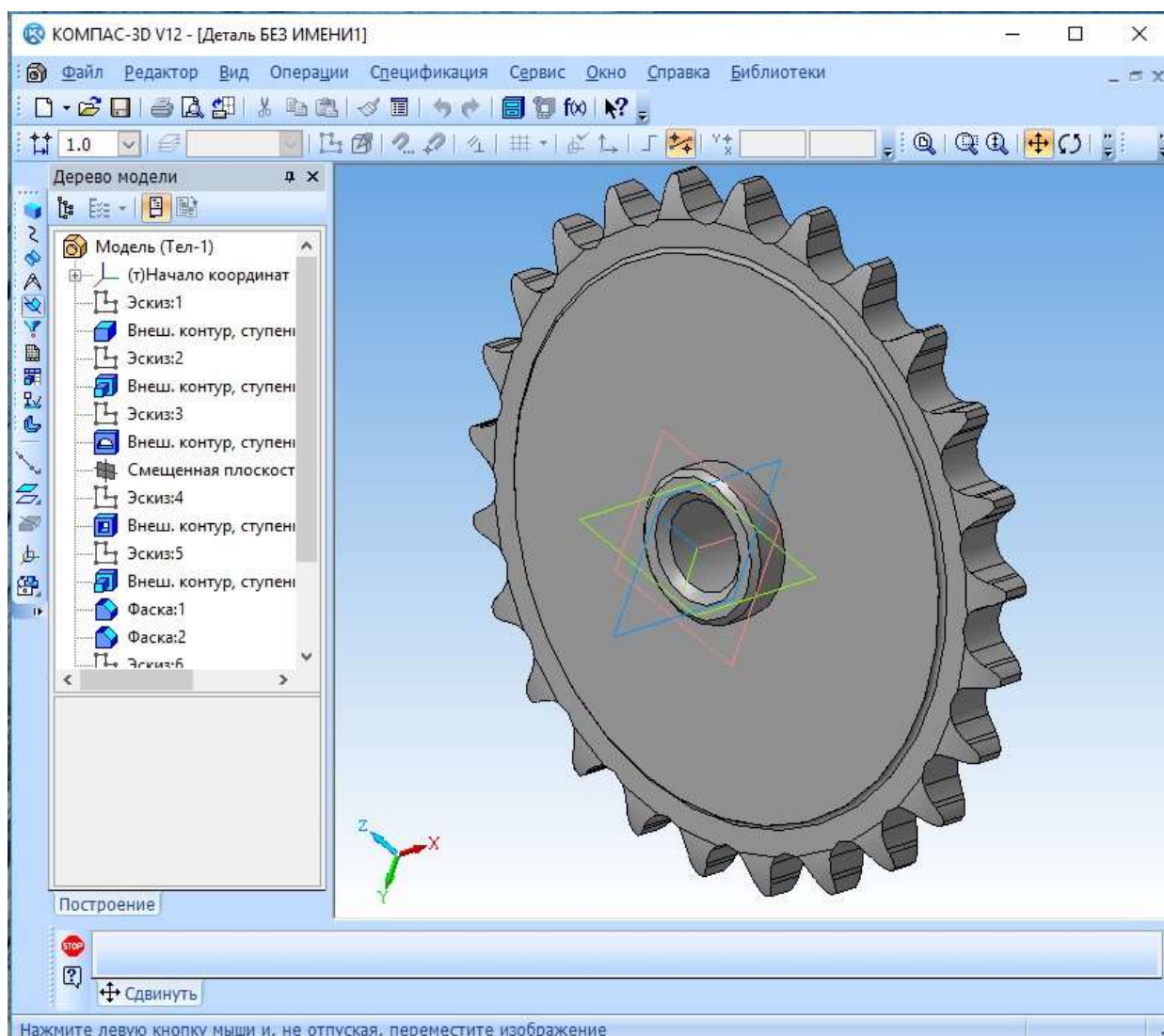


3.4 - суреті

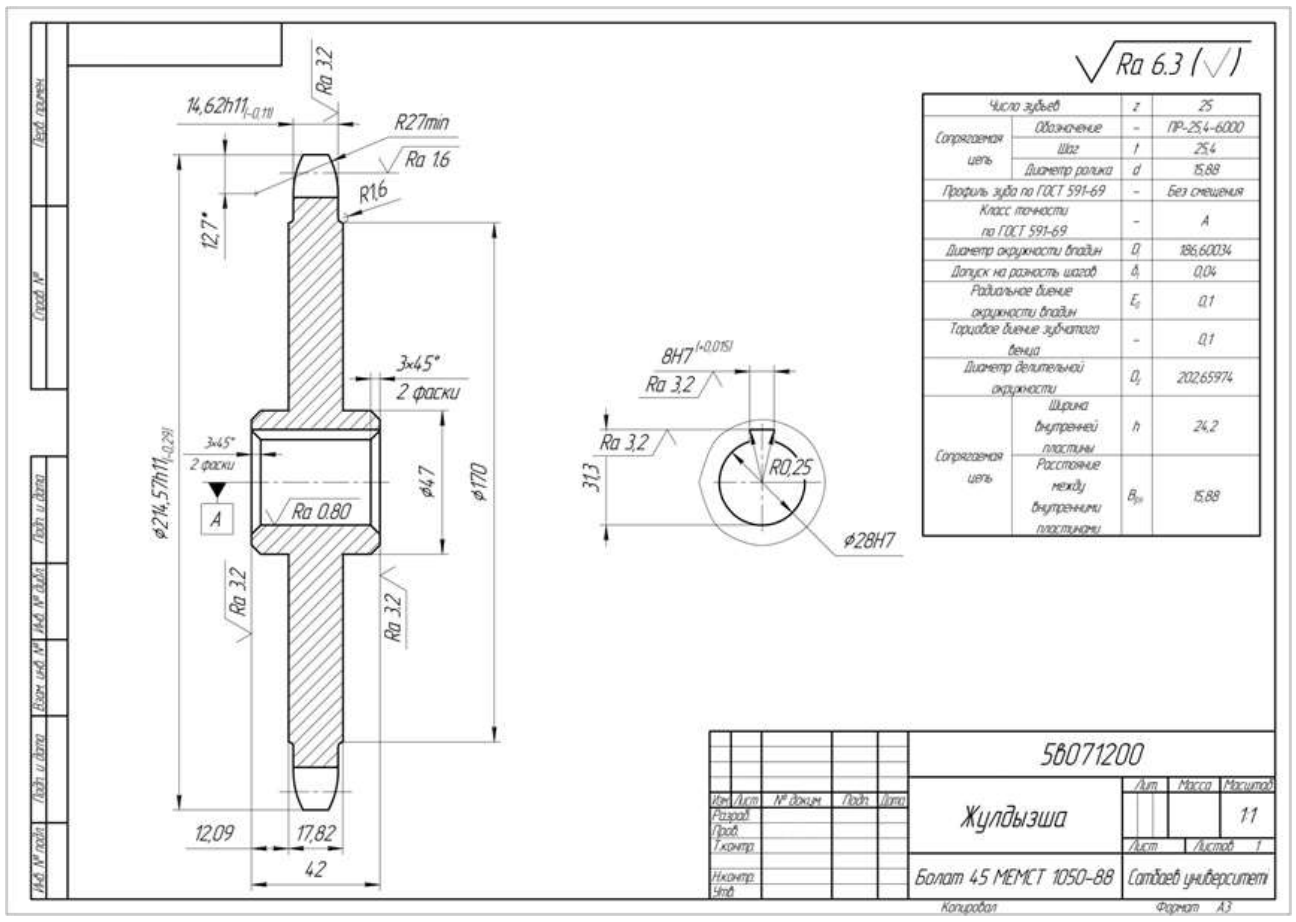
«Ок» баспасын басамыз, «Сызба» терезесі ашылады, негізгі жазбаны, техникалық талаптарды, жұлдызшаның жасалу нұсқаны таңдауға болады.

Жұлдызша сызбасын КОМПАС 3D жүйесі іске асырады, сонымен қатар қатты дене түріндегі 3D моделінде көруге мүмкіндік береді (3.5 - суреті).

«Сызба» терезесінде ұсынылған сызбаны жүйенің инструменттерін пайдаланып толықтыруға да болады. Жобаланған жұлдызшаның дайын сызбасы 3.6 суретінде көрсетілген.



3.5 – суреті



3.6-сурет

ҚОРЫТЫНДЫ

Бұл жұмыста қалыптау баспа машинасының атқарушы иінтіректі механизмнің кинематикасы және оның жетегінің есептеулері қарастырылды.

Қарастырылып отырған механизмнің кинематикалық талдау есебі векторлық әдіспен шешілді, сондай-ақ АРМ WinMashine бағдарламалық модулінде моделденді, қарастырылып отырған механизмнің қозғалыс сипаттары анықталды. Анықталған кинематикалық параметрлер диаграммалары түрінде берілді.

Қарастырылып отырған жазық иінтіректі атқарушы механизм жетегі кинематикалық тұрғыда есептеліп, жетек құрамына кіретін берілістердің кинематикалық параметрлер анықталды, біліктердегі бұраушы моментердің шамалары анықталды.

Жетектің құрамындағы шынжырлы берілістің жобалау жұмыстары дәстүрлі теориялық әдістермен жасалды, сосын компьютерлік КОМПАС 3D САЕ кешенінде орындалды. Нәтижесінде шынжырлы беріліс параметрлері анықталып, жұлдызшаның жұмыс сызбалары 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 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.
- 7 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.
- 8 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.
- 9 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.
- 10 Шелофаст В.В. Основа проектирования машины. -М.: Изд-во АПМ, 2000. – 472 с.