

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Қ.И.Сәтбаев атындағы қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті

Ә. Бүркітбаев атындағы өнеркәсіптік инженерия институты

Білдекжасау, материалтану және машинажасау өндірісінің технологиясы
кафедрасы

Исәлімбай Назым Мұратқызы

«Күші 400 кН қосиінді баспақтың бөлшектерін беріктікке есептеу»

Дипломдық жобаға

ТҮСІНІКТЕМЕЛІК ЖАЗБА

5B073800 – Материалдарды қысыммен өңдеу технологиясы

Алматы 2019

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Қ.И.Сәтбаев атындағы қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті

Ө. Бүркітбаев атындағы өнеркәсіптік инженерия институты

Білдекжасау, материалтану және машинажасау өндірісінің технологиясы
кафедрасы

ҚОРҒАУҒА ЖІБЕРІЛДІ

Кафедра меңгерушісі

PhD докторы, қауым. профессоры

 Арымбеков Б. С.

« 02 » 05 2019 ж

Дипломдық жобаға

ТҮСІНІКТЕМЕЛІК ЖАЗВА

Тақырыбы: «Күші 400 кН қосиінді баспақтың бөлшектерін беріктікке есептеу»

5B073800 – Материалдарды қысыммен өңдеу технологиясы

Орындаған

Исәлімбай Н. М.

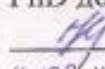
Пікір беруші

Ғылыми жетекші

Техн. ғыл. маг.,

PhD докторы

 Акпарова С. А.

 Нұғман Е.З.

« 04 » 05 2019 ж.

« 03 » 05 2019 ж.

Алматы 2019

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Қ.И.Сәтбаев атындағы қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті

Ә. Бүркітбаев атындағы өнеркәсіптік инженерия институты

Білдекжасау, материалтану және машинажасау өндірісінің технологиясы
кафедрасы

5B073800 – Материалдарды қысыммен өңдеу технологиясы

БЕКІТЕМІН

Кафедра меңгерушісі

PhD докторы, қауым. профессоры

 Арымбеков Б. С.

« 03 » « 05 » 2019 ж.

**Дипломдық жобаны орындауға
ТАПСЫРМА**

Білім алушы Исәлімбай Н.

Тақырыбы: «Күші 400 кН қосынды баспактың бөлшектерін беріктікке есептеу»

Университет ректорының 2018 жылғы «06» қараша №1252-6 бұйрығымен бекітілген.

Аяқталған жобаны тапсыру мерзімі 2019 жылғы «06» мамырда.

Дипломдық жобаның бастапқы берілістері: Кинематикалық және статикалық есептеуі

Дипломдық жобада қарастырылатын мәселелер тізімі:

а) Кіріспе, Кинематикалық және статикалық есептеуі

б) Механизмнің кинематикалық талдауы;

в) Күштердің статикалық есептеуі;

г) Иінді білікті, сырғакты, бұлғақты беріктікке есептеу;

Сызба материалдар тізімі (міндетті сызбалар дәл көрсетілуі тиіс)

Сызба материалдар 6 плакатпен көрсетілген.

Ұсынылатын негізгі әдебиеттер 8 атау

Дипломдық жобаны дайындау
КЕСТЕСІ

Бөлімдер атауы, қарастырылатын мәселелер тізімі	Ғылыми жетекші мен кеңесшілерге көрсету мерзімдері	Ескерту
Негізгі бөлім	08.02.19 – 09.03.19	орында
Механизмнің кинематикалық талдауы	10.03.19 – 25.03.19	орында
Күштердің статикалық есептеуі	29.03.19 – 01.04.19	орында
Иінді білікті, сырғақты, бұлғақты беріктікке есептеу	01.04.19 – 23.04.19	орында

Дипломдық жоба бөлімдерінің кеңесшілері мен
норма бақылаушының аяқталған жобаға қойған
қолтаңбалары

Бөлімдер атауы	Кеңесшілер аты, әкесінің аты, тегі, (ғылыми дәрежесі, атағы)	Қол қойылған күні	Қолы
Норма бақылау	Р.К. Карпеков, лектор	3.05.2019	

Ғылыми жетекші

 Нұрман Е. З.

Тапсырманы орындауға алған білім алушы

 Исәлімбай Н. М.

Күні

«06» 11 2018 ж.

АҢДАТПА

Дипломдық жоба «Күші 400 кН қосиінді баспақтың бөлшектерін беріктікке есептеу».

Осы дипломдық жобаның бірінші тарауында баспақтың техникалық сипаттамасы, тағайындалуы мен қолдану аумағы жазылған.

Екінші бөлімде механизмнің кинематикалық талдауы жасалған.

Үшінші бөлімде күштердің статикалық есептеуі жасалған.

Төртінші бөлімде иінді білікті беріктікке есептеуі орындалған.

Бесінші бөлімде КА2326 баспақтың сырғағы есептелген.

Алтыншы бөлімде АПМ FEM Компаста иінді білік беріктікке есептелген.

Бұл дипломдық жобада бірқосиінді КА2326 баспақтың орындаушы механизмінің кинематикалық және статикалық есептеулері, сонымен қатар сырғақ және жалғастырғыш-тежеудің есептеулері жүргізілген.

Кинематикалық және статикалық параметрлерін есептеу нәтижесінде орын ауыстыру, жылдамдық, үдеу және айналу момент графиктері құрастырылған және анықтама әдебиеттерден графиктер құруды қанағаттандыратын жақсы оңтайлы нәтижелер алынған.

Түйін сөздер: баспақ, білік, кинематика, үдеу, жылдамдық, беріктік.

АННОТАЦИЯ

Дипломный проект «Расчеты деталей пресса 400 кН на прочность».

Первая глава этого дипломного проекта охватывает технические характеристики пресса, назначение и область применения.

Во второй части сделан кинематический анализ механизма.

В третьем разделе произведен статический расчет сил.

В четвертом разделе произведен расчет прочности коленчатого вала.

В пятом разделе рассчитан ползун пресса КА2326.

В шестом разделе с помощью программы Компас АРМ FEM рассчитан коленчатый вал на прочность.

В процессе работы над дипломным проектом были проведены расчеты кинематических и статических параметров исполнительного механизма однокривошипного пресса КА2326, а также расчеты ползуна и муфты-тормоза.

В результате расчетов кинематических и статических параметров были достигнуты положительные результаты, были построены графики перемещения, скорости, ускорения и график крутящего момента, которые удовлетворяют построению графиков из справочной литературы.

Ключевые слова: пресс, вал, кинематика, ускорение, скорость, прочность.

ANNOTATION

Diploma Project "Calculations of details of the press 400 Kn for durability".

The first chapter of this thesis project covers the technical characteristics of the press, its purpose and scope.

In the second part, a kinematic analysis of the mechanism is made.

The third section is a static calculation of forces.

The fourth section is a calculation of the strength of the crankshaft.

The fifth section is calculated slider press KA2326.

In the sixth section, using the APM FEM Compass program, the crankshaft is designed for strength.

In the process of working on the thesis, calculations of the kinematic and static parameters of the KA2326 single-crank press actuator were carried out, as well as calculations of the slider and clutch-brake.

As a result of the calculations of the kinematic and static parameters, positive results were achieved, graphs of displacement, speed, acceleration and torque graph were constructed, which satisfy the construction of graphs from reference books.

Key words: press, shaft, kinematics, acceleration, speed, strength.

МАЗМҰНЫ

Кіріспе	9
Негізгі бөлім	10
1 Баспақтың техникалық сипаттамасы	10
1.1 Тағайындалуы мен қолдану аумағы	10
1.2 Баспақтың және оның құрамдас бөліктерінің жұмысы және құрылысы	10
1.3 Баспақтың техникалық сипаттамасы	11
2 Механизмнің кинематикалық талдауы	12
3 Күштердің статикалық есептеуі	15
4 Иінді білікті беріктікке есептеу	21
5 KA2326 баспақтың сырғағын есептеу	23
6 АПМ FEM Компаста иінді білікті беріктікке есептеу	27
7 АПМ FEM Компаста сырғақты беріктікке есептеу	28
Қорытынды	29
Пайдаланылған әдебиеттер тізімі	30
А қосымшасы	

КІРІСПЕ

Қазіргі экономиканың қарқынды дамуы үшін бірден-бір қажетті нәрсе ол жаңа, өте дамыған технологиялық үрдістермен, заманауи машиналармен жүйелерді енгізу керек. Тез арада экономиканы арттыру үшін машина жасаудың салаларын міндетті түрде дамыту керек.

Машина жасаудың дамуы тетіктерді жасау металдарды қысыммен өңдеу әдісімен өте тығыз байланысты. Заманауи дамыған өнеркәсіптерде дайындамаларды дәл өлшеммен алуға мүмкіндік беретін суықтай пластикалық деформация әдісі, қалдықсыз өндіру технологиясы және тағы басқа технологияларды пайдалану кеңейіп келе жатыр.

Қазіргі кезде ұсталық-қалыптау өндірісінде әртүрлі операциялар үшін (суықтай және көлемдік ыстықтай қалыптау, кермелеу, ию және т.б. үшін) кеңінен қосиінді баспақтар қолданады. Қосиінді машиналарында айналатын қозғалысын берілетін жұмыс органына түрлендіретін орындаушы механизмнің кіріс түзілімі ретінде иінтірек арқылы сырғақпен бірге қатаң кинематикалық байланысына ие болатын қосиінді немесе эксцентрикті біліктер қолданады.

Қосиінді машиналар жоғары өнімділігіне ие, олардың жұмысы соққыларымен іске асады, олар қымбат, үлкен іргетастарын талап етпейді, жұмыс кезінде тоқпақтармен салыстырғанда шу аз болады, сонымен қатар ары-қарай өңдеуге аз шақтамалармен өлшемдері дәл бұйымдар алуға мүмкіндік береді.

Технологиялығы бойынша қосиінді машиналар ыстыққалыптау, қаңылтырқалыптау, безелеу, кескіш, түзеткіш, ию баспақтарына, горизонталды соғу машиналарына, ұсталық-қалыптау автоматтарына, қайшыларға және де металдарды қысыммен өңдеудің басқа түрлі машиналарына бөлінеді.

Бұл дипломдық жобада қосиінді баспақтың бөлшектерін беріктікке есептеуге арналған.

Негізгі бөлім

1 Баспақтың техникалық сипаттамасы

1.1 Тағайындалуы мен қолдану аумағы

Біздің есептеуде негізі ретінде КА2326 қосиінді баспақ алынды.

Баспақ күші 400 кН бірқосиінді ашық қарапайым әрекетті еңкеймейтін КА2326 моделі суық қалыптаудың түрлі операциялары үшін арналған: кесіп алу, тесу, кесу, ию, терең емес кермелеу және басқа да суық қалыптау операциялар үшін.

Баспақ жабдықтардың дербес технологиялық құралы ретінде, сондай-ақ өндірістік процестерді автоматтандыруға және механикаландыруға арналған жабдықтар кешендері ретінде де пайдаланылуы мүмкін.

Әмбебаптылығы бойынша баспақ халық шаруашылығының барлық салаларында әр түрлі бұйымдар дайындау үшін қолданылуы мүмкін.

Баспақта алынатын дайындамалардың өлшемдері және дәлдігі мыналарымен шектеледі:

- қалып кеңістігінің өлшемімен және сырғақтың жүріс мөлшерімен;
- баспақ бөлшектерінің келісілген беріктігімен сырғақта рұқсат етілетін күш шамасымен;
- сырғақтың бір жүрісі кезіндегі баспақта орындалатын технологиялық операциялар жұмыстарының мөлшерімен;
- баспақтағы дәлдік нормаларымен.

1.2 Баспақтың және оның құрамдас бөліктерінің жұмысы және құрылысы

Баспақ мынадай негізгі тораптарынан тұрады: сырғақ тұғыры, жалғастырғыштар, тежегіштер, жетектер, сырғақ теңестіргіштерінен, пневмо - және электр жабдықтарынан, майлау және басқару жүйесінен.

Баспақ тұғыры С-тәрізді, екітіректі, үстелімен бірге құйылған. Сырғақ қозғалысын бағыттау үшін тұғыр екі жазық және екі призмалық бағыттаушыларына ие.

Үстелдің жұмысшы жазықтығында құралды бекітуге арналған Т-тәріздес ойықтарымен қалып астындағы тақтайша бекітілген.

Сырғақ тұтас шойынан құйылған. Оған қалыптың жоғарғы бөлігі бекітіледі, ол үшін сырғақтың төменгі бөлігінде Т-тәрізді ойықтар қарастырылған және центрлеу үшін – тесік қарастырылған.

Сырғақтың ұзартылған бағыттаушылары жоғарғы қалып қозғалыс бағытының дәлдігін және оның жұмысы кезінде тұрақтылығын қамтамасыз етеді. Бұлғақтың сырғақпен жалғамасы шарлы болады.

Қалып аралық кеңістік бұранданы қол көмегімен бұрай отырып реттеледі. Реттеу шегі бекіткішпен шектелген.

Сырғақтың жүріс шамасы иінді біліктің эксцентрикті төлкенің айналдыруымен реттеледі. Сырғақта механикалық итергіш бар оның жүрісі тұғырда орнатылған тақтайшамен реттеледі.

Эксцентрикті білігінің жетегі сына белдікті беріліс арқылы электр қозғалтқыштан жүзеге асырылады.

Қосу жалғастырғышы және тежеуіш – пневматикалық, фрикциялық бірдіскілі.

Баспақтың майлауы – орталықтандырылған және жеке.

1.3 Баспақтың техникалық сипаттамасы

Баспақтың негізгі техникалық сипаттамасы 1- кестеде келтірілген.

1- кесте - Баспақтың техникалық сипаттамасы

Параметрлердің аталуы	Мәліметтері
1. Баспақтың номиналды күші, кН	400
2. Реттелетін сырғақ жүрісі, мм	16-80
3. Сырғақтың бір минутта жүріс саны	100
4. Бұлғақтың ең кіші ұзындығы кезінде оның төмен жағдайындағы үстел және сырғақ арасындағы ең үлкен арақашықтығы, мм	280
5. Сырғақ өсінен тұғырға (шығуы) дейін арақашықтығы, мм	220
7. Тұғырдың тіректер арасындағы арақашықтығы, жарықта, мм	280
8. Үстел өлшемдері, мм	360x240
9. Сырғақ өлшемдері, мм	330x370
10. Қалып астындағы тақта қалыңдығы, мм	30
11. Баспақ габариттері, мм	
Жоспар бойынша	1400x1420
Еден деңгейіндегі биіктігі	2455
12. Баспақ салмағы, кг	2,9
13. Басты жетектегі электр қозғалтқыш қуаты кВт	4,5

2 Механизмнің кинематикалық талдауы

Сол және басқа да қосиінді баспақты жобалау кезінде оның кинематикалық параметрлерін тағайындау қажет, т. с. с. атқарушы буын - сырғақтың орын ауыстыру, жылдамдық және үдеу өзгерістерінің заңдарын табу қажет, осы параметрлердің ең жоғары мәнін, олардың сондай-ақ жұмыс жүрісі кезіндегі мәндерін анықтау қажет [1,2].

Күші 400 кН қарапайым әрекетті, бірқосиінді, ашық баспақтың кинематикалық есептеуін өткіземіз.

Баспақтың техникалық сипаттамаларынан белгілі:

- баспақтың сырғақ жүрісі $H = 80\text{ мм}$;
- коэффициент, $k = 0$;
- сырғақтың бір минутына жүрістердің саны $n = 100$;
- баспақтың номиналды күші $P = 400\text{ кН}$.

Осы баспақ үшін аксиалды (центрленген) механизм қолданамыз (1 сурет, А қосымша), оның дезаксиалы $e=0$, яғни шамасы $k_1=0$.

Сырғақтың орын ауыстыру шамасын мына (1) формула бойынша табамыз, ал жылдамдығы мен үдеуін (2) және (3) формулалар бойынша табамыз.

Сырғақтың орын ауыстыру, жылдамдық және үдеуі мәндерін α бұрышын 0° - ден 360° дейін деп адымын 5° ескере отырып есептейміз. Есептеуді Microsoft Office Excel қосымшасында орындаймыз.

Сырғақтың орын ауыстыруы:

$$S = R \left[1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right] \quad (1)$$

Сырғақ жылдамдығы:

$$V = \omega R (\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha), \quad (2)$$

Сырғақ үдеуі:

$$j = -\omega^2 R (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (3)$$

мұндағы $R=0,5H$ - қосиін радиусы, мм;

H – сырғақтың ең үлкен жүрісі (МЕСТ 9408-60), мм;

$\lambda = R/L$ - бұлғақ ұзындығының коэффициенті;

α - қосиінді білігінің айналу бұрышы;

$\omega = \frac{\pi n}{30}$ - қосиінді білігінің бұрыштық жылдамдығы, 1/с;

n – сырғақ жүрісінің жиілігі, жүріс/мин.

Бұлғақ коэффициентінің шамасын $\lambda=0,08$ қабылдаймыз. Өйткені баспақ түрі қаңылтыр қалыптайтын әмбебапты, реттелетін жүрісімен қарапайым әрекетті [1]. Демек, бұлғақ ұзындығы мына формула бойынша анықталады:

$$L = \frac{R}{\lambda} \quad (4)$$

мұндағы R – қосиін радиусы, мм.

Цетрленген механизм үшін сырғақ жүрісі $H=2R$ тең, онда

$$R = \frac{H}{2} = \frac{80}{2} = 40 \text{ мм} \quad (5)$$

Осыдан

$$L = \frac{40}{0,08} = 500 \text{ мм.}$$

Бұрыштық жылдамдығы мына формула бойынша есептеледі:

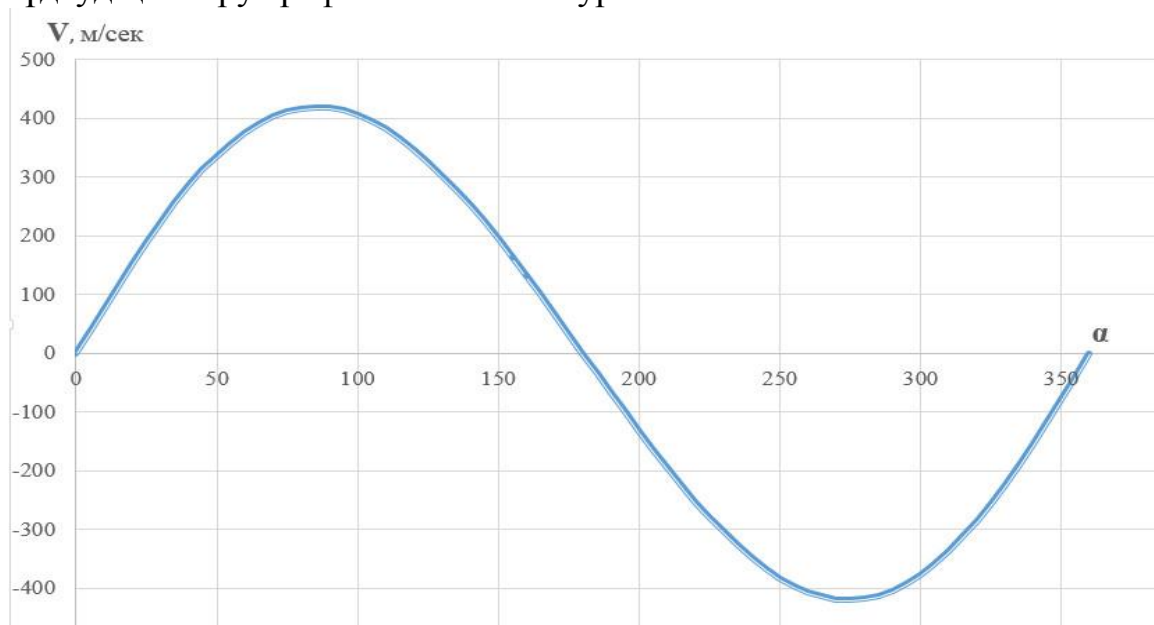
$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (6)$$

мұндағы n – сырғақтың жүріс саны, айн/мин.

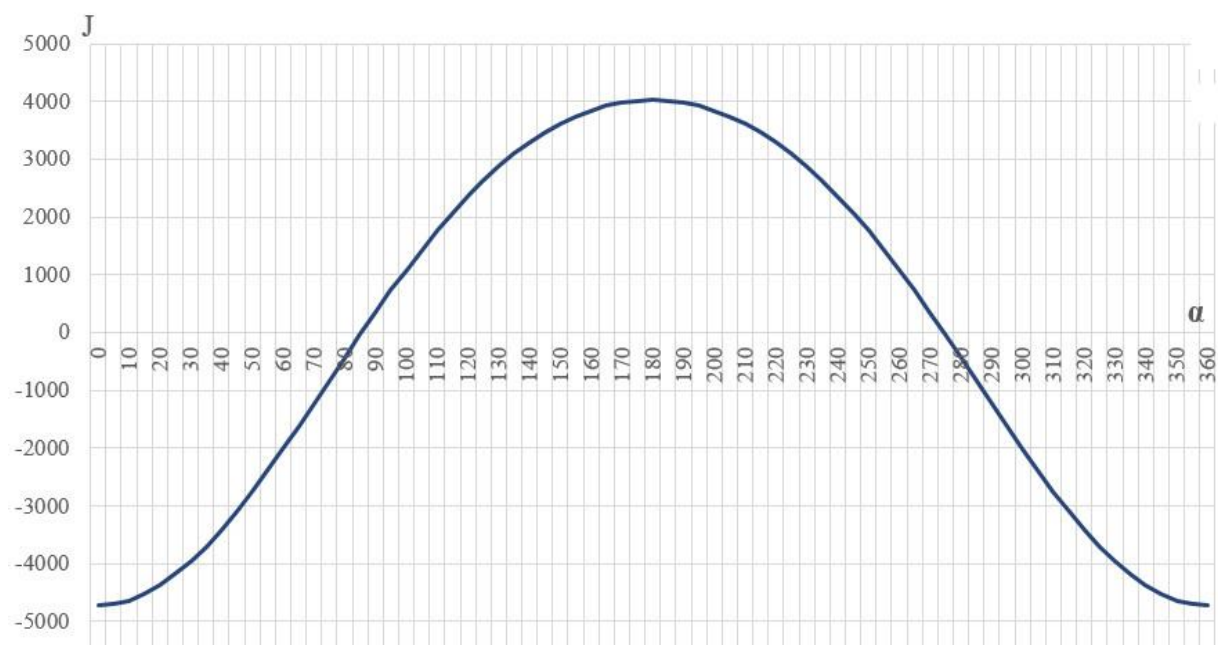
Аламыз

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 100}{30} = 10,46 \text{ с}^{-1}$$

Сырғақтың орын ауыстыру, жылдамдық және үдеу мәндерін α бұрышын 0° = ден 360° дейін 5° адымын ескере отырып есептейміз. Есептеуді Microsoft Office Excel қосымшасында орындаймыз. Барлық есептеулерден алынған нәтижелер А қосымшасында келтірілген, сырғақтың орын ауыстыруы (2-ші суретте, А қосымшасы) бейнеленген, сырғақтың жылдамдық өзгеру графигі және үдеудің өзгеру графигі 3 және 4 - суретте бейнеленген.



3- сурет - Қосиін айналу бұрышынан сырғақ жылдамдығының тәуелділік графигі



4 - сурет - Қосин айналу бұрышынан сырғақ үдеуінің тәуелділік графигі

3 Күштердің статикалық есептеуі

Жекеленген механизмдердің буындарына әсер ететін статикалық есептеу күшінің ерекшелігі ретінде үйкеліс күштерінің іс-әрекеттерін есепке алу қажеттілігі болып табылады. Жеткілікті үлкен әрекет етуші күштері олар буындарының өлшемділік шамаларымен бұлғақ осьтерінің үлкен диаметрі арқылы негізделеді, сондықтан есептеу кезінде үйкеліс күшінің ауытқуларын елемеуділігімен, ал кейде дәл есептеуінің мүмкін еместігіне әкеледі.

Баспақты есептеудегі номиналды күш шамасымен анықталатын және сырғаққа әсер ететін P_D берілген күш деформациясын есептейміз [1,2].

Иінді білігіндегі айналу моментін M'' анықтау үшін элементарлы жұмыстар теңдеуін пайдаланамыз (7):

$$M_k^\alpha \cdot d\alpha = P_D \cdot ds \quad (7)$$

немесе

$$M_k^\alpha = P_D \cdot \frac{ds}{d\alpha} \quad (8)$$

Тиісті алмастыруларды және математикалық түрлендірулерді жүргізе отырып, қосиінді білігіндегі моментін анықтау үшін арналған формуласын аламыз :

$$M_k = P_D \cdot m_k, \quad (9)$$

мұндағы m_k – келтірілген күш иіні, мына формуламен анықталады:

$$m_k = m_k^\alpha + m_k^f \quad (10)$$

мұндағы m_k^α - қосиін орынынан байланысты емес келтірілген идеалды иін, α бұрышымен бекітілетін және мына формуламен анықталатын :

$$m_k^\alpha = R \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha + k \cdot \lambda \cdot \cos \alpha \right) \quad (11)$$

мұндағы m_k^f - үйкеліс иіні, топсадағы үйкеліс коэффициентімен анықталады және топсалар өлшемдері тұрақты болып алынады, мына формула бойынша анықталады (12) :

$$m_k^f = f \cdot [(1 + \lambda) \cdot r_A \cdot \lambda \cdot r_B + r_0] \quad (12)$$

мұндағы f – мойынтіректегі үйкеліс коэффициенті, бұл жағдайда $f=0,15$ [1,2];

r_A – топсаның эксцентрикті бастиек радиусы, см;

r_B – топсаның кіші бастиек радиусы, см;

r_0 — біліктің тірек мойындардың радиусы, см.

r_0 анықтау үшін қосиінді біліктің тірек мойындарының диаметрін табамыз мына формула бойынша (13):

$$d_0 = 1,4\sqrt{P_H + 1} \quad (13)$$

мұндағы P_H – баспақтың номиналды күші.

2.4 - кестеге сәйкес [1, б.54] қаңылтырлы баспақтың біріінді білік үшін топсаның эксцентрикті бастиек диаметрін анықтаймыз $d_A=1,5d_0$.

Топсаның кіші бастиек диаметрін мына формула бойынша табамыз (14):

$$d_B=0,7d_0 \quad (14)$$

7 - сурет негізінде [1, б. 128], P_H номиналды күшінің, P_D күшін табамыз.

r_0 иінді біліктің тірек мойынтіректерінің диаметрлер арқылы анықтаймыз.

$$d_0 = 1,4\sqrt{40 + 1} = 89,6 \text{ мм}$$

$d_0=90$ мм деп аламыз.

Ары қарай эксцентрикті бұлғақ бастиегінің және бұлғақтың кіші бастиегінің диаметрін анықтаймыз.

$$d_A=1,5 \cdot 89,6=134,46 \text{ мм} \approx 135 \text{ мм}$$

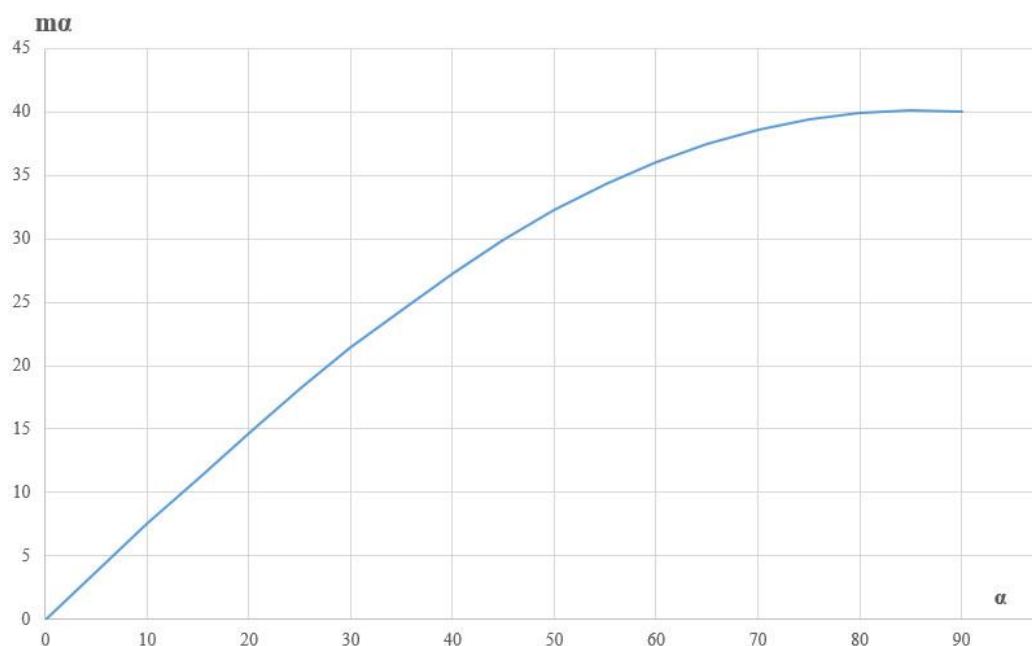
$$d_B=0,7 \cdot 90=63 \text{ мм}$$

Бұлғақтың эксцентрикті бастиек және бұлғақтың кіші бастиек диаметрлерін біле отырып, олардың радиустарын біле отырып үйкеліс иінін m_k^f анықтаймыз.

$$m_k^f = 0,15 \cdot [(1 + 0,08) \cdot 67,5 + 0,08 \cdot 31,5 + 45] = 18,063 \text{ мм}$$

α , $k=0$ бұрыштарымен бекітілетін иін орынына байланысты келтірілген нақты иінін қарастырамыз m_k^α .

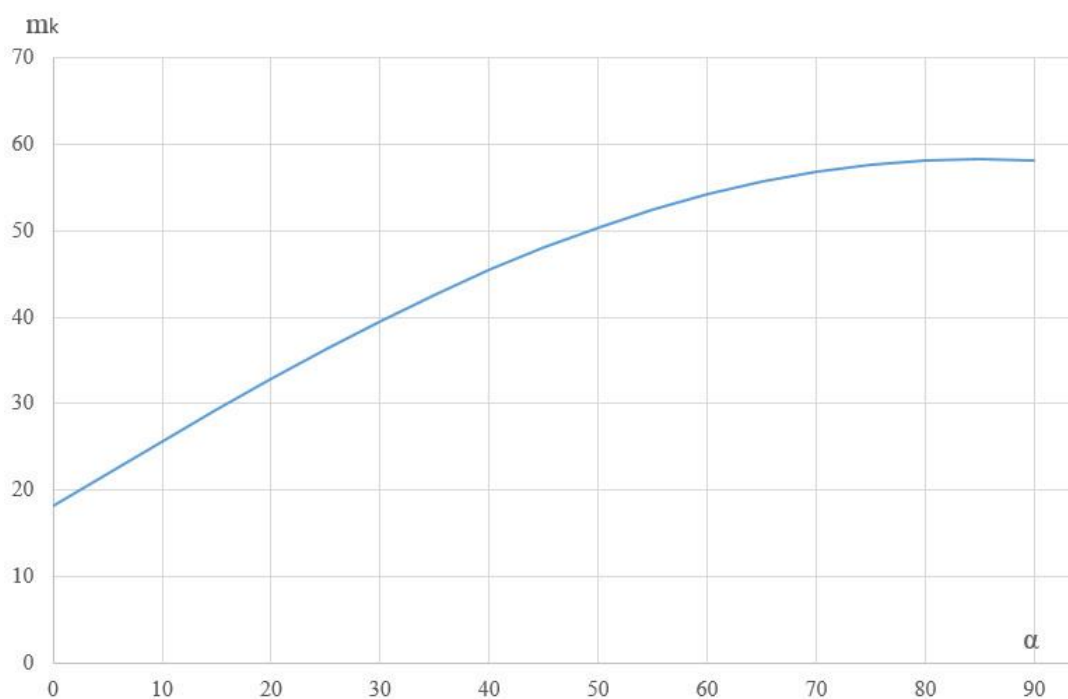
Есептеулер мәндері бойынша бұрышқа байланысты келтірілген иін күшінің тәуелділік графигін құрамыз, ол 5 - суретте келтірілген.



5 - сурет - Қосиін орынына байланысты келтірілген иінінің тәуелділік графигі

Содан кейін келтірілген күш иінін m_k мына формула (15) бойынша анықтаймыз, оның графигі 6 - суретте, ал мәндері А қосымшасында келтірілген:

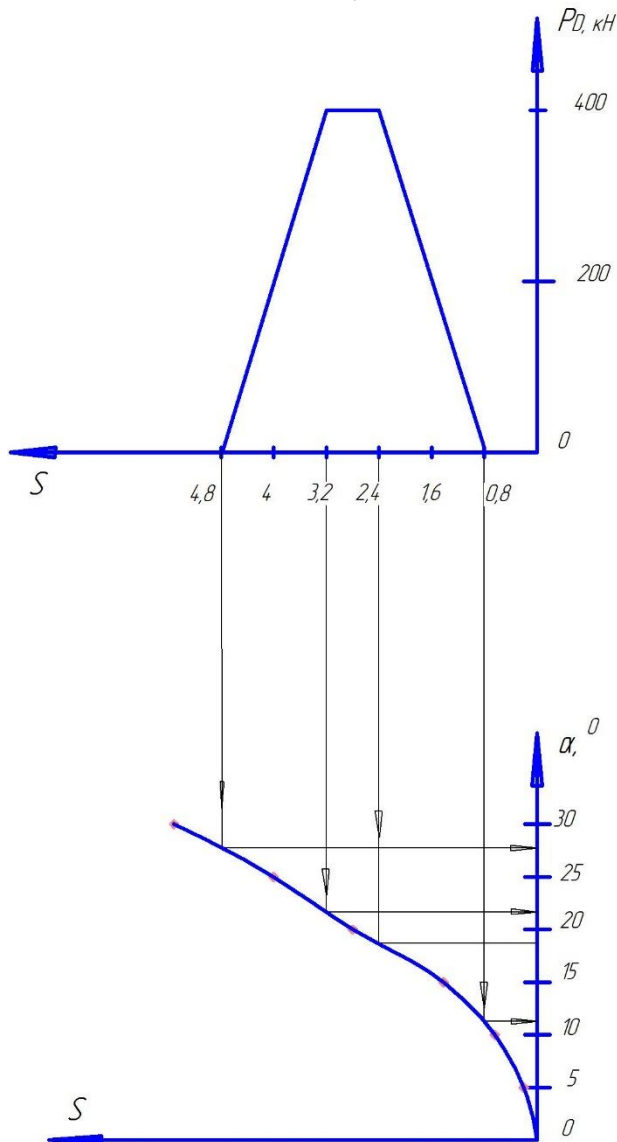
$$m_k = m_k^{\alpha} + m_k^f \quad (15)$$



6 - сурет - Қосиін орынына байланысты келтірілген иінінің тәуелділік графигі

Шарты бойынша сырғаққа әсер ететін берілген деформация күшін P_D есептейміз және номиналды күш шамасын анықтайтын шығындарын ескеретін коэффициент енгізу қажет [1,2].

Жұмысшы жүктемелер графиктеріне сүйене отырып [1], біз технологиялық операцияның толық коэффициентін 0,03 тең деп алып, типтік жүктеме графиктерін қайта құрамыз P/P_H өсін P_D өсіне, ал S/H өсін S өсіне ауыстырамыз.



7 - сурет - α –дан P_D –ны тәуелділікті анықтау үшін графигі

Адымы 5 градус деп 30 градус шегінде $P_d (S)$ графигін $S(\alpha)$ графигімен үйлестіре отырып аламыз.

Онда P_D α мәніне байланысты мынаған тең болады:

P_D мәні:

$$\alpha=0 \rightarrow P_D=0$$

$$\alpha=5^\circ \rightarrow P_D=0$$

$$\alpha=10^\circ \rightarrow P_D=0$$

$$\alpha=11^0 \rightarrow P_D=0$$

$$\alpha=15^0 \rightarrow P_d=180$$

$$\alpha=19^0 \rightarrow P_d=400$$

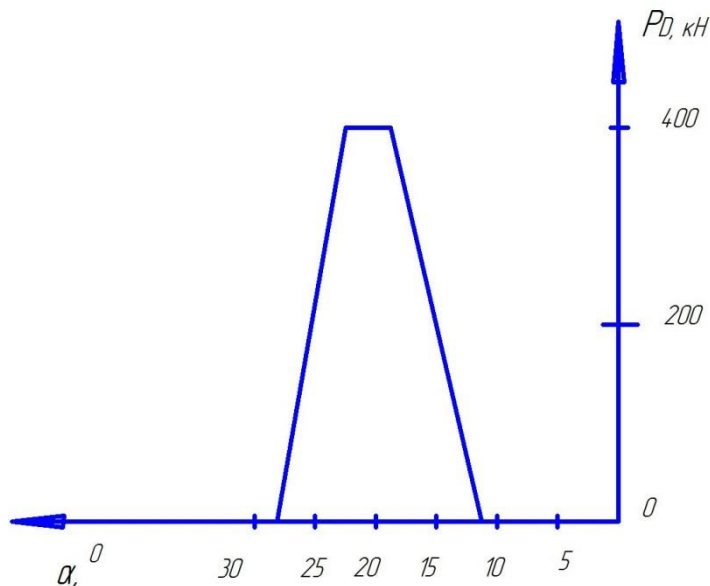
$$\alpha=22,5^0 \rightarrow P_d=400$$

$$\alpha=27,5^0 \rightarrow P_d=0$$

$P_d(S)$ және $S(\alpha)$ графиктері 7 және 8 - суреттерде келтірілген.

Қосиінді білігіндегі моментін мына формула бойынша табамыз (16):

$$M_k = P_D \cdot m_k \quad (16)$$



8 - сурет - Деформация күшінің бұрылу бұрышынан тәуелділігі

Иінді біліктегі айналу моментін анықтау:

$$M_k = P_d \cdot m_k \quad (17)$$

$$M_k = P_D \cdot m_k$$

$$M_{k(5)} = 0$$

$$M_{k(10)} = 0$$

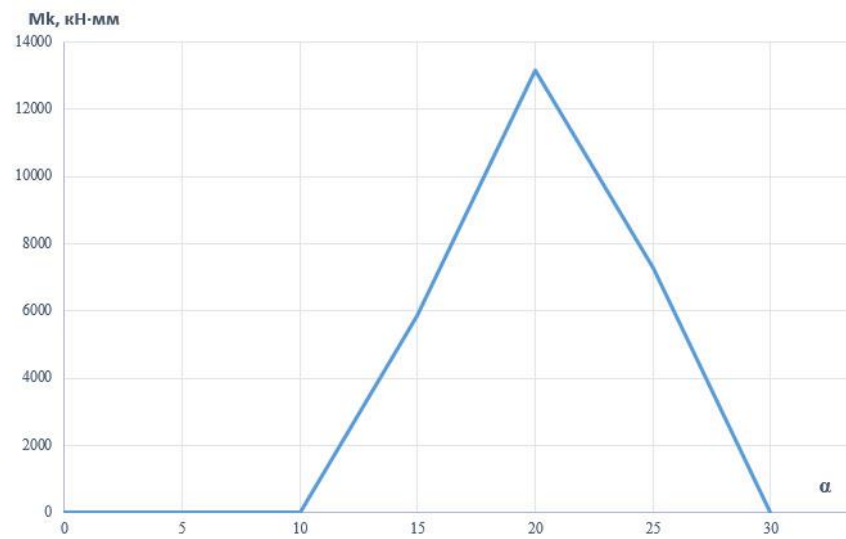
$$M_{k(15)} = 200 \cdot 29,33 = 5865,552$$

$$M_{k(20)} = 400 \cdot 32,88 = 13153,71$$

$$M_{k(25)} = 200 \cdot 36,3 = 7261,08$$

$$M_{k(30)} = 0$$

Алынған мәндері бойынша бұрылу бұрышынан біліктегі айналу момент графигін құрамыз, ол 9 - суретте келтірілген.

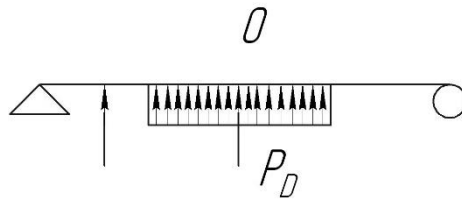


9 - сурет - Бұрышынан айналу моментінің тәуелділігі

4 Иінді білікті беріктікке есептеу

Иінді білік (10 - сурет) бұлғақ жағына қарап тұрған тірек ұшынан $l_0/8$ арақашықтықта орналасқан реакциялардың топсалы тіректеріндегі арқалық сияқты қарастырылады. Бұл кезде серпімді негіздегі арқалықтардың біліктерді есептеу дәл нәтижелерінің біраз еңбекті қажет ететін есептерімен қатар неғұрлым жақсы үйлесімділігіне қол жеткізіледі.

Біліктің әр қимасында жүктемелер әсер етеді, олар баспақ сырғағындағы күші P_d - нен байланысты: айналу моменті $M_k = P_d U_k$, ию моменті $M_n = 0,5 P_d U_n$ және бойлық күші $Q = 0,5 P_d$, коэффициенттері U_k және U_n – ию және айналу моментінің иіндері.



10 - сурет - Білікті жүктеудің есептеу схемасы

Баспақтың номиналды күші бойынша эмпирикалық арақатынастар негізінде 15 - кесте бойынша [1, б. 133] білік өлшемдерін анықтаймыз. Алынған өлшемдерін дөңгелектейді және білік материалын таңдайды. Иінді білік схемасы алынған өлшемдерімен 11 - суретте келтірілген. Әмбебапты қосиінді баспақтар үшін қалыпты болат 45 қолданады.

$$l_0 = 2d_0 = 2 \cdot 90 = 180 \text{ мм}; \quad l_{ш} = 1,5 \cdot d_0 = 1,5 \cdot 90 = 135 \text{ мм} \\ l_k = 2,84 \cdot d_0 = 2,84 \cdot 90 = 255,6 \text{ мм}; \quad r = 0,08 \cdot d_0 = 0,08 \cdot 90 = 7,2 \text{ мм}$$

Сырғақтағы рұқсат етілген күштер формуласы қосиінді біліктің беріктігі бойынша жалпы түрінде:

$$P_D = \frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1u}}{nk_s \sqrt{\Phi_\sigma (0,5U_u)^2 + \Phi_\tau (0,5U_k + 0,085d_0)^2}}. \quad (18)$$

мұндағы σ_{-1u} – жүктеудің симметриялық циклы ию және бұралу кезіндегі материалдың беріктік шегі, МПа;

n және k_s – беріктік қор және эквивалентті жүктеу коэффициенттері (баспақ типіне байланысты алынады);

d_0 – біліктің тірек мойынтіректерінің диаметрі, мм;

Φ_σ^B және Φ_τ^B – білік және геометриялық өлшемдері жасалған материал маркасына байланысты таңдап алынатын кесте мәліметтері;

R_k – сермердің шеңберін бөлгіш радиусы, мм;

m_k – айналу моментінің келтірілген иіні (қосиінің айналу бұрышына байланысты ауысады, 3 бөлімді қараңыз. Мәндері (11 - сурет, А қосымша).

Бұл иінді біліктің конструкциясы кезінде қосиіннің (бұлғақты) мойынтіректің иінді білікті тексеруін жүргізбейді [1, б. 134]. Осыдан, иінді білік, (12 - суретте, А қосымшада) келтірілгені үшін есептеу қималар ретінде ВВ және ЕЕ болады. ВВ қимасының тексерілуі бұл схема бойынша берілген формулалар бойынша жүргізіледі [1, б. 134].

1) В-В қимасында:

$$P_D^B = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^B U_u^2 + \Phi_\tau^B \cdot 0,25m_k^2}} \quad (19)$$

мұндағы U_u – тісті беріліссіз біріінді білік үшін және біржақты жетегімен $U_u=l_0/16$ тең.

Төменде бұрылу бұрышынан қауіпті қималар үшін білік беріктігі үшін (12-суретте, А қосымшасы) рұқсат етілген күштердің тәуелділік графиктері келтірілген.

2) Е-Е қимасында:

$$P_D^E = \frac{0,1d_A^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^E U_u^2 + \Phi_\tau^E \cdot 0,25(m_k - 0,5R\sin\alpha)^2}} \quad (20)$$

мұндағы d_0 – біліктің тірек диаметрі, $d_0 = 90$ мм;

d_A – бұлғақ диаметрі, $d_A=135$ мм;

σ_{-1u} – таңба ауыстыру циклы кезінде тегіс үлгінің ию кезіндегі төзімділік шегі, $\sigma_{-1u} = 280$ Н/мм²;

n – беріктік қор коэффициенті, $n = 1,3, 15$ - кесте бойынша [1, б. 133];

k_3 - эквивалентті жүктеу коэффициенті, $k_3 = 0,8, 15$ - кесте бойынша [1, б. 133];

Φ_σ^B - эквивалентті параметр, 62 - сурет бойынша анықталатын [1, б. 137], $\Phi_\sigma^B = 1,8$, $\Phi_\sigma^E=2,7$, $\Phi_\tau^B = 2,8$, $\Phi_\tau^E =4,0$

Жоғарыда келтірілген формулалар бойынша есептеулер А қосымшасында келтірілген.

5 КА2326 баспақтың сырғағын есептеу

Сырғақтың қанағаттандыратын жұмысы сырғақтың бағыттаушы ұзындықтарының олардың еніне қатынасын анықтайды. Жалпы жағдайда бағыттаушылардың бүйірлі кеңістігінің қисаюы, сонымен қатар сырғақтың жұмысшы кеңістігінің (мм-мен) мынаны құрайды:

$$h = \delta \cdot B / L_H \quad (21)$$

мұндағы δ - бағыттаушылардағы қос саңылауы, мм;

B - бағыттаушы кеңістік арасындағы арақашықтығы, мм;

L_H - бағыттаушылар ұзындығы, мм.

Бағыттаушылардағы сол саңылауларында L_H/B арақатынасының артуы сырғақтың жұмыс шарттарын жақсартады. Бірқосиінді баспақтарда ол 1,4—2,5 құрайды, ал екіқосиінділерде 0,4—0,5 құрайды.

Қосиінді машиналардың күшін есептеуінің ерекшелігі құралдың белгілі (номиналды) келтірілген күштерінен жүргізуі болып табылады. Құралдан күш сырғаққа содан кейін бұлғаққа беріледі.

Бірқосиінді баспақтар былай есептеледі, мұнда қалып жағынан сырғаққа әсер ететін өзара тең күштері сырғақ өсімен сәйкес болады.

Сырғақтардың есептелуі олардың бағыттаушыларын есептеуінен және сырғақтардың өздерінің беріктікке және қатандыққа есептеуімен жүзеге асады.

Бағыттаушыларын есептеу. 13 - суретте М.В: Сторожев әдістемесі және ЦБКМ әдістемесі бойынша бағыттаушыларына әсер ететін күш факторлары көрсетілген.

Соңғысы сырғақты ілінісу нүктелерінің орналасу әсерін ескеретін бағыттаушыларына арақатынасына қатысты, ал сырғақтың бұлғақпен буындалу түрі (шарлы немесе цилиндрлі саусақпен), номиналды толық жетпеу мөлшері (т. б. сырғақ жолы, бұған номиналды күші келтіріледі) және сырғаққа күш эксцентриситетінің келтірілуі.

Сырғақ тепе теңдігін күш және моменттер әсерінен абсолютты қатты дене ретінде қарастырамыз (13 - сурет).

Есептеу кезеңі келесідей. Бағыттаушылардың ауырлық ауданына барлық күштерін тасымалдау арқылы сырғаққа әсер ететін күш факторлары M және N анықтаймыз (берілген жағдайда 13 - суретте бұл нүкте сырғақ бүйірінен $L_H/2$ арақашықтықта орналасады). N шамасы берілген машина (баспақ) үшін номиналды бұрышына тең қосиін айналу бұрышы үшін анықталады.

Бағыттаушыларға сырғақ жағынан келтірілген күш (олардың ауырлық күш аудандарында) мына формула (22) бойынша анықталады:

$$N_r = P_D \frac{1}{\operatorname{ctg}(\beta + \gamma) - f} \quad (22)$$

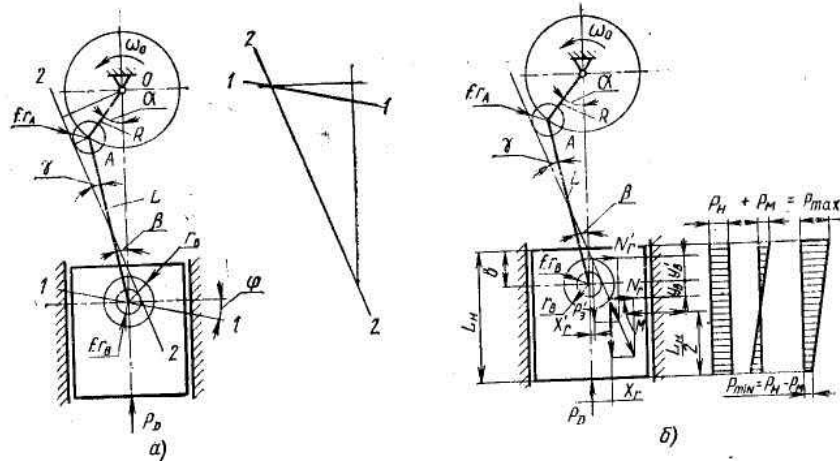
мұндағы P_D - сырғақ бойынша әсер ететін күш, кН;

$f = \operatorname{tg} \varphi$ – үйкеліс коэффициенті;

r_A – бұлғақтың эксцентрікті бастиек радиусы, м;

r_B – бұлғақтың кіші бастиек радиусы, м;

L – бұлғақ ұзындығы, мына формула $L = R/\lambda$ бойынша анықталады.



1- 1- бағыттаушыларына күш P_H әсер ету сызығы;

2- 2- бұлғақ бойынша күш P_{AB} әсер ету сызығы

а - М. В. Сторожев әдістемесі бойынша; б - ЦБКМ әдістемесі бойынша

13 - сурет - Сырғақ бағыттаушыларына әсер ететін күш факторлары

$$L = 80 / 0,08 = 500 \text{ мм} = 0,5 \text{ м}$$

Алдымен есептеуді $\sin \beta$ және $\sin \gamma$ табамыз:

$$\sin \beta = \lambda \cdot \sin \alpha; \quad (23)$$

$$\sin \beta = 0,08 \cdot \sin 60^\circ = 0,08 \cdot 0,866 = 0,07$$

$$\beta = 7^\circ$$

$$\sin \gamma = \frac{f(r_A + r_B)}{L}; \quad (24)$$

$$\sin \gamma = \frac{0,15(0,0675 + 0,032)}{0,5} = 0,03$$

$$\gamma = 5^\circ$$

Бағыттаушыларға сырғақ жағынан келтірілген күшін табамыз, барлық қажетті мәліметтерін анықтап:

$$N_r = 400 \cdot \operatorname{tg} 12^\circ = 85,4 \text{ кН}$$

Содан кейін ию моментін есептеуіне кірісеміз.

Есептеуді шарлы тірек арқылы немесе бұлғақтың цилиндрлік бастиектің сыртқы бетімен сырғақты бұлғақпен буындалу есептеуін жүргіземіз:

$$\begin{aligned}
M &= N_{\Gamma} \left(\frac{L_H}{2} - b - y_B \right) + P_D x_{\Gamma} \\
x_{\Gamma} &= r_B [\sin(\beta + \gamma) + f]; \\
y_B &= r_B \cos(\beta + \gamma).
\end{aligned}
\tag{25}$$

мұндағы L_H – сырғақ биіктігі, мм;

b – ортасынан шар тіректеріне дейін арақашықтығы, мм;

x_{Γ}, y_B – сырғаққа күш келтірілген координаттары, мм.

$$x_{\Gamma} = 32 \cdot (\sin 12^\circ + 0,15) = 0,0115 \text{ м}$$

$$y_B = 32 \cos 12^\circ = 0,031 \text{ м}$$

$$M = 85,4 \left(\frac{0,79}{2} - 0,085 - 0,031 \right) + 400 \cdot 0,0115 = 28,43 \text{ Нм}$$

Бағыттаушыларға меншікті қысымы:

а) $N = N_r$ күшінен:

$$p_N = \frac{N}{L_H \cdot a} = \frac{85,4}{0,79 \cdot 0,139} = 0,776 \text{ МПа.}$$

мұндағы a – бағыттаушылар ені.

б) M моментінен:

$$p_M = \frac{6 \cdot M}{L_H \cdot a} = \frac{6 \cdot 28,43}{0,79 \cdot 0,139} = 0,808 \text{ МПа}$$

$$\frac{p_M}{n} \leq \left[\frac{p_M}{n} \right]$$

мұндағы $n = \frac{L_H}{B}$ – сырғақ енінің биіктігіне қатынасы;

a – бағыттаушылар ені.

Қос меншікті күші:

$$p_{\max} = p_N + p_M$$

Негізінен максималды меншікті күш бағыттаушылар тозуын анықтайды: сондықтан бұл күшті рұқсат етілген меншікті күшімен салыстыру қажет. Сырғақтың қиғаштығы $p_{M\max}$ мөлшеріне байланысты. Бұл меншікті күш құрамдасы үлкен болған сайын, бағыттаушылар шеті бойынша тозуы үлкен және сырғақтың мүмкін болатын қисаюы да үлкен болады.

Сырғақтар жақсы жұмыс істеу үшін бағыттаушыларды сырғақтың ілінісу нүктесіне орналастыру дұрыс болады, осыдан нәтижелі M моменті минималды болуы тиіс.

Параметрлердің рұқсат етілген мәндері: $[p_M/n] \leq 0,4$ МПа қола және қосымша бағыттаушыларсыз сырғақтар үшін, $[p_M/n] \leq 1,5$ МПа қола және сырғақтардың қосымша бағыттаушылар үшін.

$[p]$ – рұқсат етілген меншікті күш, $[p]=2$ МПа;

$$n = \frac{0,79}{0,43} = 1,84$$

$$\frac{p_M}{n} = 0,398 < 0,4 \text{ МПа}$$

$$P_{\max} = 0,776 + 0,808 = 1,584 < 2 \text{ МПа}$$

Сырғақты рұқсат етілген қысу кернеуін есептейміз:

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P_H}{F_{1-1}} \leq [\sigma_{\text{сж}}]$$

мұндағы F_{1-1} - бұлғақ астындағы сырғақтың қима ауданы.

$[\sigma_{\text{сж}}]$ - рұқсат етілген қысу кернеуі, $[\sigma_{\text{сж}}]=24$ МПа.

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{400}{60,63} = 6,59 \text{ МПа}$$

$$6,59 \text{ МПа} < 24 \text{ МПа}$$

Есептелген күш рұқсат етілгеннен әлдеқайда кіші.

6 АПМ FEM Компаста иінді білікті беріктікке есептеу

Қосиінді баспақтың білігіне жасалған есептеулерін дәлелдеу үшін АПМ FEM беріктігін есептеу үшін инженерлі модульді қолдануымен Компас бағдарламасында білікті беріктікке есептеуін жүргіземіз.

Білікті есептеудің тәртібі мынандай: Компас бағдарламасында біліктің 3D моделін құрамыз, ол (14 - суретте, А қосымшасында) келтірілген.

Құрылған білік 3D моделіне «модельді дайындау» бастырмасын басып, содан кейін мойынтіректерді қондыру орындарына бекітеміз. Содан әсер ететін жүктемені қоямыз. Білікке түсетін максималды күші баспақтың номиналды күші $P=400$ кН тең, оны бұлғақ орнатылатын білік аумағына келтіреміз. Күш түсіретін бетті белгілей отырып (15 - суретте (а, ә), А қосымшасында) келтірілген шамасын береміз.

Келесі кезең – білік материалының параметрлерін береміз 40Х және СЭ торын генерирлейміз, мұнда соңғы элементтер санын 88626 және түзілімдер санын 23443 және тордың өзін көрсетеміз, (16 - сурет, А қосымшасы).

Содан кейін білікті есептейміз, есептеу типін таңдаймыз – статикалық және нәтижелер картасын аламыз, олар (17-19- суреттерде, А қосымшасында) келтірілген.

Есептеулерден көрініп тұрғандай, ең максималды кернеуі d_A дан d_0 өлшеміне ауысу қауіпті қимасында пайда болады және ол 245,2 МПа тең, бұл білік материалы үшін рұқсат етілген кернеуінен аспайды, ол 280 МПа тең.

Қор коэффициентінің минималды мәні $n=1,041$, бұл рұқсат етілген мәнінен аспайды, ол әмбебап баспақтар үшін 1,3 тең.

Алынған мәліметтер біліктің жобалық есептеудің дәлдігін дәлелдейді.

7 АПМ FEM Компаста сырғақты беріктікке есептеу

АПМ FEM беріктік үшін инженерлі модульді қолдана отырып Компас бағдарламасында сырғақты беріктікке есептеуін жүргіземіз.

Сырғақты есептеу тәртібі білікті есептеуіне ұқсас болады: Компас бағдарламасында сырғақтың 3D моделін құрамыз, ол (20 - суретте, А қосымшасында) келтірілген.

Сырғақтың құрылған 3D моделіне «модельді дайындау» батырмасын басып, содан кейін бұлғақпен сырғақтың ілінісу орынында бекітеміз (21 - сурет, А қосымшасы). Содан кейін әсер ететін күшін жүктейміз.

Сырғаққа қалып бекіту жағынан әсер ететін максималды күші баспақтың номиналды күшіне $P=400$ кН тең. Күш келтіретін бетін белгілей отырып және (22- суретте, А қосымшасы) көрсетілгендей шамасын береміз.

Келесі кезең – сырғақ материалын шойын параметрлерін беріп СЭ торын генерирлейміз, мұнда соңғы элементтер 321901 және соңғы түзілімдер 78688 саны және тордың өзі көрсетіледі (23 - сурет, А қосымшасы).

Содан кейін сырғақты есептейміз, есептеу типін таңдаймыз – статикалық және (24 – 26 - суретте, А қосымшасы) көрсетілгендей нәтижелер картасын аламыз.

Есептеулерден көрініп тұр, максималды кернеуі қауіпті қимада бұлғақпен сырғақтың біріккен жерінде пайда болатыны және ол 402,8 МПа тең, бұл сырғақ материалы үшін рұқсат етілген кернеуінен аспайды, ол 700 МПа тең.

Бағыттаушыларда сырғақтың орын ауыстыруы жүктеменің келтірілуі арқасында ығысуы жүзеге асады. Әсер ететін норма шамасы бойынша сырғақтың ығысуы қосиінді әмбебапты баспақтардың сырғақтары үшін 0,1-0,16 мм тең. Біздің жағдайда орын ауыстыруының максималды шамасы 0,07793 мм тең, бұл нормасына сай.

Сырғақтың қор коэффициентінің минималды мәні 1,019.

Алынған мәліметтер сырғақтың жобалық есептеудің дәлдігін дәлелдейді.

ҚОРЫТЫНДЫ

Дипломдық жобаны жасау кезінде бірқосиінді баспақтың КА2326 бөлшектеріне беріктікке есептеулер жүргізілген.

СЭӘ есептеу дәлдігін байланыстыратын сандық тәуелділіктері келтірілген, оның соңғы элементтік тор тығыздығы кернеулер шоғырланған аумағында жүзеге асады. Келтірілген схема соңғы элементтік тордың есептеу дәлдігінің 1% құрайды. Сол сияқты аналитикалық және графикалық тәуелділіктері келтірілген, бұл құрылымдық концентратор аумағында циклдық жүктеулерде материал беріктігін және бөлшектердің материалының беріктік шегін де байланыстырады.

Кинематикалық және статикалық параметрлерін есептеу нәтижесінде оң нәтижелер алынған, орын ауыстыру, жылдамдық, үдеу және айналу момент графиктері құрастырылған, олар анықтама әдебиеттерден графиктерді құруды қанағаттандырады.

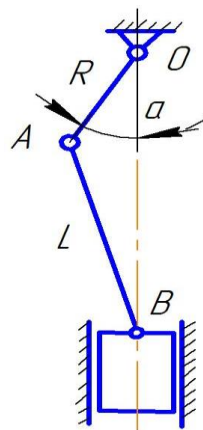
Сырғақ пен білікті беріктікке есептеуде Компас бағдарламасында сырғақтың және біліктің 3D моделі құрылды. Максималды күші келтірілген. Осының нәтижесінде максималды кернеуі, қор коэффициенті, орын ауыстыруының максималды шамалары анықталды.

Бұл дипломдық жобада тек басты түзілімдердің есептеуін ғана емес, сол сияқты кіші тетіктерді де есептеудің қажеттілігі бар екендігін көрсетті. Мен қосиінді баспақтарды есептеуде және құрылымдауы бойынша үлкен тәжірибе жинадым.

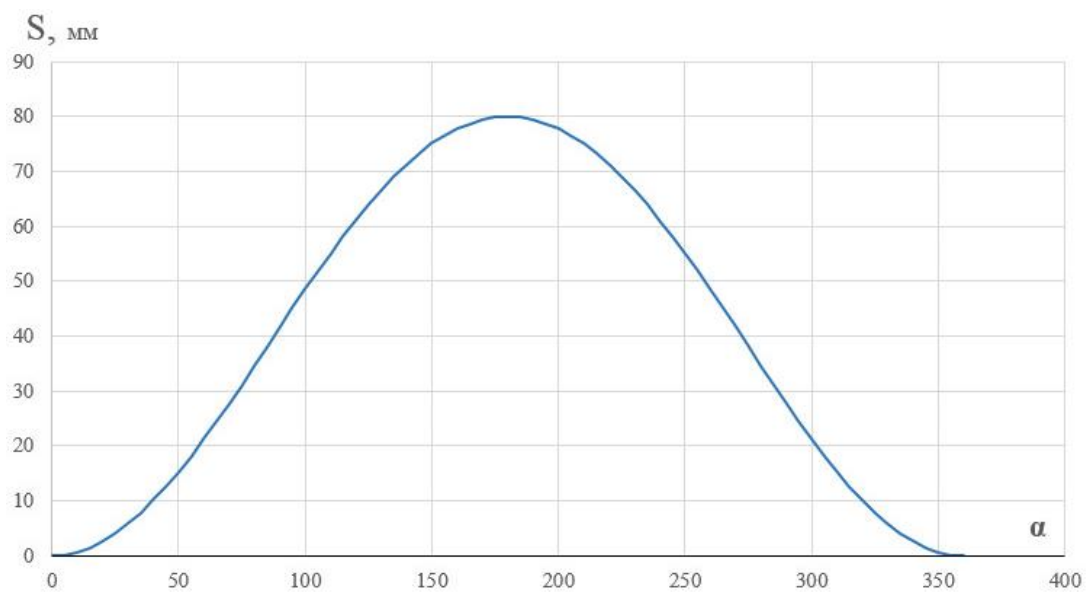
ПАЙДАЛАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

- 1 Кривошипные кузнечно-прессовые машины/ В.И. Власов, А.Я. Борзыкин, И.К. Кукин-Батырев и др. под ред. В.И. Власова. – М.: Машиностроение, 1982.-424 с.
- 2 Ланской Е.Н., Банкетов А.Н. Элементы расчета деталей и узлов кривошипных прессов. М.: Машиностроение, 1966.- 379 с.
- 3 Живов Л.И., Овчинников А.Г., Складчиков Е.Н. Кузнечно-штамповочное оборудование: Учебник для вузов / Под ред. Л.И.Живова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006.-560 с.
- 4 Ровинский Г.Н., Злотников С.Л. Листоштамповочные механические прессы. - М.: Машиностроение, 1968. – 375 с.
- 5 Гусев А.Н., Линц В.П. Устройство и наладка листоштамповочного оборудования М.: Высшая школа, 1983. – 263 с.
- 6 Щеглов В.Ф., Максимов Л.Ю., Линц В.П. Кузнечно-прессовые машины. - М.: Машиностроение, 1979. – 304 с.
- 7 Кузнечно-штамповочное оборудование: Учебник для машиностроительных вузов/ А.Н. Банкетов, Ю.А. Бочаров, Н.С. Добринский и др.; под ред. А.Н. Банкетова, Е.Н. Ланского.-2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982-576 с.
- 8 Бочаров Ю. А. Кузнечно-штамповочное оборудование: учебник для студ. высш. учеб. заведений/ Ю.А. Бочаров. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. - 480 с.

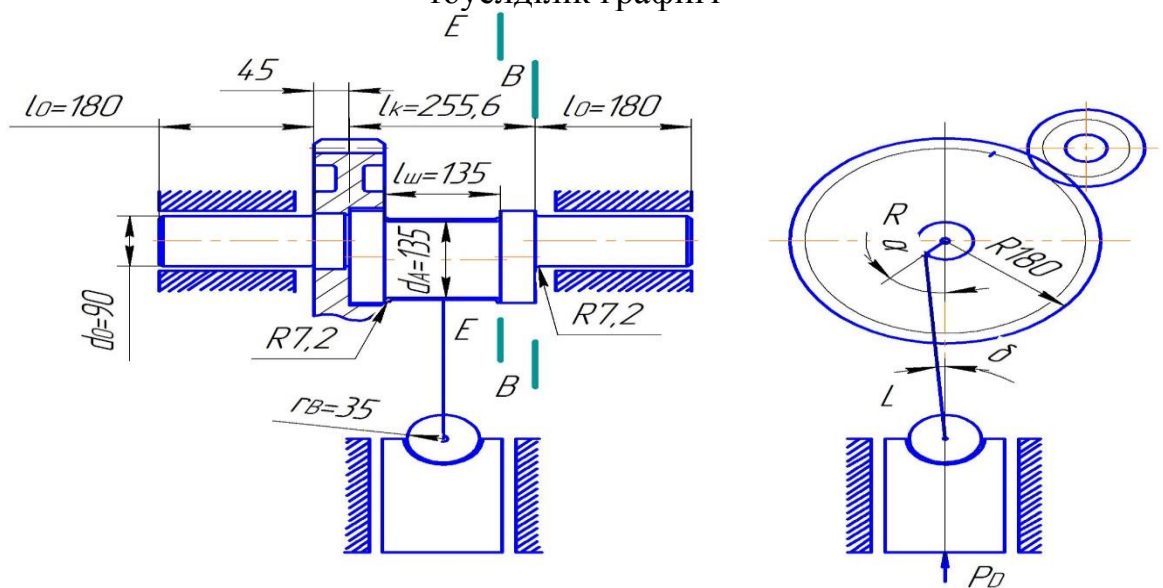
А қосымшасы



1 - сурет - Қосиінді-бұлғақ механизмiнiң схемасы

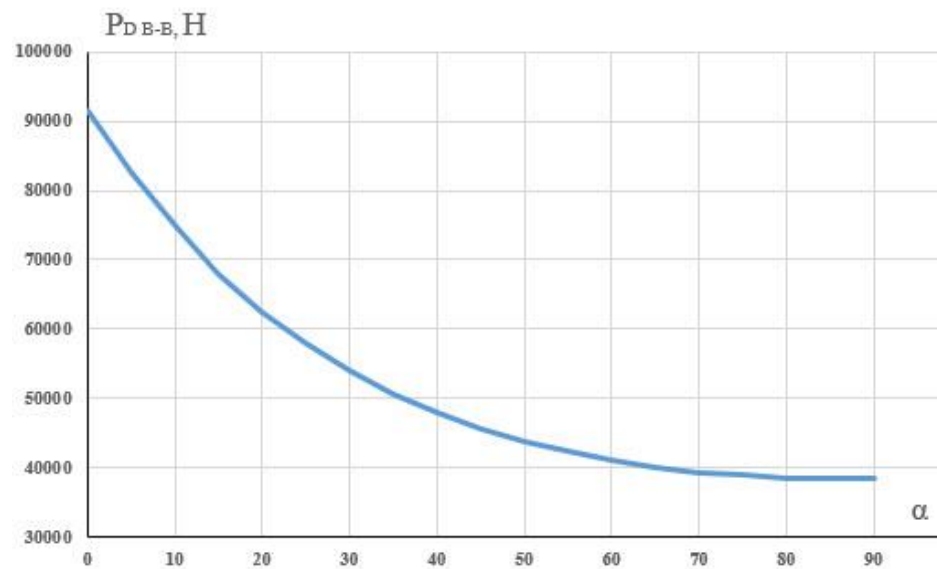


2 - сурет - Қосиін айналу бұрышынан сырғақтың орын ауыстыруының тәуелділік графигі

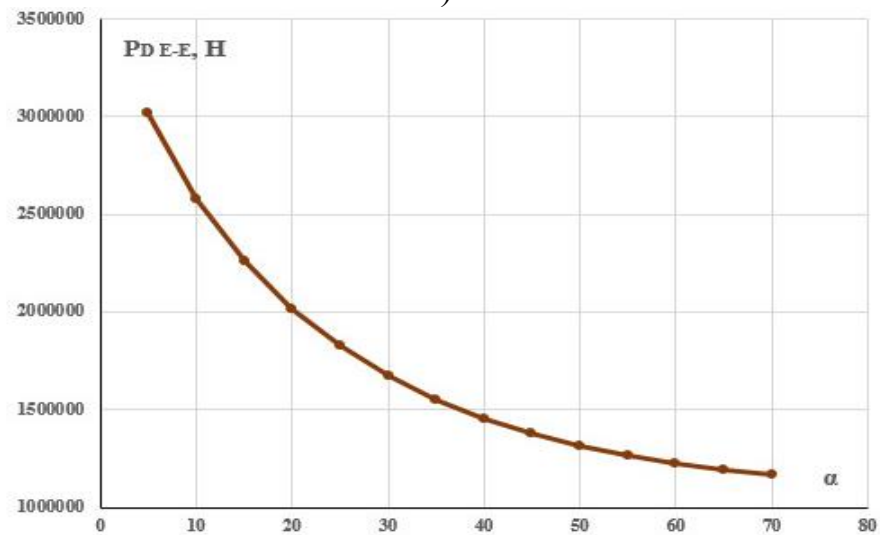


11 - сурет - Инді білік схемасы

А қосымшасының жалғасы

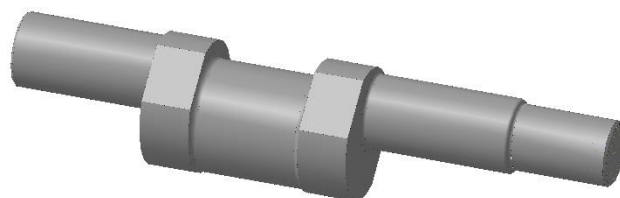


а)



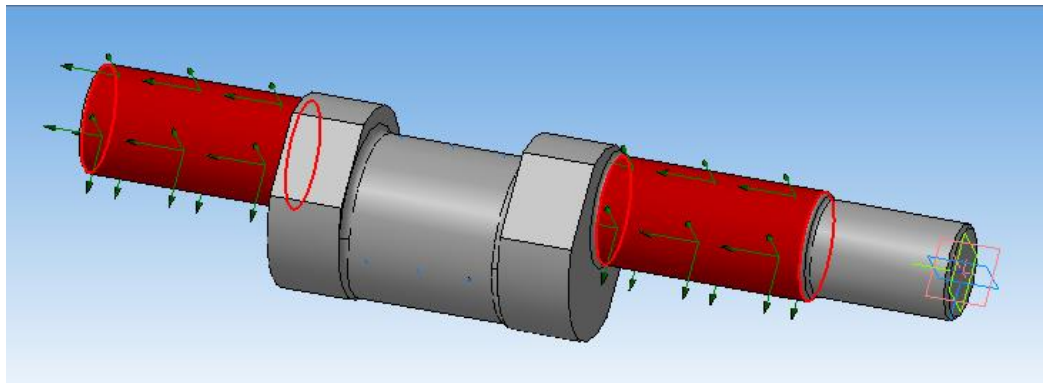
б)

а - ВВ қимасындағы рұқсат етілген күштердің қисықтары; б - ЕЕ қимасындағы рұқсат етілген күштердің қисықтары
 12 - сурет - Қауіпті қималар үшін білік беріктігі үшін рұқсат етілген күштердің графиктері

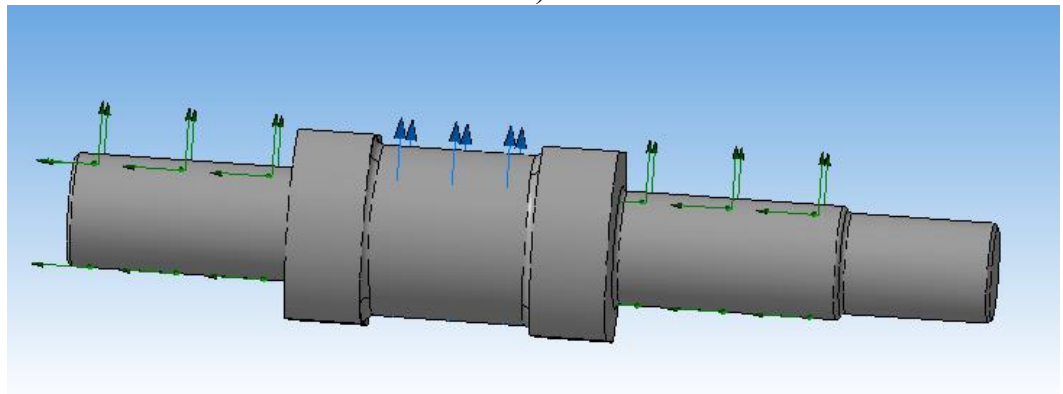


14 - сурет - 3D білік моделі

А қосымшасының жалғасы

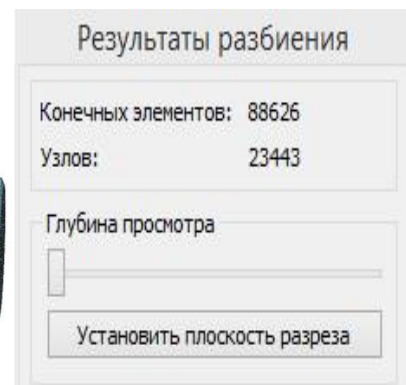
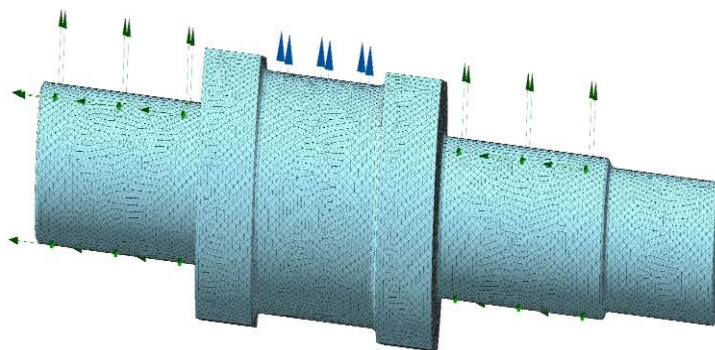


а)

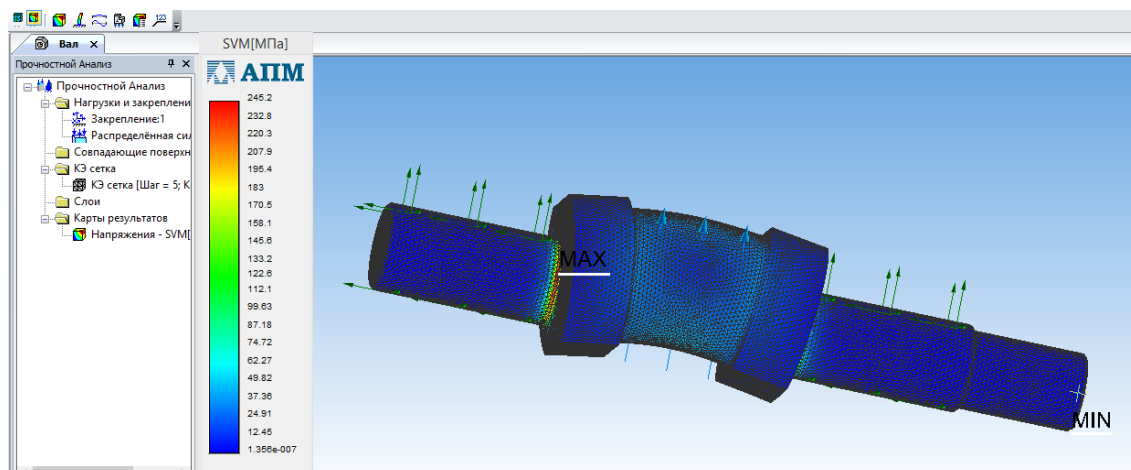


ә)

15 - сурет – Білікті бекіту және жүктемені беру

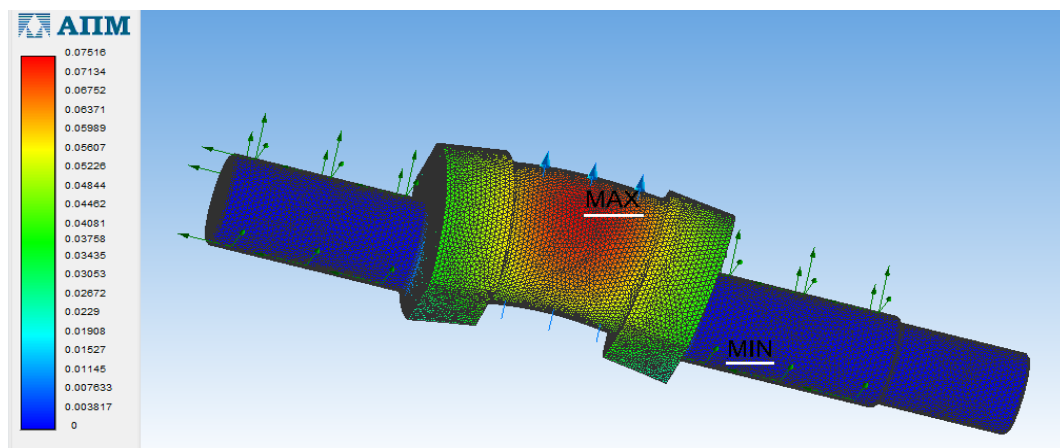


16 - сурет - Соңғы-элементтік тор генерациясы

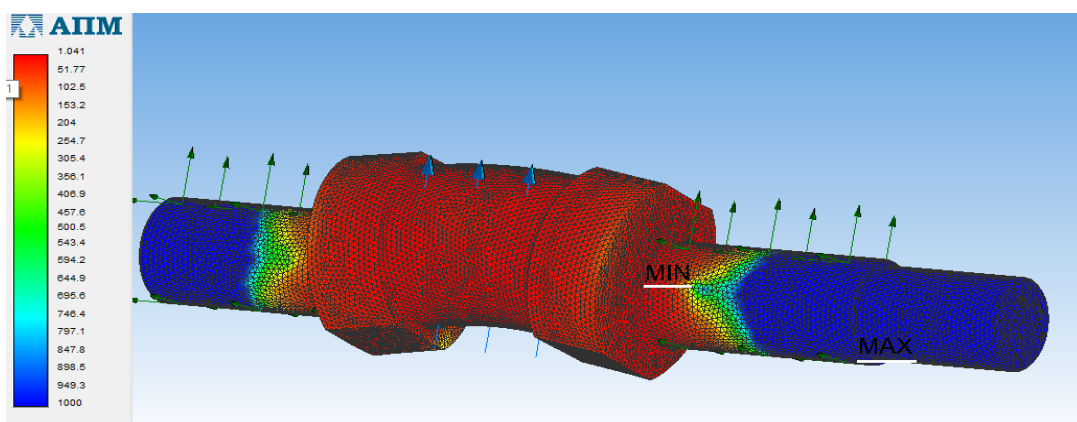


17 - сурет – Кернеу нәтижелерін есептеу

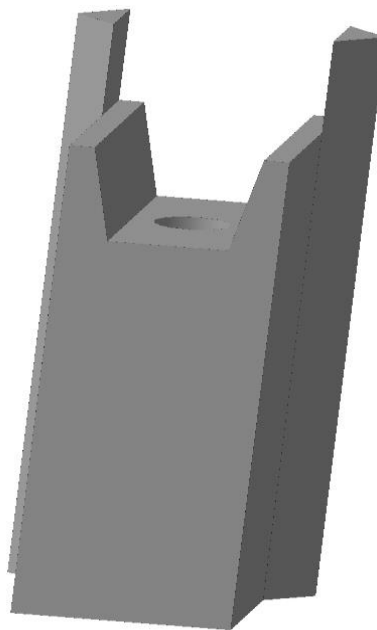
А қосымшасының жалғасы



18 - сурет – Орын ауыстыру нәтижелерін есептеу

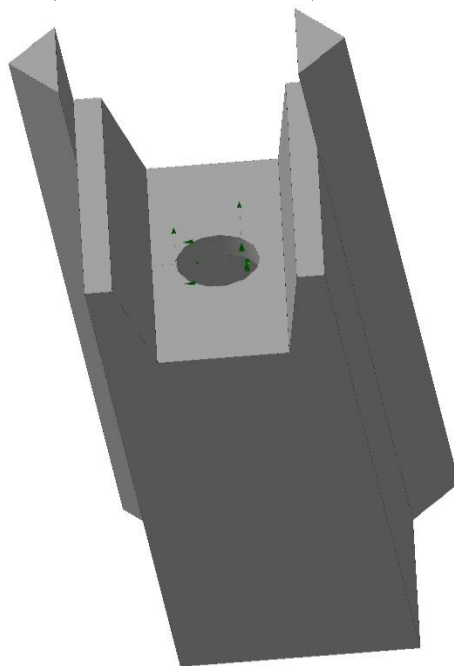


19 - сурет – Қор коэффициентін есептеу нәтижелері

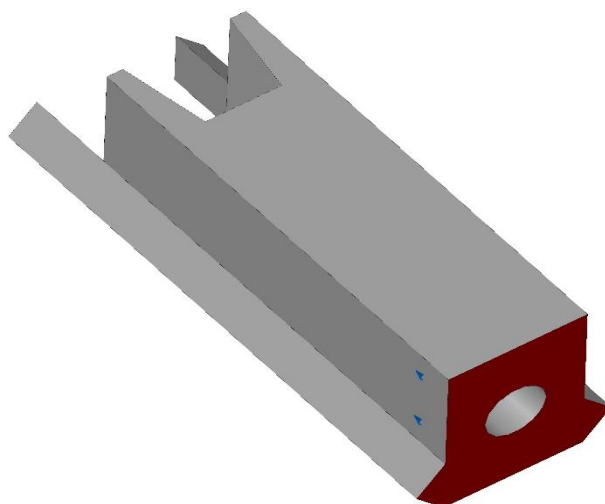


20 -сурет – Сырғақтың 3D моделі

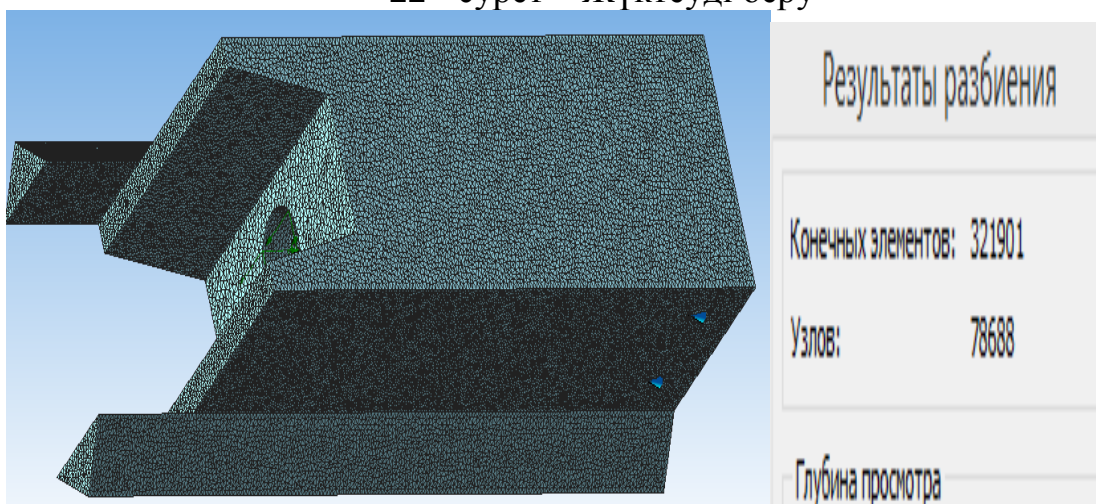
А қосымшасының жалғасы



21 - сурет – Сырғақты бекіту



22 - сурет – Жүктеуді беру



Результаты разбиения

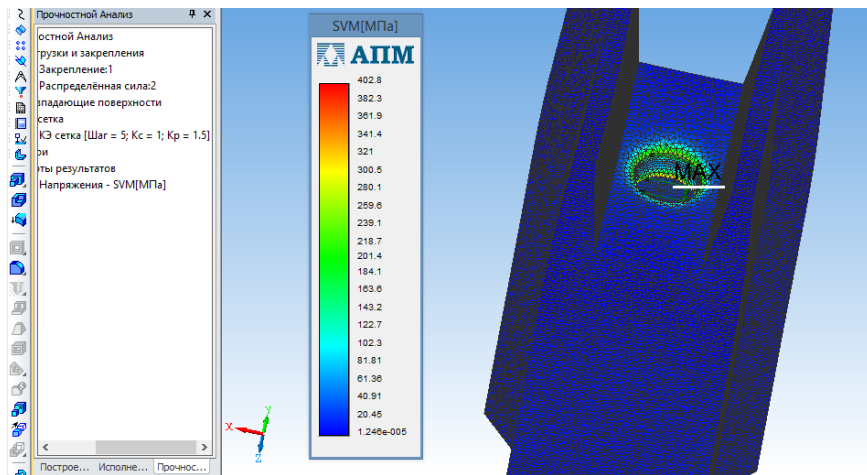
Конечных элементов: 321901

Узлов: 78688

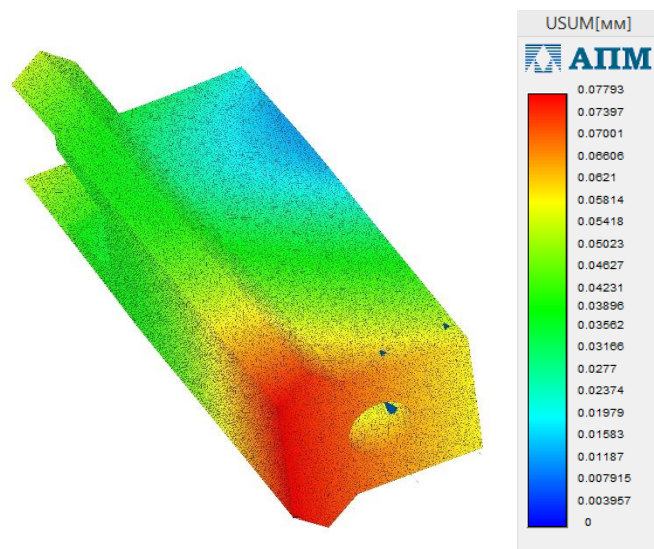
Глубина просмотра

23 - сурет - Соңғы-элементтік тор генерациясы

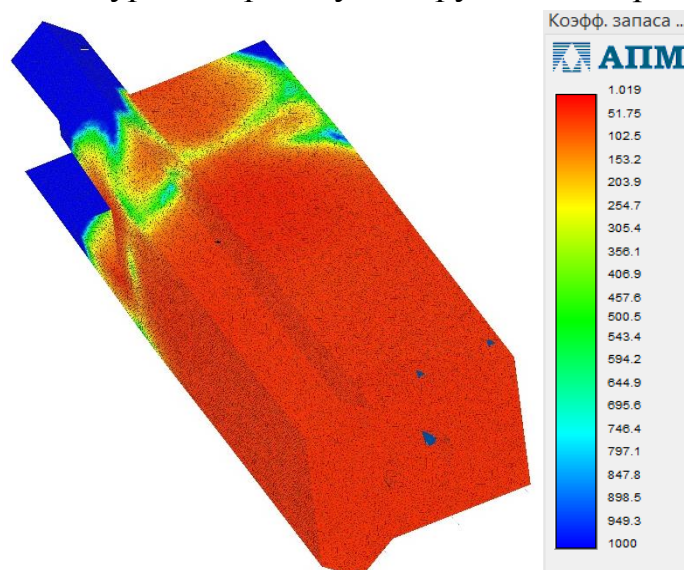
А қосымшасының жалғасы



24 - сурет – Кернеуді есептеу нәтижелері



25- сурет – Орын ауыстыру нәтижелері



26- сурет – Қор коэффициентін есептеу нәтижелері

