

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ЗАОЧНОЇ ТА
ПІСЛЯДИПЛОМНОЇ ОСВІТИ
КАФЕДРА ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ МАШИН
ІМ. ПРОФЕСОРА О.Д. СЕМКОВИЧА

ДИПЛОМНА РОБОТА

Освітнього ступеня «Магістр»

на тему: „Розробка та дослідження знімача підшипників
кочення для виконання операцій технічного сервісу
тракторів класу 1,4”

Виконав: студент 6 курсу групи Аін-21маг
Спеціальності 208 „Агроінженерія”

(шифр і назва)

Кулик Юрій Васильович

(Прізвище та ініціали)

Керівник: д.т.н., в.о. проф. Кузьмінський Р. Д.

(Прізвище та ініціали)

Рецензенти: _____

(Прізвище та ініціали)

(Прізвище та ініціали)

Дубляни 2021

АНОТАЦІЯ

Розробка та дослідження знімача підшипників кочення для виконання операцій технічного сервісу тракторів класу 1,4 // Кваліфікаційна робота інженера-дослідника. Кулик Юрій Васильович. – Кафедра експлуатації та технічного сервісу машин ім. професора О.Д.Семковича – Дубляни, Львівський НАУ – 2021. 80 с. – Рис. 42. - Табл. –4. Додатки – 5, 45 джерел.

У магістерській роботі проведено аналіз досліджень щодо кількості та геометричних параметрів підшипників, конструкції знімачів. Здійснено аналіз підшипникових вузлів тракторів класу 1.4кН та встановлено, що вона має визначену кількість підшипникових вузлів. Це зумовлює потребу сформулювати технічні вимоги до технологічного обладнання, його конструктивних параметрів і режимів використання.

Проведено огляд конструкцій пристроїв для розбирання підшипникових вузлів, виявлено їхні основні недоліки.

Основним завданням експериментальних досліджень було визначення зусилля демонтажу підшипників і правильність розрахунків геометричних параметрів деталей знімачів. З цією метою розроблено обладнання для визначення зусилля демонтажу під час розбирання і складання підшипникових вузлів.

Виконані дослідження щодо часу демонтажу підшипників № 6203А та № 6306 серійними та запроектованим нами знімачами засвідчило, що в разі застосування серійних зразків можливі випадки зіскакування лап з кільця підшипника. А це, відповідно, спричинює збільшення часу на його демонтаж. Розроблений нами знімач дав змогу отримати найменший час демонтажу підшипників, що було досягнуто за рахунок надійної фіксації лап на захопленій деталі.

Розглянуто питання охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	9
1.1. Аналіз підшипникових вузлів тракторів найпоширеніших в господарствах АПВ.....	9
1.2 Промислово освоєні пристрої для розбирання і складання підшипникових вузлів.....	12
Висновки до розділу 1.....	15
2. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПРОЦЕСІВ ДЕМОНТАЖУ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ.....	16
2.1 Розрахунок на міцність траверси.....	16
2.2 Розрахунок різі гвинта.....	17
Висновки до розділу 2.....	19
3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	20
3.1 Обладнання для визначення зусилля ви пресування.....	20
3.2 Методика визначення зусилля монтажу та демонтажу підшипників.....	23
3.3 Обґрунтування конструкції знімача для демонтажу підшипників.....	26
3.4 Методика моделювання параметрів міцності конструкції знімача.....	29
Висновки до розділу 3.....	37
4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	38
4.1 Результати обґрунтування часу виконання операцій демонтажу підшипників різними знімачами.....	38
4.2 Результати моделювання параметрів деталей знімача виходячи з теорії міцності.....	45
Висновки до розділу 4.....	46
5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	47
5.1 Положення охорони праці на ремонтних підприємствах.....	47

5.2 Моделювання процесів виникнення аварій і травм.....	49
5.3 Оцінка рівня небезпеки виникнення аварій і травм.....	52
5.4 Безпека в надзвичайних ситуаціях.....	54
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	56
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	57
ДОДАТКИ.....	61
ДОДАТОК А.....	62
ДОДАТОК Б.....	64
ДОДАТОК В.....	65
ДОДАТОК Г.....	69
ДОДАТОК Г.....	79

ВСТУП

Актуальність теми. Основна маса машин, які використовуються в агропромисловому виробництві (АПВ) має визначену кількість підшипникових вузлів. Стан підшипникових вузлів може бути одним з чинників, що впливають на показники надійності даної машини.

Специфіка аграрного виробництва полягає в тому, що залежно від конкретних виробничих умов під час ремонту машин для розбирання підшипникових вузлів використання існуючого серійного обладнання не завжди є ефективним або навіть і неможливим.

Для прикладу кількість підшипників в окремих марках тракторів ця чисельність складає від 47 до 110 шт., а в зернозбиральних комбайнах, наприклад як у комбайнах CLAAS вона становить 147 штук.

Загалом параметричний ряд підшипників техніки, що використовуються в аграрному виробництві за зовнішнім діаметром коливається від 30 мм до 215 мм, а за внутрішнім діаметром від 10 мм до 180 мм. На підставі цього є очевидним, що використання декількох універсальних знімачів не дасть змоги належного виконання демонтажу підшипників в процесі ремонту техніки.

Це вимагає потребу сформулювати технічні вимоги до технологічного обладнання, його конструктивних параметрів і режимів використання.

Мета і завдання досліджень. *Мета роботи* – дослідити максимально можливе значення натягу між валом і підшипником, виходячи з міцності внутрішнього кільця підшипника і на підставі цього визначити максимально можливе зусилля, яке можна прикласти під час монтажу і демонтажу підшипника з вала і на підставі цього обґрунтувати конструкцію, геометричні і вагові параметри знімача.

Відповідно до поставленої мети необхідно було вирішити наступні завдання:

1. провести аналіз номенклатури і чисельності підшипників в тракторах класу 1.4кН;
2. визначити основний діапазон зміни геометричних параметрів підшипників наявних в досліджуваних тракторах;
3. провести огляд технічних засобів для демонтажу і монтажу підшипників в тракторах;
4. обґрунтувати геометричні параметри знімача підшипників, в залежності від механічних властивостей матеріалу захоплювачів;
5. обґрунтувати геометричні і вагові параметри деталей знімачів для демонтажу підшипників залежно від геометричних параметрів підшипникових вузлів.
6. дослідити час демонтажу підшипників стандартними і розробленим нами знімачами;

Об'єкт досліджень – підшипникові вузли техніки АПВ та технічні засоби для їх монтажу і демонтажу.

Предмет досліджень – взаємодія сил між елементами знімачів і підшипниками, що демонтуються з вала.

1. СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Аналіз підшипникових вузлів тракторів найпоширеніших в господарствах АПВ

На сьогоднішній день найбільш ремонтно-затребувані в сільськогосподарських підприємствах трактори марок ЮМЗ-8040.2/8240.2, МТЗ-80.2/82.2 [16,17,39,40]. Кількісний аналіз підшипників різних типів тракторів зазначених марок представлено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Кількісний аналіз підшипників різних типів

Марка трактора	Тип підшипника				Разом
	Роликовий конічний	Кульковий радіальний	Кульковий радіально-упорний	Інші	
ЮМЗ-8040.2/8240.2	13	41	4	18	76
МТЗ-80.2/82.2	13	35	4	12	64
Всього	26	76	8	30	140

Аналізуючи таблицю 1.1 бачимо, що роликові конічні підшипники в різних марках тракторів складають 18,23%, кулькові радіальні підшипники складають 48,70%, кулькові радіально-упорні 6,51% та інші – 26,56% від загальної їх кількості. Оскільки основну частину складають роликові конічні та кулькові підшипники, то необхідно провести їх ґрунтовніші дослідження на предмет розробки параметричного ряду знімачів.

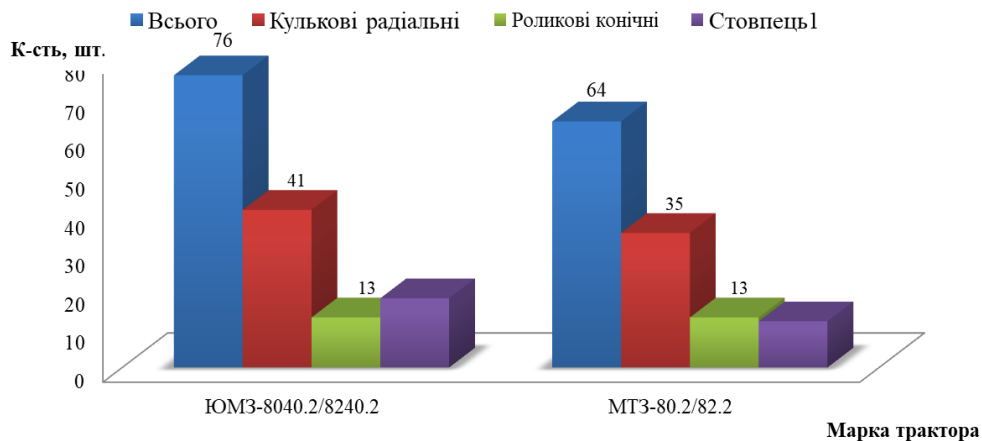


Рисунок 1.1 – Гістограма кількісної характеристики підшипників тракторів

Аналізуючи гістограму слід відзначити наступне: на тракторі ЮМЗ-8040.2 встановлено 41 кулькових радіальних та 13 роликів конічних підшипників; на тракторі МТЗ-80.2 встановлено 35 кулькових радіальних та 13 роликів конічних підшипників.

Розглянемо розмірні ряди роликів та кулькових радіальних підшипників визначивши їх геометричні параметри (табл. 1.2).

Таблиця 1.2 – Основні геометричні параметри підшипників

Марка трактора	Геометричний параметр підшипника, мм		
	Внутрішній діаметр, $d_{\min-\max}$	Зовнішній діаметр, $D_{\min-\max}$	Ширина, $B_{\min-\max}$
	Кулькові радіальні		
ЮМЗ-8040.2/8240.2	12-85	32-180	7-41
МТЗ-80.2/82.2	12-95	38-150	11-28
У всіх моделях	12-95	13-180	7-119
	Роликові конічні		
ЮМЗ-8040.2/8240.2	30-80	62-140	14-46
МТЗ-80.2/82.2	17-75	30-110	9-42,5
У всіх моделях	17-100	30-180	9-51

З таблиці 1.2 видно, що внутрішній діаметр підшипників у всіх моделях розглянутих тракторів знаходиться в межах від 12...100 мм, зовнішній діаметр знаходиться в межах 13-180 мм та ширина – 17-119 мм.

Провівши кількісний аналіз підшипників та їх геометричних параметрів можна провести їх загальну порівняльну характеристику в усіх розглянутих тракторів, яку зображаємо у вигляді гістограми (рис.1.2., 1.3.).

Кількість встановлених кулькових радіальних підшипників значно переважає кількість роликів конічних на всіх марках тракторів.

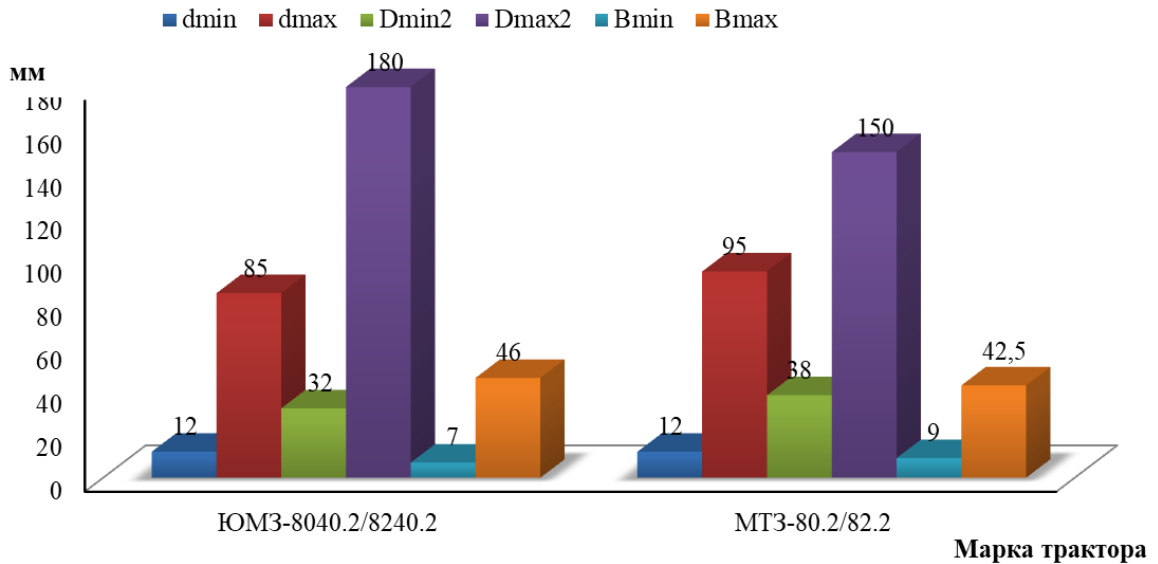


Рисунок 1.2 – Гістограма розмірних параметрів підшипників тракторів

Для більш детального порівняння складемо графік розмірних параметрів діаметрів зовнішніх кілець підшипників (рис 1.3) та графік розмірних параметрів ширини кілець підшипників тракторів (рис 1.4).

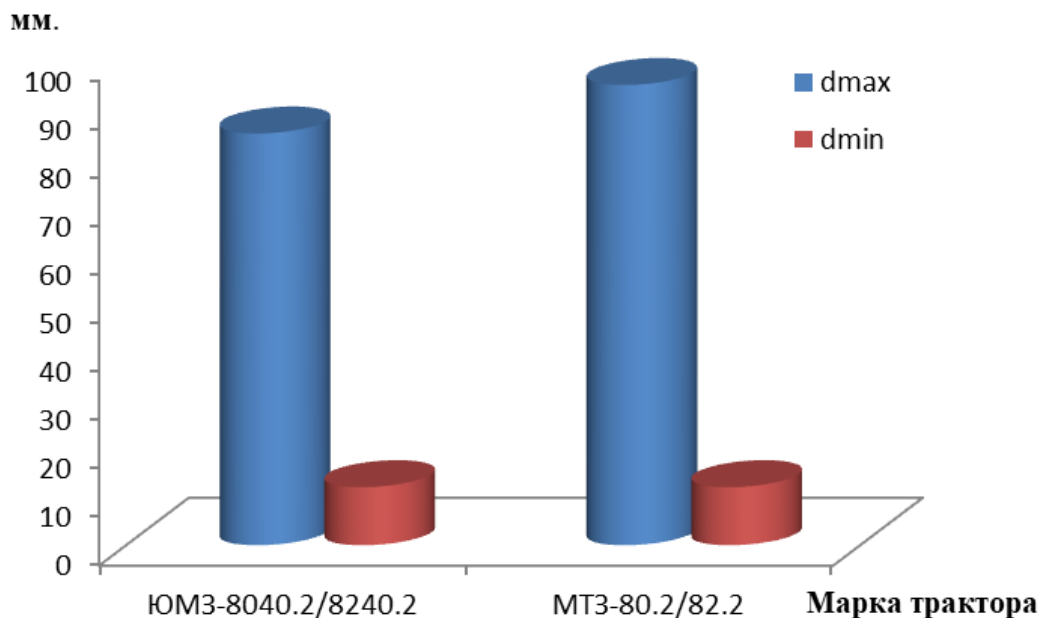


Рисунок 1.3 – Діапазон зміни геометричних параметрів підшипників тракторів за зовнішнім діаметром підшипника

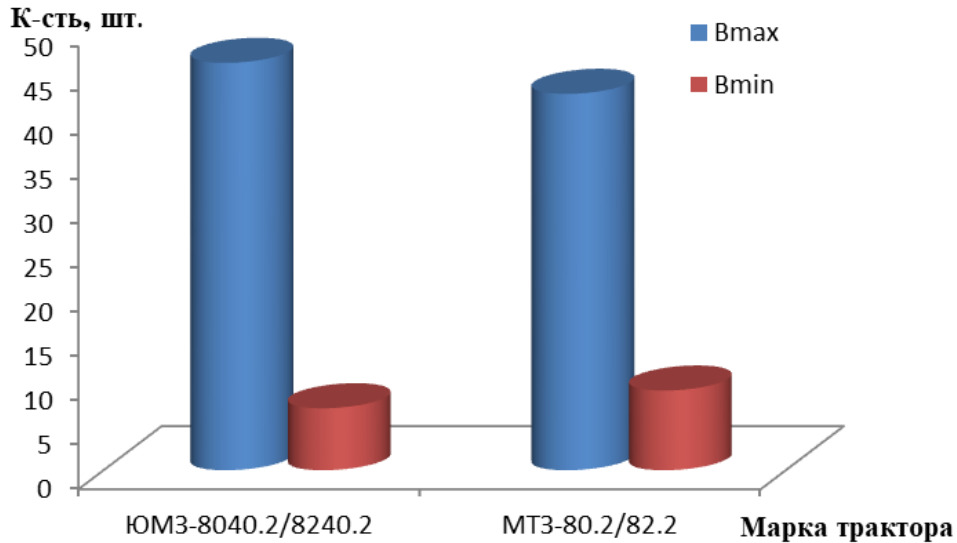


Рисунок 1.4 – Діапазон зміни геометричних параметрів підшипників тракторів за шириною підшипника

Якщо розглядати сукупність наведених моделей тракторів, то діапазон розведення захоплювачів для демонтажу підшипників з вала становить 167 мм (від 13 до 180 мм), а для демонтажу підшипників з корпусних деталей – 95 мм (від 5 до 100 мм). На сам перед розглянемо групу підшипників найпоширенішого розмірного ряду, які застосовуються на різних моделях тракторів.

1.2 Промислово освоєні пристрої для розбирання і складання підшипникових вузлів

Для розбирання пресових з'єднань розроблено широку гаму універсальних і спеціальних пристроїв [9,10,13-15,1826-29,32-3436-38,44].

В закордонному виробництві велика увага приділяється розробці спеціалізованого технологічного обладнання для станцій технічного обслуговування автомобілів, тракторів та сільськогосподарських машин. В цьому зацікавлені як фірми виробники автомобілів так і фірми, що

спеціалізуються на виробництві обладнання та інструментів для технічних сервісів різноманітної спеціалізації.

Розширення номенклатури підшипникових вузлів зумовлює до вибору діапазону налагодження оптимального параметричного ряду знімачів за параметрами діаметра підшипників і їх відстані від торця деталей та допустимих зон захоплення. Це зумовлює до вирішення проблеми підбору знімачів для заміни підшипників заданої номенклатури автотракторного парку.

Грунтовний огляд конструкції знімачів проводили з використанням патентного фонду Львівського регіонального центру науково-технічної інформації, каталогів інструменту фірми FORCE [18], електронної бази даних шведської фірми SKF [28,45] та інших джерел інформаційного забезпечення. Серед виявлених конструкцій знімачів вважаємо за доцільне звернути увагу на пристрої та знімачі, які показані у дод. Б розроблених фірмами виробниками, для демонтажу підшипників кочення з валів технічних засобів, різноманітної конструкції та конфігурації. З яких:

а) механічні знімачі серії EasyPull із пружинними самовстановлювальними захоплювачами з можливістю підключення до гідропідсилювача. Дані знімачі розраховані на зусилля відповідно 60, 80 та 120кН.

б) гідравлічні знімачі версії EasyPull серії ТММА 75Н. Запобіжні клапани встановлені в шпинделі захищають знімачі від перевантаження.

в) багатофункціональний механічний знімач з можливістю демонтажу як внутрішніх так і зовнішніх деталей. Стандартний асортимент забезпечує можливість роботи з широким діапазоном розмірів підшипників.

г) гідравлічні знімачі серії ТНМР 15,30,50 поєднують в собі високу потужність і безпечність використання. Максимальне зусилля 50 т. Система тяг забезпечує зрівноваження сил знімання та знижує можливість пошкодження деталі чи вала.

д) знімач ТМНР 10Е обладнаний гідроциліндром, який забезпечує зусилля знімання до 100 кН. Подовжувачі гідроприводу дозволяють швидко налаштувати знімач на необхідну довжину знімання.

г) знімач серії ТМВР 20Е призначений для демонтажу кулькових підшипників із глухих отворів та без повного розбирання вузла. Використання додаткових тяг дає можливість забезпечити робочу довжину до 583 мм.

Знімачі фірми FORCE наведені у дод. В:

а) знімач підшипників серії JGAD 1201 призначений для демонтажу кулькових та роликів підшипників. Сепаратор стискається завдяки рівномірному затягуванню гайок на розпирних болтах;

б) механічний знімач серії 6590206 Fз трьома лапами. Діапазон розведення лап до 300 мм;

в) механічний універсальний знімач серії 35167 JTC. Конфігурація лап дозволяє знімати підшипники з валів та отворів;

г) механічний знімач підшипників серії 666A080 F з фіксованою шириною захоплення лап.

Для того, щоб створити новий знімач необхідно розглянути конструкції існуючих знімачів. Результати пошуку даної інформації дали змогу виявити різні конструкції пристроїв і знімачів для розбирання і складання підшипникових вузлів. Огляд існуючих конструкцій знімачів наведено на рис. Г.1 – Г.7 дод. Г.

Розглянувши конструкцію розробленого на кафедрі гідравлічного знімача [10] (рис. Г.1. дод. Г) недоліком даної конструкції знімача є те, що через його габаритні розміри унеможлиблюється демонтаж підшипників малих діаметрів.

На (рис. Г.2. дод. Г) зображено конструкцію розробленого на кафедрі гідравлічного знімача для демонтажу підшипників встановлених на значній віддалі від торця вала [9]. Даний знімач призначений для демонтажу підшипників встановлених на значній віддалі від торця вала, проте в

труднодоступних місцях та під час знімання підшипників малих розмірів його використання унеможлиблюється.

На (рис. Г.3. дод. Г) зображена конструкція розробленого на кафедрі стенду для розбирання пресових з'єднань [37].

Також проведено огляд конструкції механічного знімача [26] (рис. Г.4. дод. Г). Недоліком даного знімача є відсутність елемента фіксації, таким чином під час знімання можливе зіскакування лап із захопленої деталі.

На (рис. Г.5. дод. Г) [29] зображено пристрій для демонтажу з валів підшипників переважно великого діаметру.

За допомогою даного знімача проводять демонтаж підшипників великого діаметру, проте фіксація лап виконана таким чином, що унеможлиблюється демонтаж деталей у труднодоступних місцях. До того ж через складність конструкції підвищується трудомісткість проведення демонтажу деталей.

Висновки до розділу 1

1. Геометричні параметри підшипників, що використовуються в тракторах змінюються в досить широкому діапазоні, що стверджує потребу знімачів певного параметричного ряду.

2. В даний час серійно випускається велика кількість знімачів, як спеціальних так і універсальних, які можна переналагоджувати під певний розмір підшипників.

3. Практика ремонтного виробництва стверджує, що залежно від конструктивних особливостей підшипникових вузлів, використання серійних знімачів є досить незручним, малоефективним або взагалі неможливим.

2. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПРОЦЕСІВ ДЕМОНТАЖУ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

Згідно відомих теорій розрахунку посадок підшипників з натягом[50] вихідними параметрами розрахунку приймаються такі показники:

- номінальний параметр з'єднання;
- довжина з'єднання;
- осьове навантаження на з'єднання;
- матеріал деталей;
- робоча температура.

Дані розрахунки проводяться з метою, щоб уникнути повертання кільця встановленого з натягом на валу.

В ремонтному виробництві часто трапляються випадки коли натяг є значно більший від номінального, розраховано за вище вказаними методиками. Причини можуть бути різні. До деяких можна віднести те, що в процесі роботи відбувалася деформація валів, в процесі ремонту використовувалися вали з геометричними параметрами, що створюють надмірний натяг.

Отже, в зв'язку з тим, що в ремонт надходять підшипникові вузли з різним технічним станом, то технологічні можливості знімачів повинні бути розраховані на максимально можливий натяг, тобто на максимальне зусилля для їх демонтажу. Максимально можливий натяг буде обумовлений міцністю кільця на розрив. Виходячи з цього нами запропоновано методику розрахунку критичних напружень в кільці, внаслідок натягу, що призведе до руйнування кільця.

2.1 Розрахунок на міцність траверси

У поперечному перерізі траверси, у місці її жорсткого кріплення до основи, діє поперечна сила $Q = \frac{P}{2}$ і максимальний згинальний момент

$M_2 = \frac{P}{2} x_c$. Отже, записуємо умову міцності при згині [4,5,19,21]:

$$\frac{M_2}{W} \leq [\sigma] \quad (2.1)$$

Якщо траверса круглого поперечного перерізу, то $W = 0.1d_4^3$ і тоді з виразу (2.1) визначаємо діаметр поперечного січення:

$$d_4 \geq \sqrt[3]{\frac{M_2}{0.1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{Px_c}{0.2[\sigma]}} \quad (2.2)$$

У випадку, коли траверса має прямокутний переріз розмірами $d_4 h_4$, то прийнявши $d_4 = k_4 h_4$ ($W = \frac{k_4 h_4^3}{6}$) з виразу (2.1) знаходимо:

$$h_4 = \sqrt[3]{\frac{3Px_c}{k_4[\sigma]}} \quad (2.3)$$

Після цього визначаємо

$$d_4 = \eta_4 h_4$$

а потім

$$b_3 = d_4 + \eta_3 h_3$$

2.2 Розрахунок різі гвинта

Спочатку визначаємо крок S різі гвинта. Для цього використаємо принцип можливих переміщень, згідно якому сума можливих робіт усіх сил, що діють на гвинт, на можливих переміщеннях повинна дорівнювати нулю. На гвинт діє момент M , прикладений до важеля, сила P і сила тертя у різі T . Надамо важелю можливий (малий) поворот $\delta\varphi$, при цьому підшипник піднімається на величину δh (сила P виконує роботу на цьому переміщенні) і сила тертя в різі виконує роботу на переміщенні δS_1 .

Отже, згідно принципів можливих переміщень [4,5,19,21,30]

$$M\delta\varphi - P\delta h - T_2\delta S_1 = 0, \quad (2.4)$$

де $T_2 = P \cos \psi f_2$;

f_2 – коефіцієнт тертя у різі;

ψ – кут підйому гвинтової лінії.

Усі можливі переміщення можна виразити через одне незалежне (наприклад $\delta\varphi$), а саме:

$$\delta h = \frac{\delta\varphi}{2\pi} S;$$

$$\delta S_1 = \frac{\delta\varphi d_2}{2 \cos \psi}$$

де d_2 – середній діаметр різі, мм.

Підставивши у вираз (2.53) отримаємо:

$$\delta\varphi \left(M - \frac{PS}{2\pi} - Pf_2 \frac{d_2}{2} \right) = 0 \quad (2.5)$$

Звідси знаходимо

$$M = \frac{PS}{2\pi} + Pf_2 \frac{d_2}{2} < M_{max} \quad (2.6)$$

де M_{max} – заданий робочий момент.

З виразу (2.6) одержуємо крок різі:

$$S < \frac{2\pi M_{max}}{P} - f_2 \pi d_2 \quad (2.7)$$

Умова міцності для різі гвинта на зріз визначається з виразу:

$$P \leq k_H \pi k_1 [\tau] H \quad (2.8)$$

де k_H – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по витках;

k_1 – коефіцієнт повноти різі, який залежить від виду різі і відношення d_{min}/S .

H – висота гайки, мм.

З виразу (2.8) визначаємо необхідну висоту гайки:

$$H \geq \frac{P}{k_n \pi d_{min} k_1 [\tau]} \quad (2.9)$$

Мінімальний діаметр гвинта можна знайти з умови міцності:

$$\frac{4P}{\pi d_{min}^2} \leq [\sigma]_{ст} \quad (2.10)$$

Звідси

$$d_{min} \geq \sqrt{\frac{4P}{\pi [\sigma]_{ст}}} \quad (2.11)$$

Висновки до розділу 2

1. Виходячи з умов міцності потрібно визначити геометричні параметри підшипника на підставі чого можна обґрунтувати кількість лап і геометрію лапи, яка буде контактувати з кільцем.

2. Для успішного протікання процесу демонтажу підшипників потрібно забезпечити умову надійної фіксації лап на кільці підшипника, щоб уникнути можливості зіскакування лапи. Ця вимога буде справедливою для демонтажу будь-яких інших деталей встановлених з натягом.

3. Залежно від конкретного технічного завдання геометричні параметри і механічні властивості деталей знімача можна корегувати зміною матеріалу знімача та зміцнювальною його обробкою.

3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Обладнання для визначення зусилля демонтажу

Основним завданням експериментальних досліджень було визначення зусилля демонтажу підшипників і правильність розрахунків геометричних параметрів деталей знімачів.

З цією метою було розроблено обладнання для визначення зусилля демонтажу під час розбирання і складання підшипникових вузлів, схема якого подана на рис. 3.1., а фотографія на рис. 3.2. Обладнання складається з гідропреса 1 марки ОР-14575, який дає можливість створювати зусилля, що передається штоком до 100 кН, штока 2, аналого-цифрового перетворювача 3, підсилювача 4, гідронасоса 5, персонального комп'ютера 6 та манометра 7.

Серійний шток гідропреса замінений на шток 2 оснащений тензодавачем для реєстрації зусилля демонтажу. Аналого-цифровий перетворювач (АЦП) 3 дає змогу фіксувати до 10 значень в секунду. Один АЦП дає змогу фіксувати зусилля демонтажу, а інший з'єднаний з давачем температури для проведення дослідів з нагрівом окремих деталей спряжень.

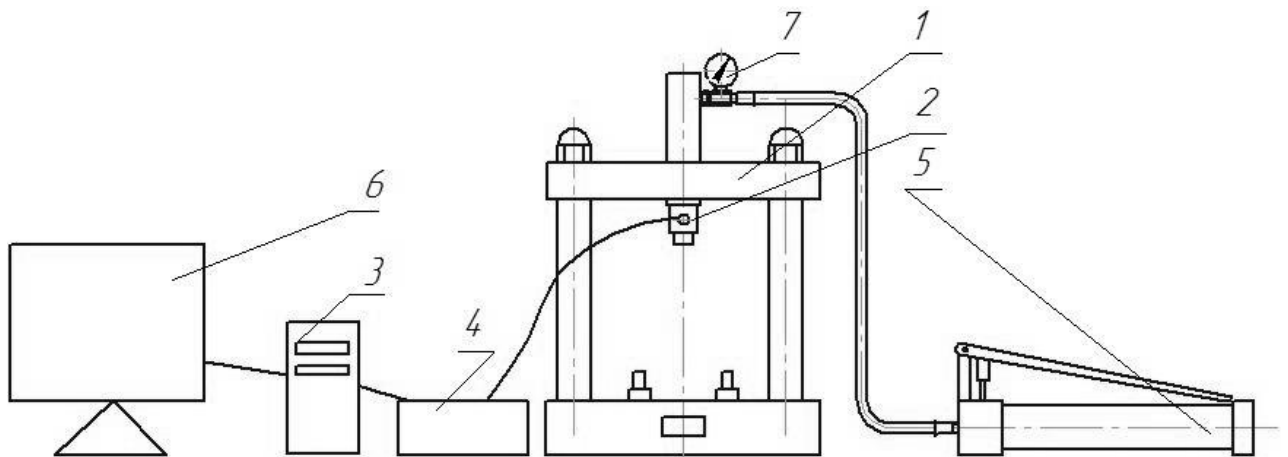


Рисунок 3.1. – Схема вимірювального обладнання для визначення зусилля демонтажу підшипників: 1 – гідропрес марки ОР- 14575; 2 – шток; 3 – аналого-цифровий перетворювач; 4 – підсилювач; 5 – гідронасос; 6 – персональний комп'ютер; 7 – манометр.

Сигнали від тензодавача підсилюються за допомогою тензопідсилювача марки ТП-001 4, який оснащений АЦП 5 марки ДТ-182 (рис.3.3), що дає змогу співставляти покази, виявляти несправність одного з приладів і проводити додаткове тарування електронної схеми за допомогою резисторів.

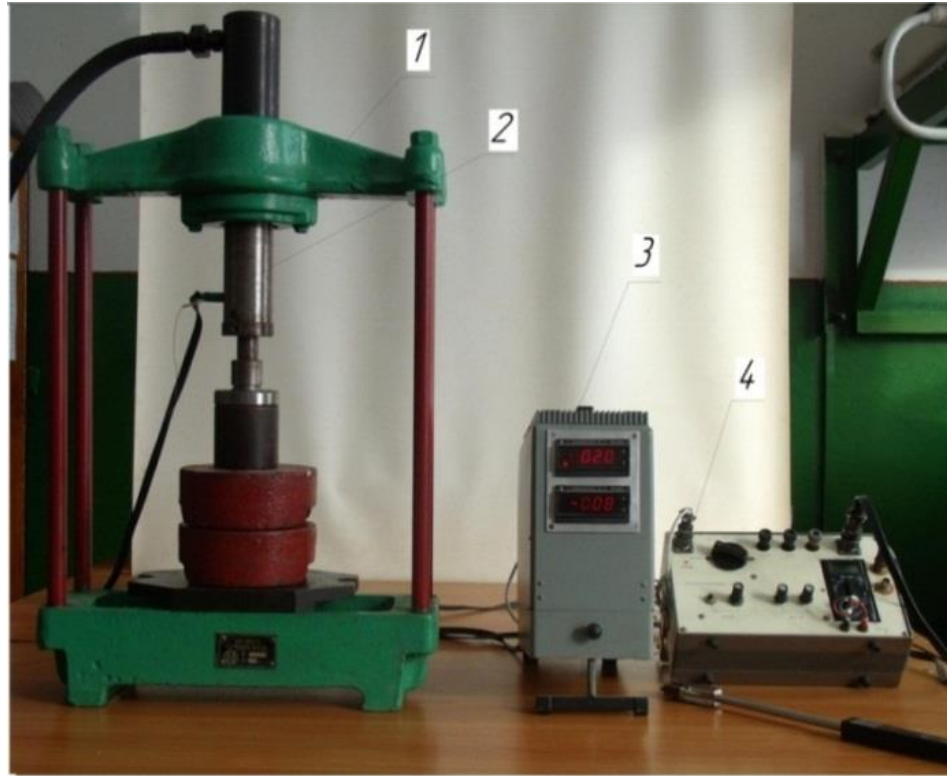


Рисунок 3.2. – Загальний вигляд обладнання для визначення зусилля під час розбирання і складання підшипникових вузлів: 1 – гідропрес; 2 – шток; 3 – аналого-цифровий перетворювач; 4 – підсилювач.

Зусилля демонтажу заміряли за допомогою давачів, які були встановлені в штоку преса. В процесі демонтажу фіксували аналоговий сигнал, який через тензометричний підсилювач подавався на комп'ютер. Аналоговий сигнал перетворювався на цифровий, який реєструвався в комп'ютері та записувався на цифровий носій. В процесі визначення зусилля демонтажу підшипників в штоку преса використовувалися три канали надходження та реєстрації даних від встановлених у ньому трьох давачів.



Рисунок 3.3. – АЦП та підсилювач цифрового сигналу: 5 – АЦП тензопідсилювача

Вимірювач зусилля демонтажу (рис. 3.4) складається з пружного штока 1, що передає зусилля демонтажу від гідропреса до вала, на який встановлений підшипник. Він виконаний зі сталі 40Х та термооброблений до твердості НВ 400. До складу вимірювача входять також тензодатчики 2 типу КФ5П1 – 20 – 100 А – 12, наклеєні ціанакрилатним клеєм на внутрішню поверхню штока у конфігурації повного моста та тензопідсилювача.

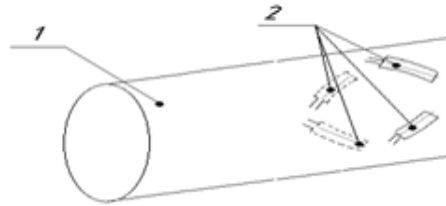


Рисунок 3.4 – Вимірювач зусилля демонтажу: 1 – шток; 2 – тензодатчики.

Сигнал з повного тензомоста екранованим кабелем подавався на вхідний роз'єм. Коло калібровки призначене для внесення відомого розбалансу в тензоміст та установки коефіцієнта підсилення. Основне підсилення сигналу забезпечує прецизійний диференціальний підсилювач на ОП140УД17А. На виході підсилювача ввімкнено коло регулювання підсилення. Каскад на першому ОП ІС 140УД20 призначений для зменшення вихідного опору приладу та заданого обмеження смуги частот. На другому ОПІС140УД20 побудовано схему утворення штучної середньої точки та регулювання зсуву "0". На вихід 1 сигнал подається через подільник 1:20, на вихід 2 та цифровий прилад - через обмежуючі резистори.

Блок живлення забезпечує стабілізоване живлення схеми напругою 7.8 В при живленні від мережі та зовнішньої напруги +/-12 В та нестабілізоване живлення від внутрішньої батареї. Час роботи від батареї близько 10 год.

Калібрування проводилося за допомогою тензопідсилювача та гідравлічного преса марки ОР-14575. На штоку створювалося мінімальне зусилля демонтажу, а на тензопідсилювачі за допомогою тарувального значення виставлялися його нульове значення.

3.2 Методика визначення зусилля монтажу та демонтажу підшипників

Для дослідження зусилля демонтажу використовували виготовлені згідно з ескізом (рис. 3.5) взірці валів діаметрами 25, 30, 35 мм (рис. 3.6) зі

сталі 40Х, а також підшипники серії діаметрів 2, серії ширин 0 – № 6205, 6206, 6207.

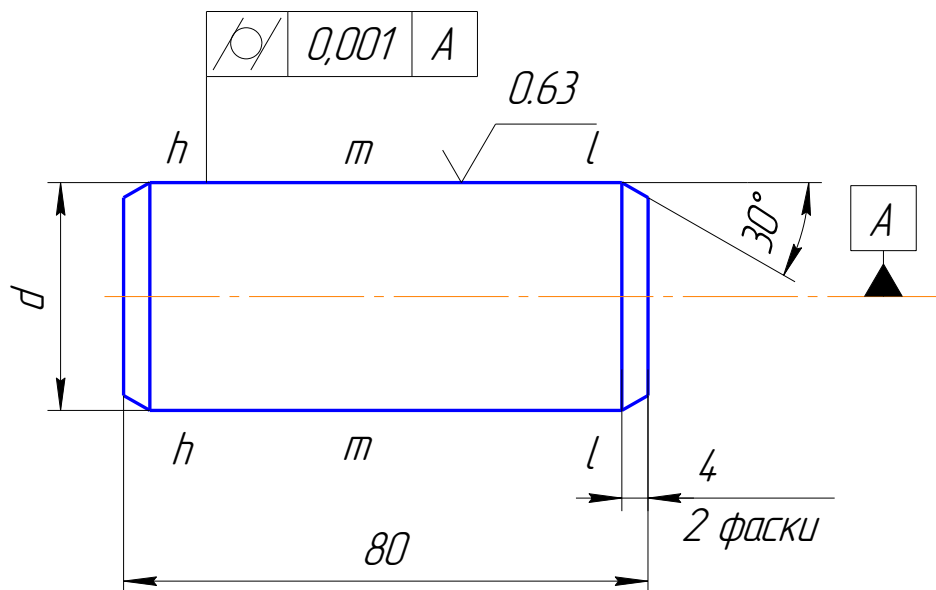


Рисунок 3.5 – Ескіз взірців для дослідження зусилля запресування та демонтажу підшипників



Рисунок 3.6 – Взірці валів для проведення дослідження зусилля монтажу та демонтажу та інструмент для визначення їхніх розмірів (фото)

Параметричний ряд валів I партії випробувань подано в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Параметричний ряд діаметрів валів I партії випробувань

Номінальний діаметр вала, мм	Верхнє відхилення параметричного ряду (крок), мм												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
25 ⁺	0,002	0,004	0,006	0,008	0,010	0,012	0,014	0,016	0,018	0,020	0,022	0,024	0,026
30 ⁺	0,002	0,004	0,006	0,008	0,010	0,012	0,014	0,016	0,018	0,020	0,022	0,024	0,026
35 ⁺	0,002	0,004	0,006	0,008	0,010	0,012	0,014	0,016	0,018	0,020	0,022	0,024	0,026

Маючи 3 параметричних ряди підшипників і 13 параметричних рядів валів, отримаємо 39 параметричних рядів натягів.

Діаметри та овальність напрямних поверхонь у верхньому ($h-h$), середньому ($m-m$) та нижньому ($l-l$) перерізах (див. рис. 3.6) вимірювали з використанням мікрометра фірми Мікротех.

Експериментальні дослідження проводились в наступному порядку. Відібрані для досліджень підшипники були пронумеровані. З числа взірців валів показаних на рис. 3.6 вибирався такий, що забезпечує номінальне значення розрахункового натягу і проводились багаторазові операції монтажу і демонтажу підшипника, з метою визначення залежності зміни зусилля від кількості виконаних операцій.

3.3. Обґрунтування конструкції знімача для демонтажу підшипників

Для проведення експериментальних досліджень, було поставлено завдання розробити модель знімача для демонтажу з валів деталей, встановлених з натягом, зокрема кулькових підшипників з вала, в якому шляхом вдосконалення конструкції знімача буде досягнуто самозатискання деталі, що дозволить покращити умови використання знімача.

Основною вимогою для операції демонтажу і монтажу пресових з'єднань є збереження деталей в початковому стані, тобто щоб уникнути їх пошкодження в процесі розбирання-збирання. Цю умову можна задовольнити, знаючи допустимі напруження [1,2,42], які можуть виникати в деталях під час операцій розбирання або збирання.

Проведені дослідження і власні наші розробки показали, що в кожному конкретному випадку може бути ефективним використання знімачів відповідного принципу дії і конструкції [23,24,31,35]. Наприклад, однією з проблем, що виникають під час розбирання пресових з'єднань є самовільне зіскакування лап з захопленої ними деталі. Для усунення цього недоліку знімачі оснащують додатковими елементами, які в свою чергу ускладнюють їх конструкцію і збільшують вагу, а також створюють певні незручності використання. Конструкція знімача представленого на рис. 3.8 дозволяє забезпечити надійну фіксацію лап на деталі без будь-яких додаткових деталей [13].

Даний знімач складається з траверси 1, на плечах якої встановлені захоплювачі 2. У різьбовому отворі траверси 1 розміщений силовий гвинт 3 з важелем 4. Силовий гвинт 3 центрується на торці вала. Притримуючи траверсу 1, обертають гвинт в потрібному напрямку, поки захоплювачі 2 не стануть по протилежним торцях деталі. Далі зводять захоплювачі 2 до повного захоплення деталі з торця (тобто до контакту лап захоплювачів з бічною поверхнею деталі). За допомогою важеля 4 обертають гвинт до

контакту лап захоплювачів з деталлю і проводять демонтаж деталі, в процесі якого лапи притискаються до бічної поверхні деталі, виключається їх розведення і зіскакування з деталі.

Модель знімача пояснюється рисунками. На рис 3.18. зображено схему сил в парі плече траверси – захоплювач, де: F_T – сила тертя; F – сила, під дією якої захоплювач рухається до осі траверси; $M_{зз}$ – згинаючий момент, який діє на плече траверси; N – нормальна реакції траверси від сили $P/2$; $P/2$ – зусилля розтягу в захоплювачі; α - кут між віссю силового гвинта і плечем траверси (наприклад, $\alpha=75^0$). На рис 3.10 зображено схему знімача для демонтажу з валів деталей, встановлених з натягом, де: 1 - траверса, 2 - захоплювачі, 3 - силовий гвинт, 4 - важіль.

Після контакту силового гвинта з торцем вала (на рис. не зображено), а захоплювачів з торцем деталі (на рис. не зображено), що знімається, в захоплювачах виникає зусилля розтягу $P/2$ (рис 3.7). Внаслідок того, що захоплювачі встановлені під кутом α , дія сили $P/2$ спричиняє виникнення сили F , направленої до осі силового гвинта, якій протидіє сила F_T , нормальної реакції траверси N та згинаючого моменту $M_{зз}$, який діє на плече траверси. Із збільшенням сили $P/2$, внаслідок обертання важеля силового гвинта, сила F переважає силу F_T , тобто захоплювач намагається переміститися до силового гвинта, внаслідок чого щільно прилягає до зовнішньої поверхні деталі, що знімається.

Запропонований знімач для демонтажу з валів деталей, встановлених з натягом, функціонує наступним чином (рис 3.8).

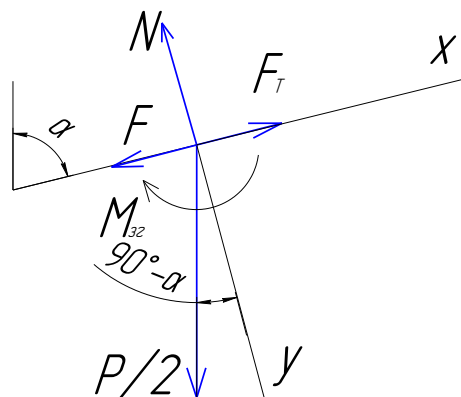


Рисунок 3.7 – Схема сил в парі плече траверси – захоплювач: F_T – сила тертя; F – сила під дією якої захоплювач рухається до осі траверси; M_{3z} – згинаючий момент, який діє на плече траверси; N – нормальна реакції траверси від сили $P/2$; $P/2$ – зусилля розтягу в захоплювачі; α – кут між віссю силового гвинта і плечем траверси ($\alpha=75^\circ$).

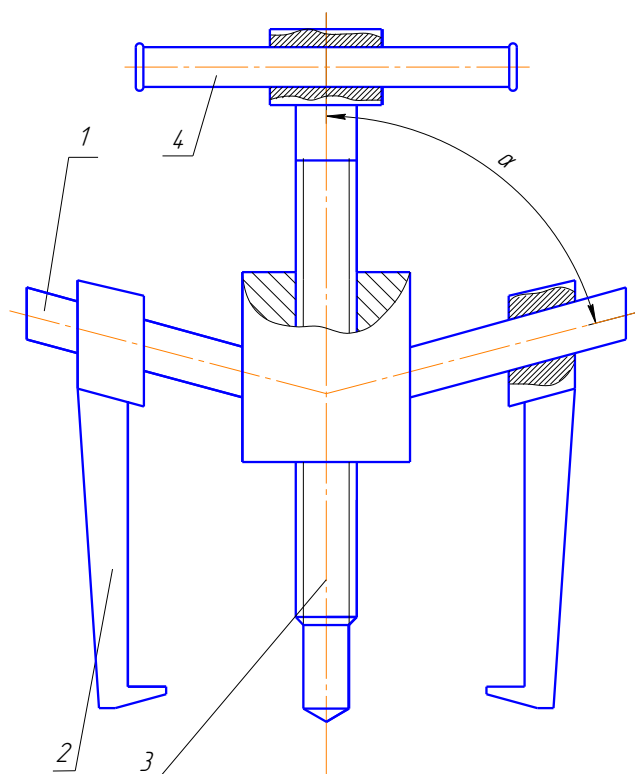


Рисунок 3.8 – Схема знімача для демонтажу з валів деталей, встановлених з натягом: 1 – траверса; 2 – захоплювач; 3 – силовий гвинт; 4 – важіль.

Силовий гвинт 3 центрується на торці вала (на рис. не зображено), притримуючи траверсу 1. Обертають гвинт в потрібному напрямку, поки захоплювачі 2 не ввійдуть в контакт з деталлю (на рис. не зображено), що знімається. Далі зводять захоплювачі 2 до контакту їх з бічною поверхнею деталі. Далі за допомогою важеля 4 обертають гвинт 3 до контакту захоплювачів 2 з торцевою поверхнею деталі і проводять демонтаж деталі, в процесі якого захоплювачі притискаються до бічної поверхні деталі і унеможливується їх розведення та зіскакування з деталі.

Запропонована модель може бути використана як ручний інструмент для демонтажу-монтажу деталей, з'єднаних з натягом.

3.4 Методика моделювання параметрів міцності конструкції знімача

Завантажуємо програму Autodesk Inventor 2020.

Натискаємо кнопку "Пректи" на панелі інструментів "Пуск", і вибираємо створений нами раніше проект з назвою "Знімач підшипників".

Відкриваємо файл деталі «Траверса». На вкладці «Середовища» вибираємо інструмент «Аналіз напружень». Створюємо нове моделювання командою «Створити моделювання» (рис. 3.9). Вказуємо вид аналізу – «Одноточковий», «Статистичний аналіз» [12,41].

Система дозволяє відображати результати розрахунку в табличній формі. Для цієї мети використовується параметрична таблиця, в якій можна задати результати розрахунку параметрів, які нас цікавлять.

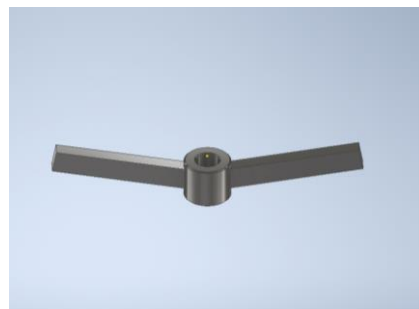


Рисунок 3.9 – Створення моделювання

Вибираємо інструмент «Параметрична таблиця». Використовуючи контекстне меню («Добавити залежність проекту»), задаємо параметри, як показано на рис.3.10.

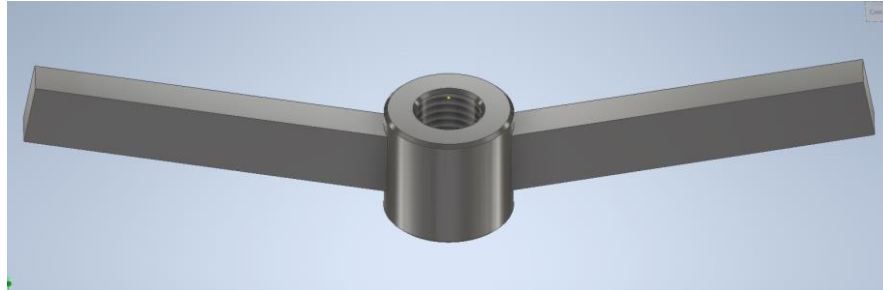


Рисунок 3.10 – Додавання параметрів розрахунку в параметричну таблицю

Перевіряємо призначення матеріалу деталі. Матеріал траверси повинен бути «Сталь». При необхідності пере визначаємо матеріал (рис. 3.11).

Відкриваємо редактор стилів клавішею Ред. стилей. Редактор стилів дозволяє переглянути і перевизначити властивості матеріалу. Задаємо властивості сталі, як показано на рис. 3.11.

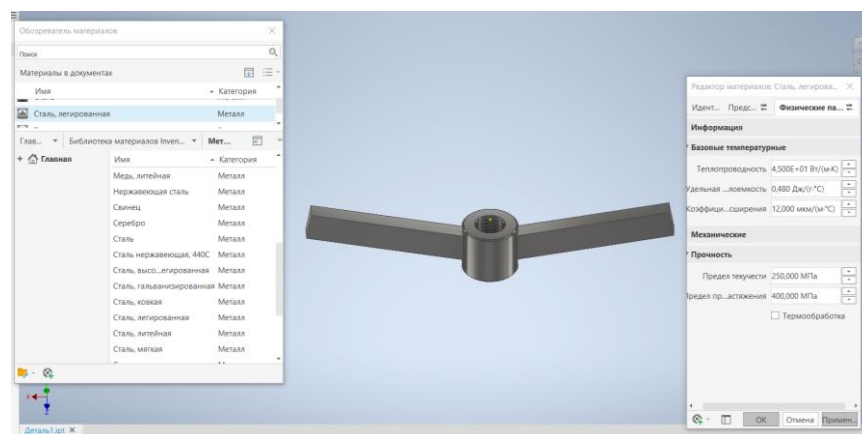



Рисунок 3.11 – Задання властивостей матеріалу

Включаємо відображення сітки кінцевих елементів командою «Вид сітки» на панелі інструментів «Підготовка».

Використовуючи панель інструментів "Залежності", задаємо граничні умови.

Траверса кріпиться на гвинті поверхнею центрального циліндричного отвору. Тому для задання умов опирання траверси можна скористатися залежністю для циліндричних опор.

Вибираємо залежність «Контакт» , фіксуємо осьовий і дотичний напрямки для циліндричної поверхні центрального отвору траверси (рис. 3.12). Тим самим деталь фіксується в просторі від можливих переміщень під дією зовнішніх навантажень. Радіальний напрямки можна не фіксувати, що відповідає реальній картині деформації деталі.

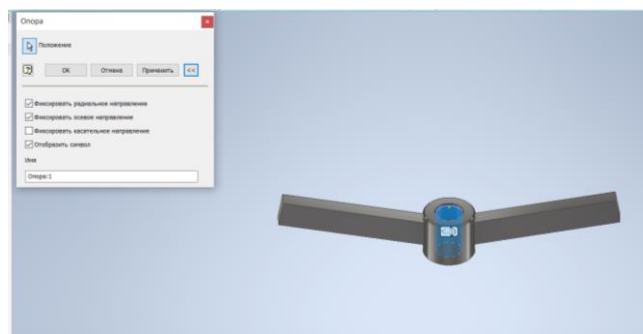


Рисунок 3.12. Задання умов опирання траверси

Задаємо зовнішнє навантаження зі сторони захоплювачів. Сила передається з кожного захоплювача через плече траверси. Припускаємо, що сили рівні і діють в напрямку паралельному осі центрального отвору (рис. 3.13). Вибираємо місця в плечах траверси для розміщення сил, задаємо напрямки дії сил вздовж осі центрального отвору і значення сил 1500 Н.

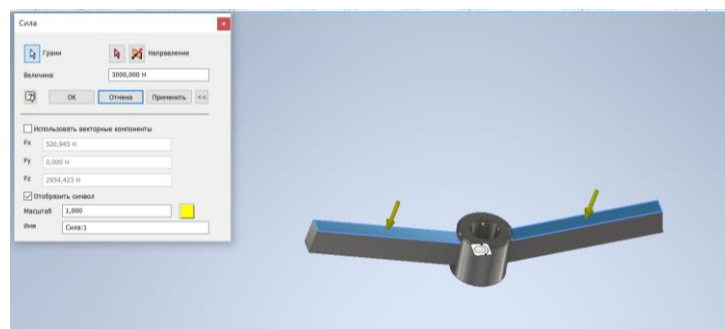


Рисунок 3.13 – Задання навантажень

За допомогою команди «Вид сітки» відображаємо сітку КЕ. Налаштовуємо параметри сітки, як показано на рис. 3.14.

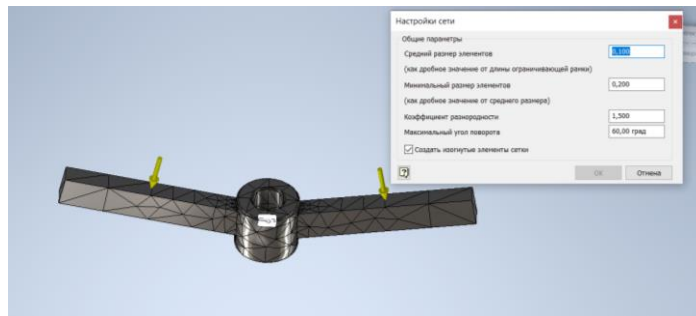


Рисунок 3.14 – Налаштування параметрів сітки

Командою «Моделювання» на панелі «Розрахунок» запускаємо розрахунок деталі (натискаємо кнопку «Вітка») (рис. 3.15).

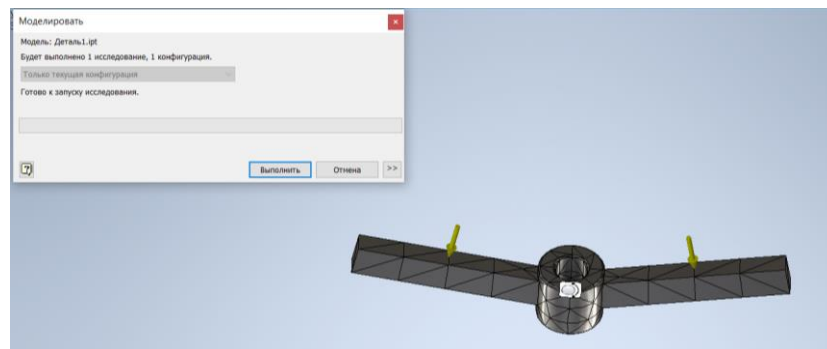


Рисунок 3.15 – Розрахунок траверси

Проводимо аналіз розрахунку.

Задаємо в браузері вивід результатів у вигляді напружень по Мізесу. Натискаємо кнопку «Показати максимальне значення» на панелі інструментів «Відображення» (рис. 3.16). На екрані з'явиться датчик, який показує місце виникнення максимальних напружень в деталі і який відображає величину цих напружень.

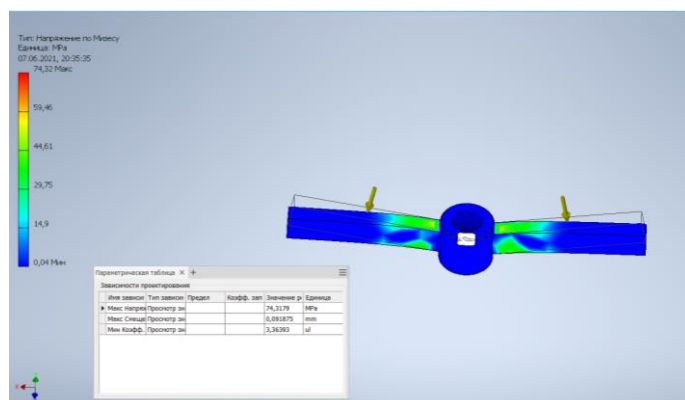


Рисунок 3.16 – Результати розрахунку траверси

На рис. 3.16 бачимо, що максимальне еквівалентне напруження по Мізесу складає 74,3 МПа, максимальне зміщення вузлів – 0,092 мм, коефіцієнт запасу міцності перевищує 3.

Так як в результаті розрахунків отриманий мінімальний коефіцієнт запасу 3,36, то це означає, що умова міцності траверси виконується.

Проведемо уточнений розрахунок траверси.

В зонах примикання плечей траверси до її циліндричної частини виникає концентрація напружень. Рекомендується в таких зонах створювати більш густу сітку КЕ.

Задаємо параметри сходження розрахунків, як показано на рис. 3.17. Розрахунки будуть виконуватися в декілька етапів, на кожному етапі буде уточнюватися сітка кінцевих елементів і розраховуватися напруження по Мізесу. Етапи будуть виконуватися до тих пір, доки різниця між результатами розрахунків не зменшиться до 3%. Перерозраховуватися будуть тільки $(1-0,75)*100 = 25\%$ КЕ з найбільшими напруженнями.

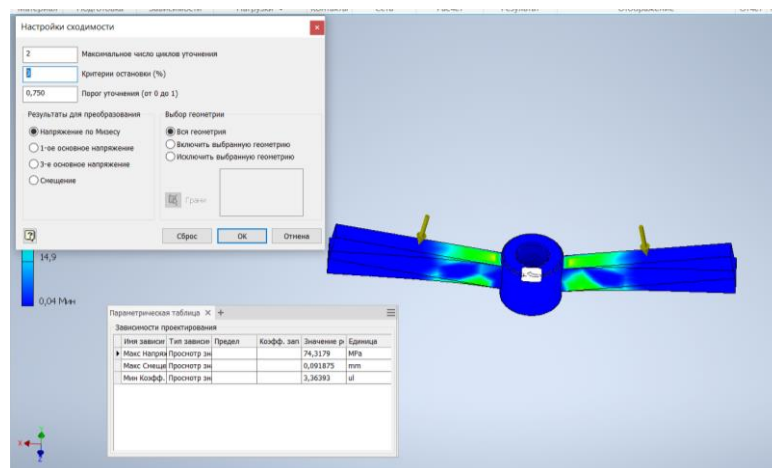


Рисунок 3.17 – Налаштування сходження для уточненого розрахунку

Запускаємо розрахунок на міцність командою «Моделювання».

Результати повторного розрахунку показані на рис. 3.18. Бачимо, що в процесі уточненого розрахунку в зонах концентрації напружень була

побудована більш густа сітка KE. Нові уточнені розрахункові максимальні напруження збільшилися і складають 150,1 МПа.

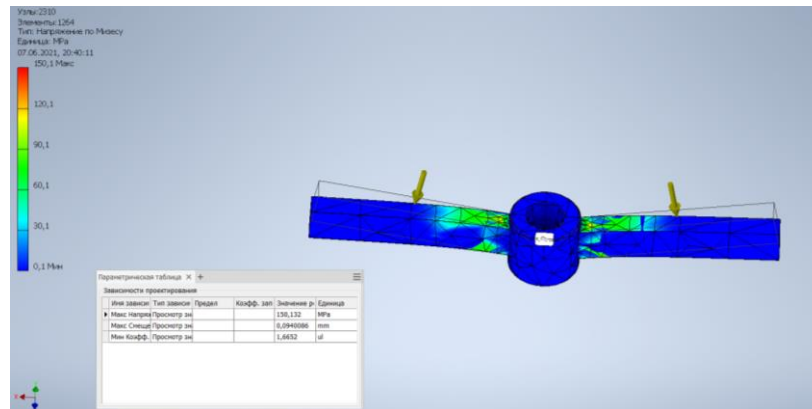


Рисунок 3.18 – Результати уточненого розрахунку

Аналогічно розраховуємо на міцність деталь - захоплювач знімача.

Задаємо зовнішнє навантаження таке ж, як і для траверси. Визначаємо мінімальний коефіцієнт запасу міцності та робимо висновок про працездатність захоплювача. При необхідності підбираємо розміри, що забезпечують умову міцності деталі.

Розраховуємо на міцність зборку - знімач підшипників.

Відкриваємо зборку – знімач підшипника.

Запускаємо аналіз напружень.

Створюємо нове моделювання. В якості типу контакту між деталями за замовчуванням вказуємо "Поділ". Це потрібно надалі при формуванні контактів між деталями.

Перевіряємо правильність призначення матеріалів для деталей знімача.

З метою спрощення і прискорення розрахунків зборки рекомендується виключати з моделювання несуттєві деталі. У Знімачі такими деталями можуть бути гайки і шайби. У знімачі є два захоплювачі, що працюють синхронно і сприймають одні й ті ж навантаження, тому один захоплювач з

двох можна виключити з моделювання. Гвинт на першому етапі розрахунку зборки також може бути виключений з розрахунків.

Використовуючи контекстне меню в браузері, виключаємо з моделювання гвинт, один з двох захоплювачів (рис. 3.19).

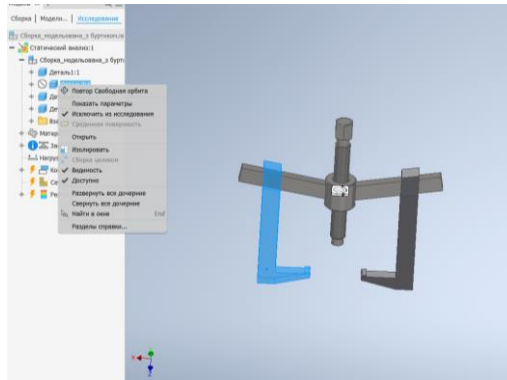


Рисунок 3.19 – Виключення з моделювання окремих деталей і зборок

Задаємо умови обпирання конструкції. Зафіксуємо всі три напрямки для циліндричної поверхні центрального отвору траверси (рис. 3.20).

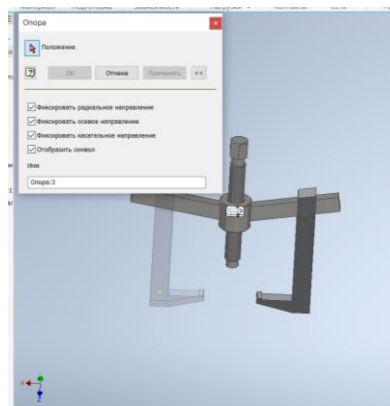


Рисунок 3.20 – Задання умов обпирання

Задайте зовнішнє навантаження. Зусилля з боку підшипника діє на лапу захоплювача в напрямку осі гвинта (рис. 3.21).

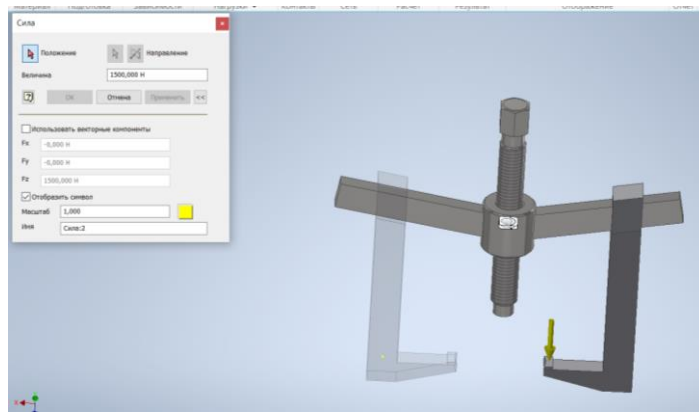



Рисунок 3.21 – Задання зовнішнього навантаження

Задамо вид контактів між деталями в зборці.

Всі контакти відобразяться в браузері (рис. 3.22). Значна частина контактів є зайвою, її слід подавити, використовуючи контекстне меню. Так між траверсою і захоплювачем створено безліч контактів, які пов'язують їх плоскі грані, а також поверхні сполучень (заокруглень ребер) деталей. Ці контакти при роботі знімача не є істотними, при наявності зазору вони можуть не виникати, тому їх можна придушити.



Рисунок 3.22 – Створення нового контакту

Перевіримо наявність контакту між траверсою і захопленням. Між цими деталями повинен бути контакт виду "Ковзання без поділу". Створимо його за допомогою інструменту  Вручну на панелі інструментів "Контакти" (рис. 3.22).

Перевіримо налаштування сітки. Відзначимо параметр "Створити вигнуті елементи сітки". Відкриємо сітку KE.

Проведемо розрахунок на міцність. Результати розрахунку представлені на рис. 3.23.

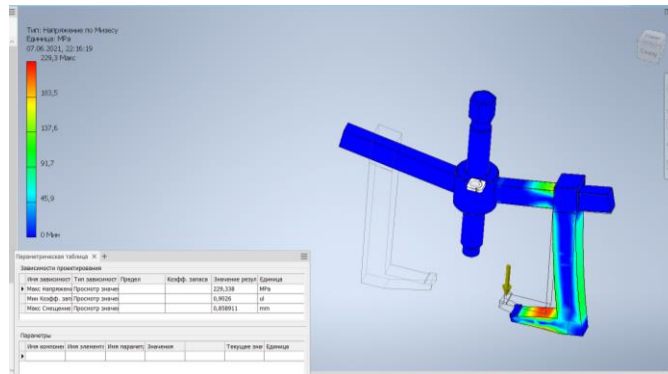


Рисунок 3.23 – Результати розрахунку знімача в зборі

Висновки до розділу 3

1. Використання взірців з діаметром від 25,0 до 25,026 з кроком 0,002 мм показало, що зусилля запресування змінюється в межах від 1,8кН до 2,1кН за прямою залежністю.
2. Виготовлене обладнання дало можливість фіксувати зміну зусилля демонтажу підшипників.
3. Експериментально встановлено, що при повторенні операцій демонтажу, зміна зусилля для одного взірця не перевищувало 5%.
4. Дослідженнями встановлено, що допустимий натяг в значній мірі залежить від механічних властивостей матеріалу, тобто від виробника підшипників. В залежності від цього допустимий натяг лежить в межах від 24,98 мм до 25,03 для підшипників №6205.
5. Експериментальне моделювання вказало, що вага знімача на підставі його моделювання в системі Autodesk Inventor може бути зменшена в 20% за рахунок раціонального розподілу матеріалу по об'єму деталей.
6. Перевірка вказала, що тривалість операцій в середньому зменшується на 12%, що вказує на збільшення продуктивності праці.

4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Результати обґрунтування часу виконання операції демонтажу підшипників різними знімачами

З метою визначення показників ефективності запропонованого обладнання нами проводились дослідження процесу розбирання різних підшипникових вузлів з підшипниками № 6203А та № 6206. Один з прикладів демонтажу даних підшипників з вала водяної помпи двигуна Д-65 де вони є обидва.

Також демонтувалися вказані підшипники з інших однакових вузлів з використанням знімачів п'яти конструкцій, показаних на рис. 4.1.

В результаті досліджень встановлено, що використання розробленого нами знімача, показало мінімальний час демонтажу та відсутність випадків зіскакування лап із захопленого кільця. Розроблений нами знімач показав найменший час знімання, а також його лапи жодного разу не зіскачили з захопленого кільця підшипника.

Отримані на підставі виробничих випробувань дані опрацьовано за відомими методами математичної статистики [8,25]. У результаті цього обґрунтовано такі розподіли: 1) часу знімання різними знімачами підшипника № 6203А (t_{6203A}); 2) часу знімання різними знімачами підшипника № 6306 (t_{6306}).

Керуючись вимогами ДСТУ щодо перевірки відповідності між емпіричним і теоретичним розподілами, на підставі критерію χ^2 -Пірсона обґрунтовано, що емпіричний розподіл ($t_{6203A-1}$) узгоджується з трипараметричним законом Вейбулла.

Зокрема, встановлено диференціальну функцію розподілу ($t_{6203A-1}$) (рис. 4.2):

$$f(t_{6203A-1}) = 0,182 \left(\frac{t_{6203A-1} - 17}{6,59} \right)^{0,203} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t_{6203A-1} - 17}{6,59} \right)^{1,203} \right]. \quad (4.1)$$



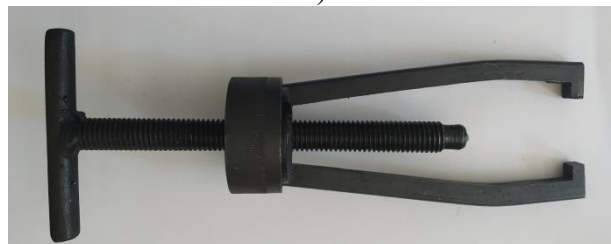
а)



б)



в)



г)



д)

Рисунок 4.1 – Знімачі різної конструкції: а) знімач з траверсою – 1; б) універсальний знімач без фіксації підвищеної міцності – 2; в) знімач без фіксації – 3; г) знімач з само фіксуючою втулкою – 4; д) знімач, розробленої нами конструкції – 5.

Головні статистичні характеристики розподілу $t_{6203A-1}$ такі: математичне сподівання $-M[t_{6203A-1}] = 23,210$ с.; коефіцієнт варіації –

$\nu[t_{6203A-1}] = 0,843$. Довірчий інтервал t_{203A-1} становить 13...17 с. Інші статистичні характеристики наведено в табл. Г.1 (дод. Г).

Опрацювання результатів виробничих випробувань щодо встановлення часу (t_{6306-1}) демонтажу підшипника знімачем – 1, дало змогу на підставі методів математичної статистики та критерію χ^2 -Пірсона обґрунтувати моделі їх ризику (рис. 4.3). Диференціальна функція цього розподілу така:

$$f(t_{6306-1}) = 0,148 \left(\frac{t_{6306-1} - 18}{11,396} \right)^{0,69} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t_{6306-1} - 18}{11,396} \right)^{1,69} \right]. \quad (4.2)$$

Головні статистичні характеристики розподілу t_{6306-1} : $M[t_{6306-1}] = 28,170$ с; $\nu[t_{6306-1}] = 0,604$. Довірчий інтервал (t_{6306-1}) лежить у межах 17...20 с. Інші статистичні характеристики наведено в дод. Г (табл. Г.2).

Обґрунтування розподілу показників (t_{6203A}) і (t_{6306}) здійснено для п'яти знімачів. Диференціальні функції розподілів наведено в табл. 4.1 і на рис. 4.4.

Інші статистичні характеристики цих розподілів наведено в дод. Р (табл. Г.3 – Г.10).

Таким чином, обґрунтовані тривалості демонтажу підшипників дають змогу здійснити об'єктивне відображення затраченого часу на демонтаж підшипника.

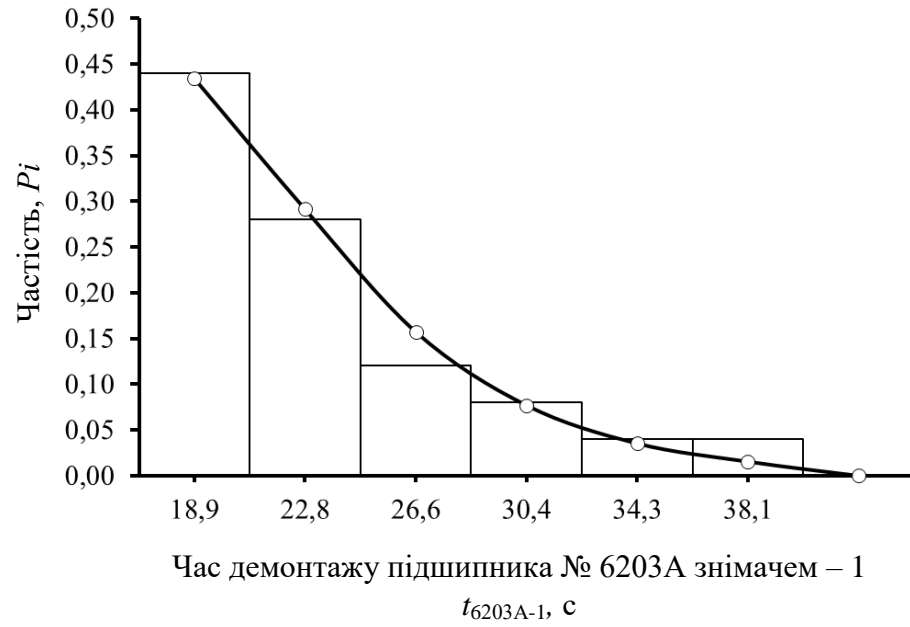


Рис. 4.2 – Гістограма та теоретична крива розподілу часу ($t_{6203A-1}$) демонтажу підшипника (Вейбулла).

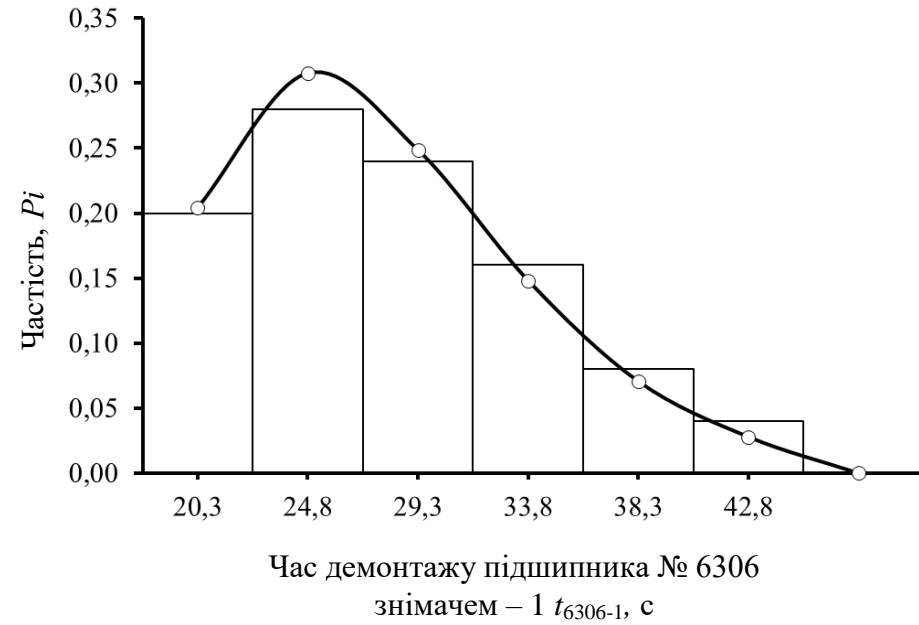


Рис. 4.3 – Гістограма та теоретична крива розподілу часу (t_{6306-1}) демонтажу підшипника (Вейбулла).

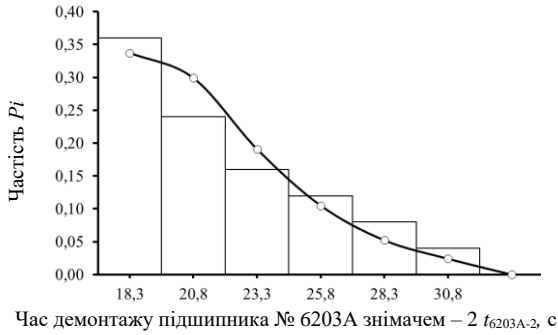
Використання розробленого знімача дає змогу в результаті багаторазової його реалізації отримати скінченну множину інтегрованих функціональних показників часу і на цій підставі кількісно оцінити затрати часу на демонтаж підшипників

Отже, на підставі проведених досліджень підтверджено, що час виконання операцій з використанням запропонованого знімача є найменшим і при цьому відсутнє зіскакування лап.

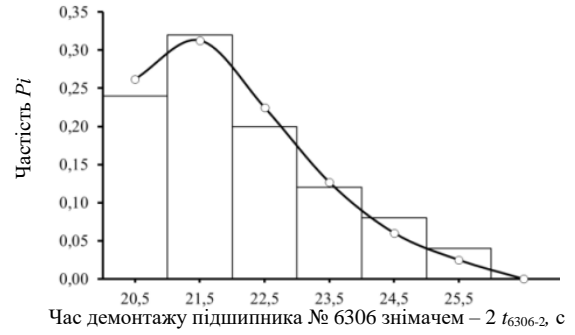
Таблиця 4.1 – Диференціальні функції розподілу та оцінки статистичних характеристик часу демонтажу підшипників

Знімач	№ підшипника	Диференціальна функція розподілу	Оцінки статистичних характеристик	
			$\bar{M}[t], c$	$\bar{V}[t]$
1	2	3	4	5
1	6203A	$f(t_{6203A-1}) = 0,182 \left(\frac{t_{6203A-1} - 17}{6,59} \right)^{0,203} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t_{6203A-1} - 17}{6,59} \right)^{1,203} \right];$	23,210	0,843
	6306	$f(t_{6306-1}) = 0,148 \left(\frac{t_{6306-1} - 18}{11,396} \right)^{0,69} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t_{6306-1} - 18}{11,396} \right)^{1,69} \right];$	28,170	0,604
2	6203A	$f(t_{6203A-2}) = 0,253 \left(\frac{t_{6203A-2} - 17}{5,276} \right)^{0,334} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t_{6203A-2} - 17}{5,276} \right)^{1,334} \right];$	21,850	0,759
	6306	$f(t_{6306-2}) = 0,658 \left(\frac{t_{6306-2} - 20}{2,334} \right)^{0,537} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t_{6306-2} - 20}{2,334} \right)^{1,537} \right];$	22,100	0,660
3	6203A	$f(t_{6203A-3}) = 0,276 \left(\frac{t_{6203A-3} - 17}{4,424} \right)^{0,223} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t_{6203A-3} - 17}{4,424} \right)^{1,223} \right];$	21,150	0,829

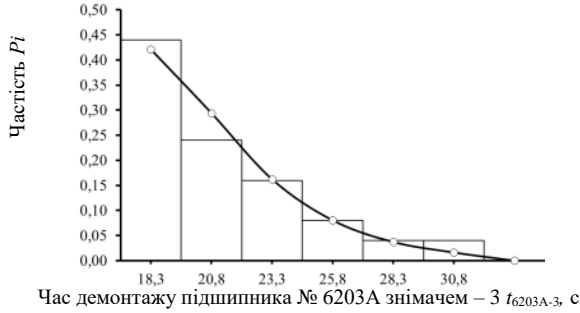
1	2	3	4	5
	6306	$f(t_{6306-3}) = 0,182 \left(\frac{t_{6306-3} - 16}{9,286} \right)^{0,69} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t_{6306-3} - 16}{9,286} \right)^{1,69} \right];$	24,287	0,604
4	6203A	$f(t_{6203A-4}) = 0,304 \left(\frac{t_{6203A-4} - 17}{5,057} \right)^{0,537} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t_{6203A-4} - 17}{5,057} \right)^{1,537} \right];$	21,550	0,660
	6306	$f(t_{6306-4}) = 0,286 \left(\frac{t_{6306-4} - 18}{5,909} \right)^{0,69} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t_{6306-4} - 18}{5,909} \right)^{1,69} \right];$	23,273	0,604
5	6203A	$f(t_{6203A-5}) = 0,452 \cdot \exp \left[- \frac{(t_{6203A-5} - 15,28)^2}{1,559} \right];$	15,280	0,387
	6306	$f(t_{6306-5}) = 0,59 \cdot \exp \left[- \frac{(t_{6306-5} - 18,51)^2}{0,925} \right];$	18,510	0,450



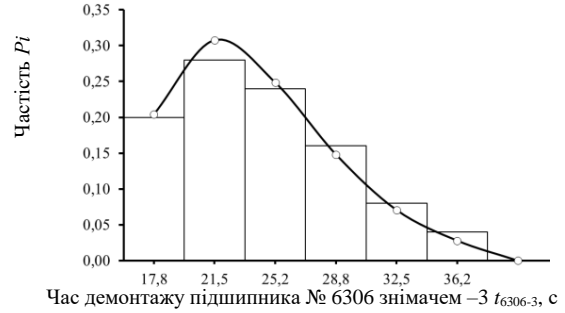
1



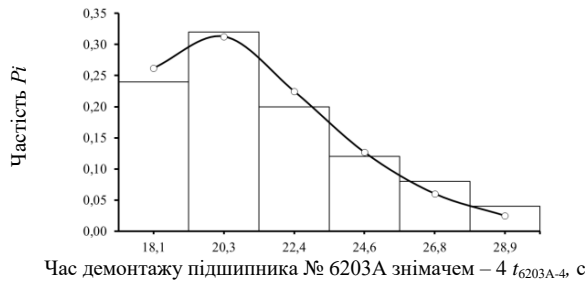
2



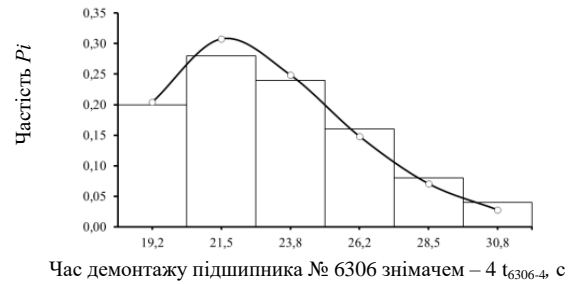
3



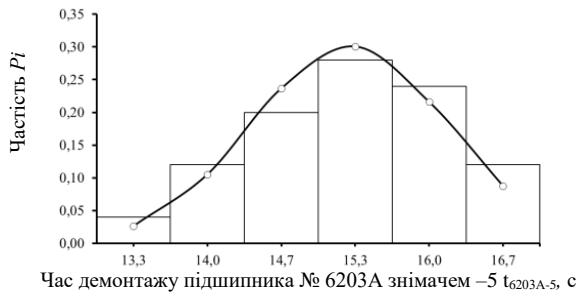
4



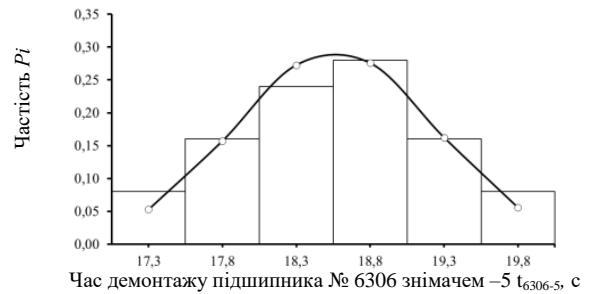
5



6



7



8

Рисунок 4.4 – Гістограми та теоретичні криві розподілу часу демонтажу підшипників № 6203А та № 6306: 1–6 – Вейбулла; 7, 8 – Нормальний.

4.2 Результати моделювання параметрів деталей знімача виходячи з теорії міцності

Моделювання геометричних параметрів знімача проводили з використанням програми *Autodesk Inventor*. Ця програма передбачає моделювання зміни геометрії деталей знімача від величини прикладання зусилля в різних його точках. На рис 4.5 – 4.11 показано, як змінюються напруження і деформація деталей від прикладання зусилля до лап знімача. Результати досліджень показані кольоровою гамою, яка вказує зміну напружень і деформацію деталей знімача.

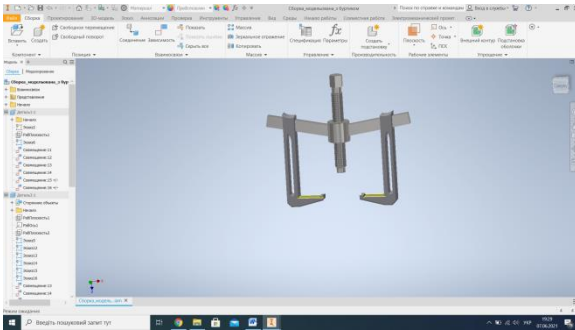


Рисунок 4.5 – Ескіз розробленого знімача

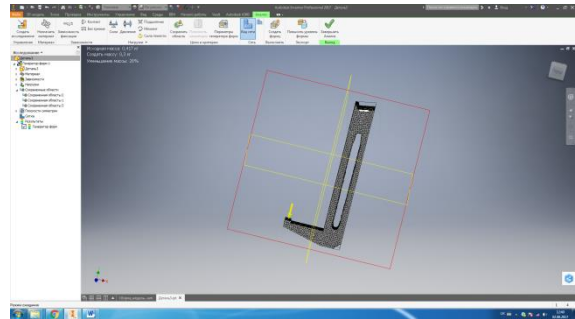


Рисунок 4.6 – Ескіз нового захоплювача знімача

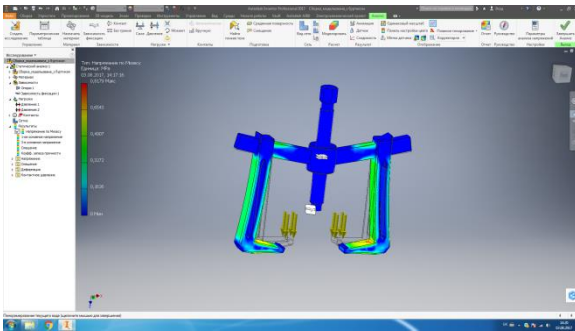


Рисунок 4.7 – Розподіл напружень по Мізесу

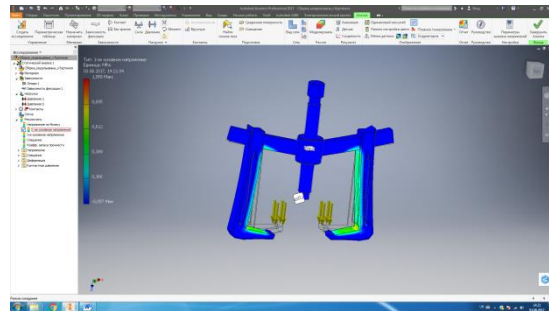


Рисунок 4.8 – Перше основне напруження

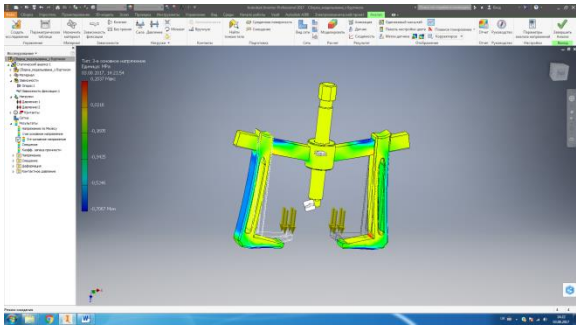


Рисунок 4.9 – Третє основне напруження

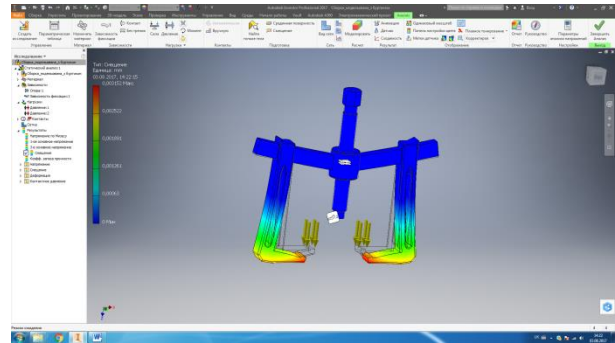


Рисунок 4.10 – Зміщення

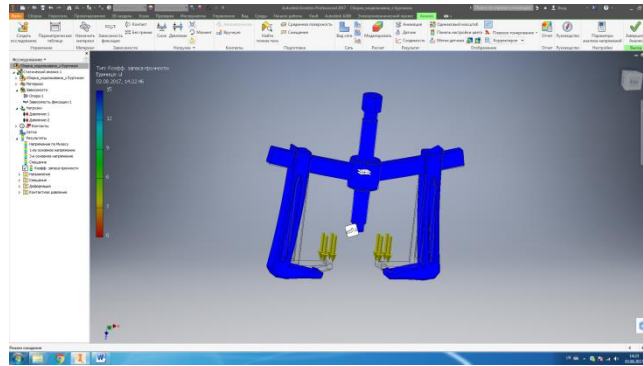


Рисунок 4.11 – Коефіцієнт запасу міцності

Також із рисунків 4.5 – 4.11 бачимо, що під час повторного моделювання знімача він витримує ті ж навантаження, причому його маса зменшилася на 7,8 %.

Висновки до розділу 4

На підставі проведених експериментальних досліджень можна стверджувати, що в загальноприйнятих теоріях розрахунку спряжень з натягом не враховані механічні властивості матеріалів деталей від яких залежить ступінь деформування вала, на який монтується підшипник, а саме з якого матеріалу виготовлений вал та яка його механічна обробка. Очевидно, що вказане є причиною різниці між теоретично розрахованим зусиллям і експериментальними дослідженнями. Тому при конструюванні підшипникових вузлів доцільно експериментально досліджувати процес монтажу підшипника на вал і встановити, як змінюються геометричні параметри вала і підшипника.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1. Положення охорони праці на ремонтних підприємствах

Трудовий процес вивчає охорона праці з позиції забезпечення здоров'я та життя працівників. Основні правила державної політики в галузі охорони праці ґрунтуються на забезпеченні координації діяльності держорганів, держустанов, організацій та громадських об'єднань. Вони вирішують різні проблеми з охорони праці, гігієни та безпеки праці, а також співпраці і проведення консультацій між власниками та працівниками, між усіма групами населення під час прийняття рішень з охорони праці на місцевому та державному рівнях [51].

Основними вимогами безпеки, що ставляться до конструкції обладнання та механізмів на ремонтних підприємствах є безпека для життя та здоров'я людей, надійність та зручність використання [3,7,11].

Безпека виробничого оснащення забезпечується:

- вибором безпечних принципів дії, елементів конструкції, конструктивних схем;
- використанням засобів механізації, автоматизації та дистанційного управління;
- використанням у конструкції засобів для захисту працівників;
- дотриманням ергономічних правил;
- включенням вимог безпеки праці в технічну документацію з технічного обслуговування та ремонту, монтажу, експлуатації, транспортування та зберігання устаткування;
- використанням у конструкціях обладнання відповідних матеріалів.

Інструменти, машини, апарати, та інше обладнання, яке застосовується на підприємствах по ремонту устаткування, різні за конструкцією, принципом дії, типом і розмірами. Але існують певні загальні вимоги, дотримання яких

дозволяє забезпечити безпеку його використання (ДСТ 12.3.003-74 «ССБТ. Обладнання виробниче. Загальні вимоги безпеки».)

Вимоги до основних елементів конструкцій:

1. Матеріали, які застосовуються в конструкції обладнання, не повинні бути шкідливими і небезпечними.
2. Інструменти та обладнання повинні бути облаштовані необхідними технічними засобами безпеки.
3. Рухомі частини обладнання, що становлять небезпеку, повинні бути огорожені чи устатковані засобами захисту. Винятком є елементи огороження, котрих не допускається їхнім функціональним призначенням. У цьому випадку варто передбачати спеціальні заходи захисту.
4. Обладнання не повинно бути джерелом виділення в робочу зону виробничих приміщень шкідливих речовин вище гранично допустимих рівнів (концентрацій), великих кількостей теплоти і вологи.
5. Конструкція оснащення повинна забезпечувати виключення або зниження до регламентованих значень рівнів ультразвуку, шуму, інфразвуку та вібрацій.
6. Частини устаткування, з якими може контактувати людина, не повинні мати гострих країв, кутів, нерівних, легкозаймистих поверхонь.
7. Вхідні в конструкцію обладнання робочі місця та їх елементи повинні забезпечувати зручність і безпеку роботи. За необхідності пересування працівника під час обслуговування обладнання, воно має бути обладнане безпечними проходами, сходами, майданчиками, переходами, поручнями та ін.
8. Конструкція устаткування повинна забезпечувати захист людини від ураження електричним струмом;

Органи керування обладнанням повинні відповідати таким основним вимогам:

- мати форму, розміри і поверхню, зручні і безпечні для роботи;

- бути розташованими в робочій зоні;
- розміщуватися з урахуванням необхідних для їхнього переміщення зусиль, що не перевищують встановлених стандартами. Відповідати послідовності та частоті використання;
- виключати можливість мимовільного і самовільного вмикання і вимикання обладнання.

Окрім вище сказаного слід зазначити, що робота в майстернях по ремонту є вельми небезпечною. Часто інструмент, який здався повністю справним, не витримує більшого навантаження та руйнується піддаючи руки робітника травмуванню.

5.2. Моделювання процесів виникнення аварій і травм

Для моделювання виникнення аварій і травм при роботі із установкою для дослідження процесу розбирання і складання підшипникових вузлів застосуємо метод логічного моделювання процесів формування виникнення небезпечних ситуацій та їх наслідків.

Побудуємо логіко-імітаційну модель травм при роботі із установкою для дослідження процесу розбирання і складання підшипникових вузлів (рисунок 5.1).

Під час роботи із установкою для дослідження процесу розбирання і складання підшипникових вузлів найнебезпечнішим явищем є ураження електричним струмом. Приймаючи подію «ураження» як головну і зв'язуючи цю подію шляхом логічного аналізу з наступною подією, що обумовлює її виникнення за допомогою логічних операторів "І", "АБО" та інших, приходимо до кінцевих подій, з яких і починає формуватися головна подія: «ураження». За своєю формою така модель нагадує крону дерева, тому вона і одержала назву «дерево відмов і помилок». Кінцеві події називають базовими.

Як правило, побудова моделі починається з головної події - ураження електричним струмом, а наступні розміщують зверху вниз, аж до базових подій (рис. 5.1.). Кожен блок рисунка позначений відповідним номером, що означає подію (у загальному вигляді) або окремий етап побудови моделі:

- відмова (травма) системи - головна подія;
- послідовність подій, що призводять до відмови системи;
- послідовність подій зображується за допомогою логічних операторів "І", "АБО" та інших;
- прямокутник - подія, що виникає як результат дії символа-оператора;
- базові події зображають у вигляді кружечків із написами в середині, вони є межею аналізу побудованої моделі ("дерева помилок");
- ромб - нерозкрита подія (подія, яка вимагає проведення відповідних досліджень).

Головною подією є ураження електричним струмом під номером 13, вона виникає внаслідок події номер 11 - пробивання на корпус і внаслідок нерозкритої події номер 12 - до установки в цей момент торкався робітник. Подія 11 пробивання на корпус установки виникає через подію номер 7 - пошкоджена ізоляція, або подію номер 10 - неправильне під'єднання установки до мережі. Подія номер 7 - пошкоджена ізоляція виникає внаслідок події номер 3 - перегрів дроту, або події номер 6 - механічне пошкодження. Подія номер 10 - неправильне під'єднання до мережі виникає внаслідок базової події номер 8 - стан контролю, або базової події номер 9 - професійний рівень робітників. Подія номер 3 - перегрів дроту виникає внаслідок базової події номер 1 - стан контролю, або базової події номер 2 - професійний рівень робітників. Подія номер 6 - механічне пошкодження виникає внаслідок події номер 4 - стан контролю, або базової події номер 5 - професійний рівень працівників 15.

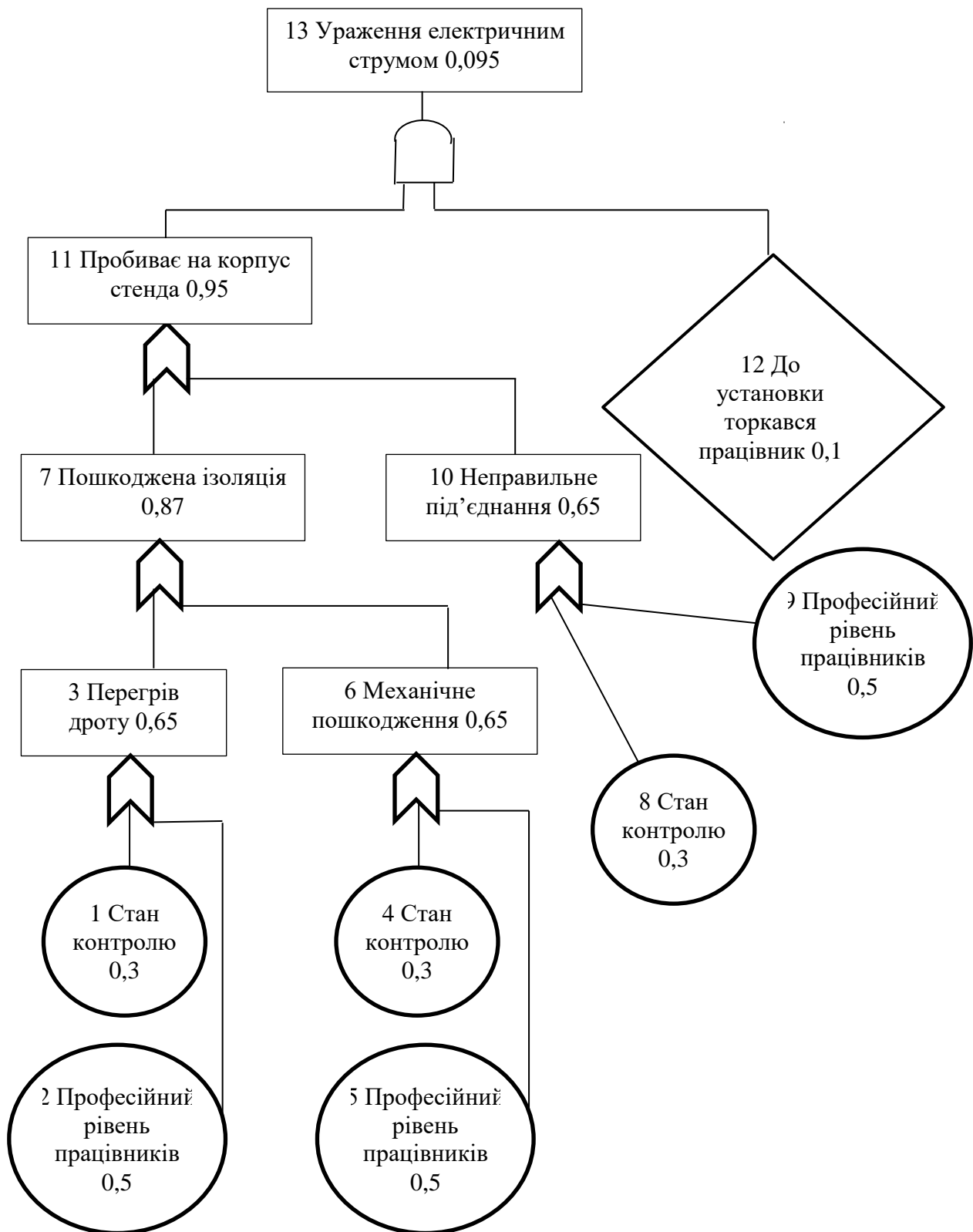


Рисунок 5.1 – Логіко – імітаційна модель процесу виникнення травми у працюючого під час роботи із установкою для дослідження процесу розбирання і складання підшипникових вузлів: 1,2,3...,12,13 – номери подій; 0,3; 0,5... -

ймовірності подій. Контроль за станом ізоляції силового дроту, базова подія 2 – «професійний рівень» - це неправильний розрахунок діаметру дроту під час конструювання установки. Базова подія 4 – «стан контролю» для події 6 – «механічне пошкодження» це контроль за станом ізоляції силового дроту, базова подія 5 - для події 6 це буде професійність проведених робіт в зоні силового кабелю і можливість його пошкодити. Базова подія 8 – «стан контролю» для події 10 – «неправильне під'єднання» це контроль за станом установки (ЩТО), базова подія 9 «професійний рівень» для події 10 - не проведення правильного включення установки працівником.

5.3. Оцінка рівня небезпеки виникнення аварій і травм

Методикою оцінки рівня небезпеки робочих місць, машин, виробничих процесів та окремих виробництв передбачено пошук об'єктивного критерію (показника) рівня небезпеки для конкретного об'єкта. Таким показником вибрана ймовірність виникнення аварій або травм залежно від досліджуваного явища [52].

Для оцінки рівня небезпеки установки для дослідження процесу розбирання і складання підшипникових вузлів можна застосувати метод обчислення ймовірності виникнення будь-якого випадкового явища, який широко застосовують в закордонній інженерній практиці.

Ймовірність базових подій визначаємо за даними виробництва. Наприклад, базова подія «стан контролю з охорони праці». Для визначення ймовірності ми повинні встановити, наскільки (%) від ідеального рівня здійснюється відповідний контроль на об'єкті. Якщо приймемо, що такий рівень контролю становить 30 %, то ймовірність відповідно дорівнює 0,3. При відсутності контролю ймовірність «не здійснення контролю» становитиме 1, якщо контроль ідеальний, то ймовірність дорівнює 0.

Для базових подій 1; 4; 8 «стан контролю» ймовірність приймаємо 0,3, для базових подій 2; 5; 9 «професійний рівень» ймовірність приймаємо 0,5.

На цьому можна вважати, що дана модель (рис. 5.1.) підготовлена до математичної обробки. Для виконання математичних обчислень ймовірностей випадкових подій логіко-імітаційної моделі застосовують формули.

Для проведення обчислень ймовірності травми використовуємо логіко-імітаційну модель процесу її формування.

1. Ймовірність події P_3 :

$$P_3 = P_1 + P_2 - P_1 \cdot P_2, \quad (5.1)$$

Умовно приймаємо, що ймовірність базових подій $P_1 = 0,3$, а $P_2 = 0,5$.

Підставивши дані ймовірностей базових подій, одержимо:

$$P_3 = 0,3 + 0,5 - 0,3 \cdot 0,5 = 0,65$$

Слід зауважити, що обчислення ймовірностей випадкових подій проводяться відповідно до положень Булевої алгебри.

Подібно обчислюємо ймовірність інших подій залежно від їх номера.

$$P_6 = P_4 + P_5 - P_4 \cdot P_5 = 0,65; \quad (5.2)$$

$$P_7 = P_3 + P_6 - P_3 \cdot P_6 = 0,87; \quad (5.3)$$

$$P_{10} = P_8 + P_9 - P_8 \cdot P_9 = 0,65; \quad (5.4)$$

$$P_{11} = P_7 + P_{10} - P_7 \cdot P_{10} = 0,95; \quad (6.5)$$

$$P_{13} = P_{11} \cdot P_{12} = 0,095. \quad (5.6)$$

Таким чином, на робочому місці під час роботи установки для дослідження процесу розбирання і складання підшипникових вузлів при наявності тих недоліків з охорони праці, які відображені у базових подіях на 100 таких місць, можна очікувати 9,5 травми. Звичайно це значення заокруглюємо до цілого числа так як кожна травма це є одне ціле і відповідно отримаємо 10 травм з базових подій охорони праці на 100 робочих місць.

На даному робочому місці можуть бути й інші недоліки, які призведуть до травми з інших причин. Але складовими причинами іншої травми також можуть

бути такі недоліки, як не ефективний контроль чи низький професійний рівень знань працюючих. Тоді треба побудувати значно складнішу модель і відповідно під час обчислення цієї моделі з врахуванням всіх факторів отримаємо результат.

5.4. Безпека в надзвичайних ситуаціях

Для запобігання виникненню пожеж кожен працівник зобов'язаний суворо дотримуватись встановлених правил щодо їх попередження як у побуті, так і на підприємствах та в інших місцях.

На об'єктах народного господарства, встановлюється протипожежний режим і розробляються інструкції як для всього об'єкта, так і для окремих цехів, дільниць, бригад. Потрібно знати, що для гасіння вогню не завжди можна користуватися водою. Не можна направляти водяний струмінь на електропровід, що горить, або на електрообладнання, бо людину може вразити струм, оскільки вода є провідником. Ефективним засобом гасіння загорянь є вогнегасник.

У задимлене приміщення слід заходити обов'язково удвох. Йти, тримаючись за стіни, щоб не втратити орієнтир. Працювати в ізольованих або фільтрувальних протигазах, але з гопкалітовим патроном. Двері в палаюче приміщення відкривати обережно і користуватися ними як прикриттям. Людей із задимленого, палаючого приміщення вивести назовні, попередньо накинувши їм на голову вологу тканину або одяг.

В разі виникнення виробничої аварії начальник цивільної оборони об'єкта терміново організовує оповіщення керівництва і всіх працівників підприємства про небезпеку. Якщо трапилося витікання СДОР, то оповіщається також населення, яке мешкає поблизу об'єкта і в напрямі об'єкта і в напрямі можливого поширення отруйних газів. Населення повинно слухати повідомлення штабу ЦО і діяти за його вказівкою. Організовується розвідка,

котра встановлює місце аварії, вид СДОР, ступінь зараження території та повітря, стан людей у зоні зараження, кордони зон забруднення, напрям і швидкість вітру в приземному шарі, напрям поширення зараженого повітря. Уражених після надання їм допомоги доставляють у незаражений район, а в разі необхідності — до лікувального закладу.

Дії населення під час радіоактивного забруднення місцевості. Радіоактивне зараженою може виявитися місцевість не тільки після ядерного вибуху, а й внаслідок аварії на атомній електростанції, на інших об'єктах, що виробляють або використовують розщеплені матеріали. Характерна особливість радіоактивного зараження місцевості після ядерного вибуху – швидкий спад рівнів радіації через безперервний розпад радіоактивних речовин. Так, через 7 годин після вибуху рівень радіації на місцевості зменшується у 10 разів, через добу – приблизно у 40 разів, через 49 годин – у 100 разів. У тих населених пунктах і районах, де виявлено радіоактивне зараження, мешканці повинні надягнути респіратори, протипилові тканинні маски, ватно-марлеві пов'язки або протигази. Взяти документи, запас їжі і води, медикаменти, предмети першої необхідності й піти до захисної споруди.

Із службових приміщень і житлових будинків треба виходити швидко, не заважаючи іншим. Виведення населення у безпечні місця проводиться організовано, з урахуванням обстановки.

Під час землетрусу не можна залишатися поблизу об'єктів, що мають легкозаймисті і сильнодіючі отруйні речовини, на мостах і шляхопроводах. Якщо сильні підземні поштовхи застали вас на вулиці, слід якнайдалі відійти від будинків. Не можна триматися за високі стовпи і паркани, ховатись на нижніх поверхах та в підвальних приміщеннях будинків. Усі транспортні засоби зупиняються. Пасажири залишають їх і відходять на безпечну відстань. Особливу організованість варто проявити, виходячи з вокзалів, театрів, магазинів.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Під час виконання магістерської роботи одержано такі підсумкові висновки і практичні результати:

1. Геометричні параметри підшипників, що використовуються в тракторах класу 1.4 кН, змінюються в досить широкому діапазоні, що стверджує потребу знімачів певного параметричного ряду. На сьогодні серійно випускається велика кількість знімачів, як спеціальних, так і універсальних, які можна переналагоджувати під певний розмір підшипників. Практика ремонтного виробництва стверджує, що залежно від конструктивних особливостей підшипникових вузлів використання серійних знімачів є досить незручним, малоефективним або взагалі неможливим.

Виходячи з умов міцності визначено геометричні параметри знімача підшипників. На підставі цього можна обґрунтувати кількість лап і геометрію лапи, яка буде контактувати з кільцем. Використання високовуглецевих легованих сталей (сталь 60С2А) дає змогу зменшити параметри знімача на 28 %.

2. Виконані дослідження щодо часу демонтажу підшипників № 6203А та № 6306 серійними та запроєктованим нами знімачами засвідчило, що в разі застосування серійних зразків можливим є виникнення випадків зіскакування лап з кільця підшипника. А це, відповідно, спричинює збільшення часу на його демонтаж. Розроблений нами знімач дав змогу отримати найменший час демонтажу підшипників, що було досягнуто за рахунок надійної фіксації лап на захопленій деталі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Авдеев М. В., Воловик Е. Я., Ульман И. Е. Технология ремонта машин и оборудования. Москва: Агропромиздат, 1986. 247 с.
2. Бабусенко С. М. Ремонт тракторов и автомобилей. 3-е изд., перераб. и дополн. Москва: Агропромиздат, 1974. 351 с.
3. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения: справочник. Изд. 6-е, перераб. и дополн. Москва: Машиностроение, 1975. 572 с.
4. Варганов В. О., Колычев М. В., Гребенникова В. М. Расчет передач винт – гайка: учеб. пособие. Санкт-Петербург: Санкт-Петербург. гос. технол. ун-т растительных полимеров, 2009. 44 с.
5. Власов Ю. А., Тищенко Н. Т. Проектирование технологического оборудования автотранспортных предприятий в 2 ч. Ч. 1: Основы проектирования и расчета: учеб. пособие. Томск: Изд-во Томск. гос. архит.-строит. ун-та, 2007. 229 с.
6. Гайдамака А. В. Підшипники кочення. Базові знання та напрямки вдосконалення: навч. посіб. Харків: НТУ «ХПШ», 2009. 248 с.
7. Гайдучок В. М. Довідник слюсаря-ремонтника сільськогосподарських машин. Львів: Каменяр, 1982. 170 с.
8. Гершгорн А. С. Элементы теории вероятностей и математической статистики: учеб. Пособие. – Львов, 1961. 254 с.
9. Гидравлический съёмник: А.С. № 1192960 (СССР) В 25 В 27/02; заявл. 04.06.84; опубл. 23.11.85, Бюл. №43.
10. Гидравлический съёмник: А.С. №1192958 (СССР) 25 В 27/02; заявл. 06.03.84; опубл. 23.11.85, Бюл. №43.
11. Горохов В. А. Справочник сельского ремонтника. Москва: Россельхозиздат, 1975. 383 с.

12. Гузненков В. Н., Журбенко П. А. Autodesk Inventor 2012. Трёхмерное моделирование деталей и создание чертежей: учеб. пособие. для вузов. Москва: ДМК Пресс, 2013. 119 с.
13. Знімач для демонтажу з валів деталей, встановлених з натягом: пат. України на корисну модель № 36873, В25В 27/02. № u200806992; заяв. 20.05.08; опубл. 10.11.08, Бюл. № 21.
14. Знімач з керованими захоплювачами: пат. України на корисну модель № 111533, В27/00, В23Р 19/02. № u201605582; заяв. 23.05.16; опубл. 10.11.16, Бюл. № 21.
15. Калашников О. Г., Лауш П. В., Некрасов С. С. Ремонт машин: підручник для учнів технікумів механізації сільського господарства та механізації гідромеліоративних робіт. Київ: Вища шк., 1983. 360 с.
16. Каталог деталей и сборочных единиц тракторов «Беларусь» МТЗ-80.1, МТЗ-80.1Л, МТЗ-82.1, МТЗ-82.1Л, МТЗ-82.1Н, МТЗ-82.1Р. Минск: Ураджай, 2011. 312 с.
17. Каталог деталей тракторов «Беларусь» ЮМЗ-6Л/6М. Москва: ВО «Запчасть экспорт», 1980. 390 с.
18. Каталог обладнання, інструментів та пристроїв фірми FORCE. 2003/2004. 296 с.
19. Куклин Н. Г., Куклина Г. С., Житков В. К. Детали машин: учеб. для техникумов. 5-е изд., перераб. и дополн. Москва: Илекса, 1999. 392 с.
20. Курчаткин В. В., Тельнов Н. Ф., Ачкасов К. А. Надежность и ремонт машин / под ред. В. В. Курчаткина. Москва: Колос, 2000. 776 с.
21. Кутовий Л. В., Зінченко Т. П., Овчаренко В. А. Конспект лекцій з дисципліни «Опір матеріалів» (для студентів всіх механічних спеціальностей денної і заочної форм навчання). Краматорськ: ДДМА, 2007. Ч. 1. 196 с.
22. Лауш П. В., Власенко Н. В., Столяров И. П., Чабанный В. Я. Техническое

- обслуживание и ремонт машин. Київ: Вища шк., 1989. 351 с.
23. Левитский И.С. Технология ремонта машин. Москва: Колос, 1975. 560 с.
24. Макиенко Н. И. Слесарно-сборочные и ремонтные работы. Для молодых рабочих. Ленинград: Лениздат, 1978. 320 с.
25. Матвеев В. А., Пустовалов И. И. Техническое нормирование ремонтных работ в сельском хозяйстве. Москва: Колос, 1979. 286 с.
26. Механический съемник: А.С. № 1335439 А1 (СССР) В25 В27/02; заявл. 10.12.1985; опубл. 07.09.1987, Бюл. № 33.
27. Монтаж-демонтаж подшипников. URL: <http://www.smssbearing.com/directory/assembly-disassembly-of-bearings.html> (дата обращения: 8.09.2021).
28. Набор инструмента KLANN для замены подшипников ступиц. *Автосервис*. 2003. № 02. С.5.
29. Наконечник к съемнику: пат. 4280 Беларусь: В 25 В 27/02; заявл. 27.12.1995; опубл. 30.03.2002.
30. Павлыще В. Т. Основы конструирования и расчет деталей машин: учебник. Москва: Высш. шк., 1993. 556 с.
31. Петров С. А., Бесноватый С. И. Ремонт сельскохозяйственных машин. Изд. 3-е, перераб. и дополн. Москва: Колос, 1982. 303 с.
32. Профессиональный демонтаж, монтаж и диагностика подшипников качения тракторов и сельскохозяйственных машин. URL: http://mch-consult.ru/professionalnyu_demontazh,_montazh (дата обращения: 18.10.2021).
33. Сборка и монтаж изделий машиностроения: справочник: в 2 т. / под ред. В. С. Корсакова, В.К. Замятина. Москва: Машиностроение. 1983. Т. 1. 480 с.
34. Сборка и монтаж изделий машиностроения: справочник / под ред. В. С. Корсакова, В. К. Замятина. Москва: Машиностроение, 1983. Т. 2. 359 с.
35. Селиванов А. И., Артемьев Д. Н. Теоретические основы ремонта и

- надежности сельскохозяйственной техники. Москва: Колос, 1978. 248 с.
36. Семенов В. М. Нестандартный инструмент для разборочно-сборочных работ. 2-е изд., перераб. и дополн. Москва: Агропромиздат, 1985. 287 с.
37. Стенд для демонтажа прессовых соединений: А.С. № 1388257 (СССР) В 23 Р 19/02; заявл. 24.07.86; опубл. 15.04.88, Бюл. № 14.
38. Тельнов Н. Ф. Ремонт машин. Москва: Агропромиздат, 1992. 500 с.
39. Трактори / за заг. ред. Я. Ю. Білокопя. Київ: Урожай, 1991. 368 с.
40. Тракторы МТЗ-80 и МТЗ-82 / под ред. И. П. Ксеновича. 2-е изд., перераб. и дополн. Москва: Колос 1984. 254 с.
41. Тремблей Т. Autodesk Inventor 2013 и Inventor LT 2013. Основы. Официальный учебный курс / пер. с англ. Л. Талхина. Москва: ДМК Пресс, 2013. 344 с.
42. Хітров І. О., Гавриш В. С. Ремонт машин і обладнання: навч. посіб. Рівне: НУВГП, 2012. 184 с.
43. Чухрай В. Є., Рис В. І. Дослідження впливу величини натягу в спряженні кілець підшипників з валами на зміну радіального і осевого зазору в підшипнику. *Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2007. № 11. С. 184–190.
44. Чухрай В. Є., Рис В. І. Знімач для демонтажу деталей, встановлених з натягом на вал. *Вчені Львівського національного аграрного університету виробництва: каталог інноваційних розробок / за заг. ред. В. В. Снітинського, Г. В. Черевка*. Львів: Львів. нац. аграр. ун-т, 2008 Вип. 8., С. 146–147.
45. SKF. General Catalogne 5000 E. Printed in Germany. Media-Print, 2003. 354 p. URL: www.imparayaucia.com/SKF_CATALOGO_GENERAL.pdf (Last accessed: 8.09.2004).

ДОДАТКИ



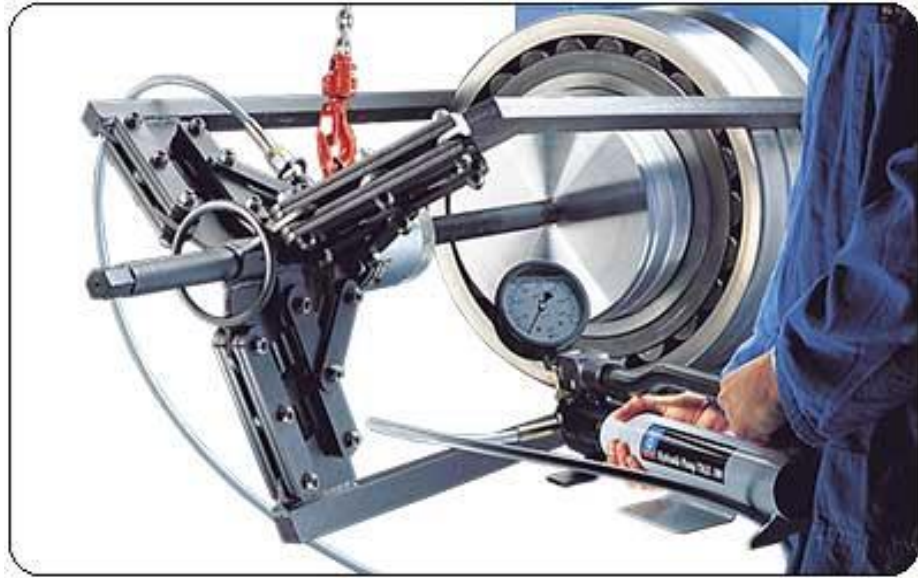
а)



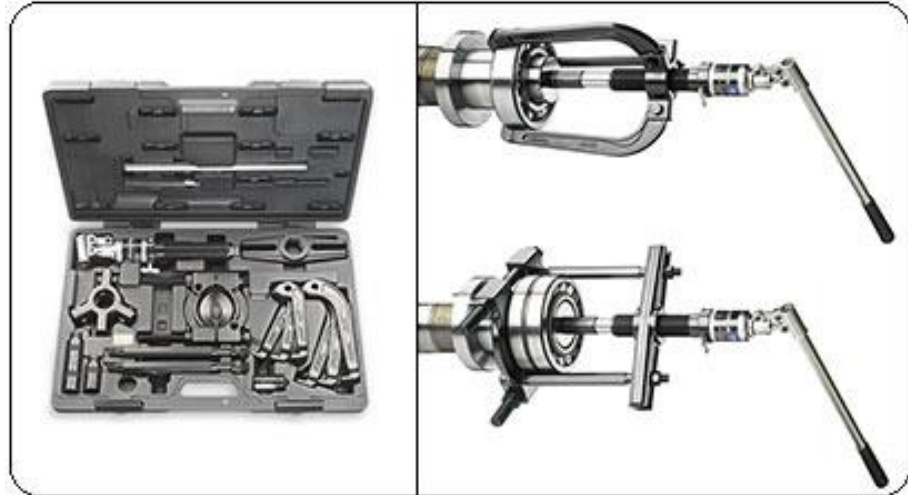
б)



в)



г)



д)



е)

Рисунок Б.1 – Знімачі та пристрої фірми SKF



Рисунок В.1 – Знімачі фірми FORCE

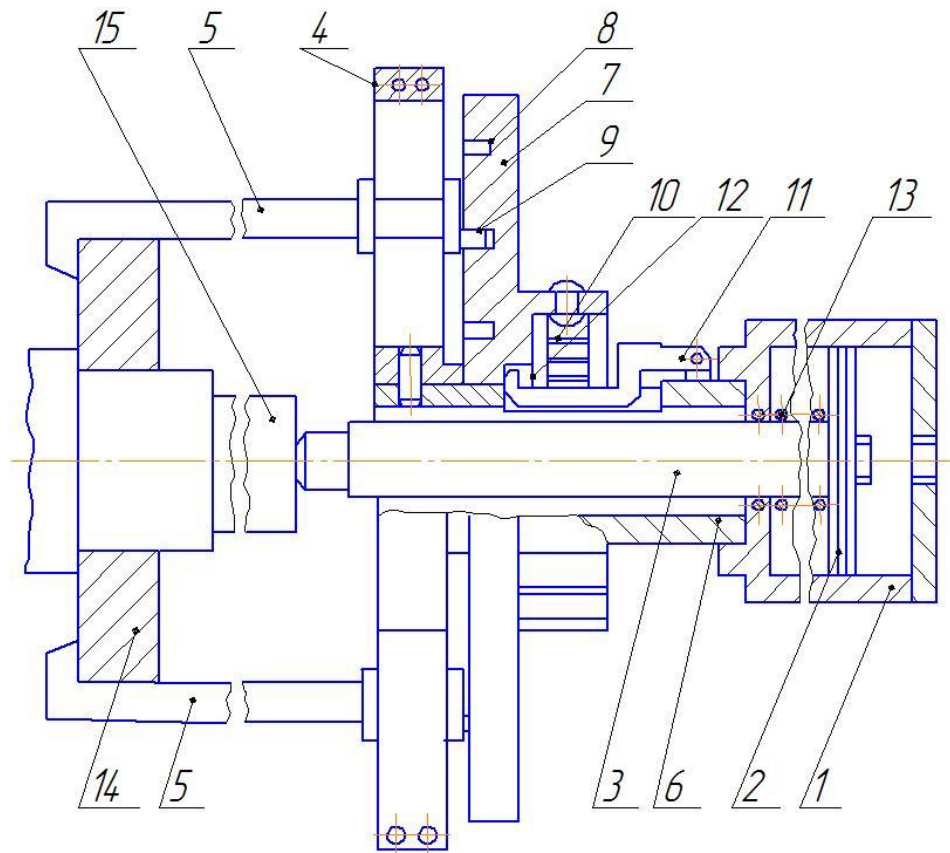


Рисунок Г.1 – Гідравлічний знімач: 1– силовий циліндр; 2 – поршень; 3 – силовий шток; 4 – траверса; 5 – захоплювачі; 6 – втулка; 7 – диск; 8 – канавка диска; 9 – штифт; 10 – спіральна пружина; 11 – фіксатор положень диска; 12 – виїмка для фіксації; 13 – пружина зворотної дії; 14 – деталь, що знімається; 15 – вал.

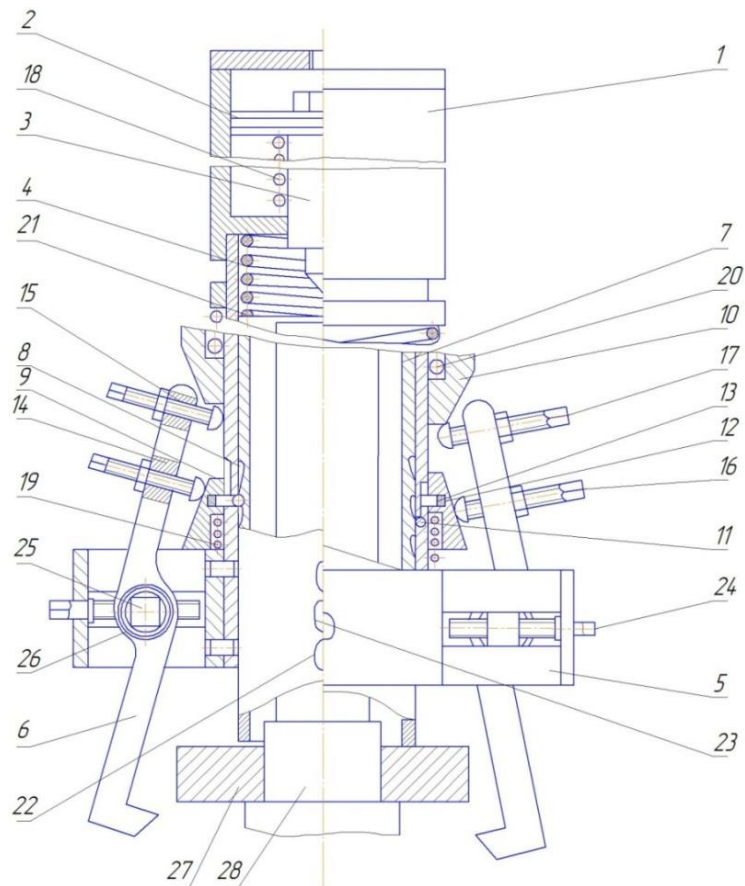


Рисунок Г.2 – Гідравлічний знімач: 1 - силовий циліндр, 2 – поршень, 3 – шток, 4 – основа, 5 – траверса, 6 – захвати, 7 – гільза, 8 – лунки, 9 - розвідна втулка, 10 - фіксуюча втулка, 11 – кулька, 12 – пружина, 13 – шток, 14,15 - різьбові отвори, 16,17 - регулювальні болти, 18 - зворотна пружина, 19, 20, 26 – пружини, 23 - фіксуючий болт, 24, 25 - різьбові штоки, 27 - деталь, що знімається.

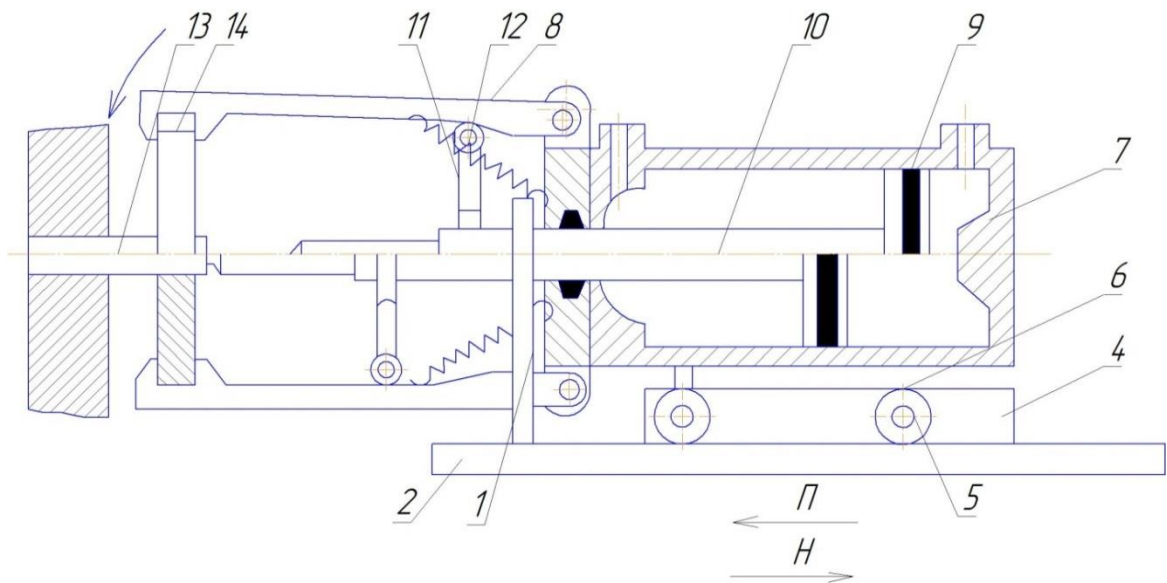


Рисунок Г.3 – Стенд для демонтажу пресових з'єднань 1 – основа; 2 – обмежувач ходу; 3 – мікровимикач; 4 – напрямні; 7 – гідроциліндр; 8 – захоплювачі; 9 – поршень; 10 – силовий шток; 11 – траверса; 12 – переміщувальні ролики; 13 – вал; 14 – деталь, що знімається.

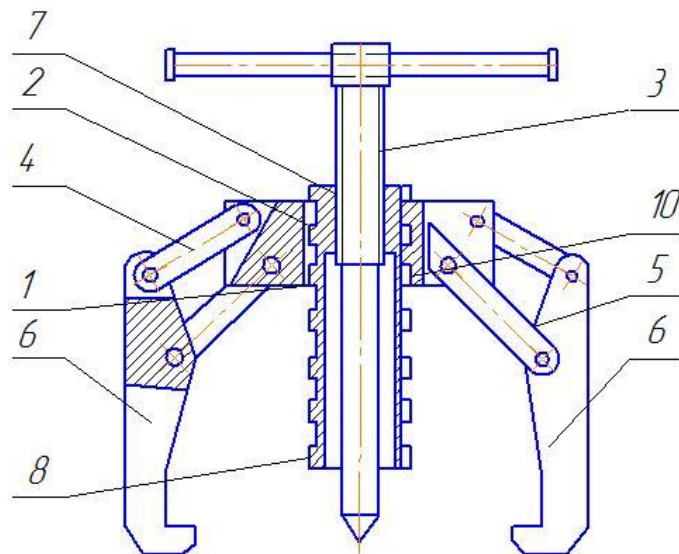


Рисунок Г.4. Механічний знімач: 1 – траверса; 2 – отвір траверси; 3 – силовий гвинт; 4,5 – тяги; 6 – захоплювачі; 7 – різьбова втулка; 8 – радіальні виступи; 9 – пази центрального отвору; 10 – трубчаста насадка

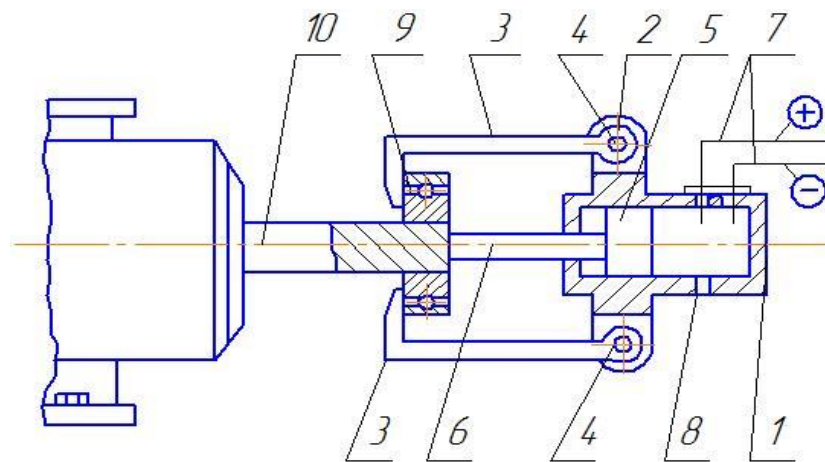


Рисунок Г.5 – Пристрій для демонтажу підшипників з валів: 1 – корпус; 2 – вушка; 3 – захоплювачі; 4 – фіксуючі болти; 5 – поршень; 6 – силовий шток; 7 – електроди; 8 – штуцер; 9 – деталь, що знімається; 10 – вал.

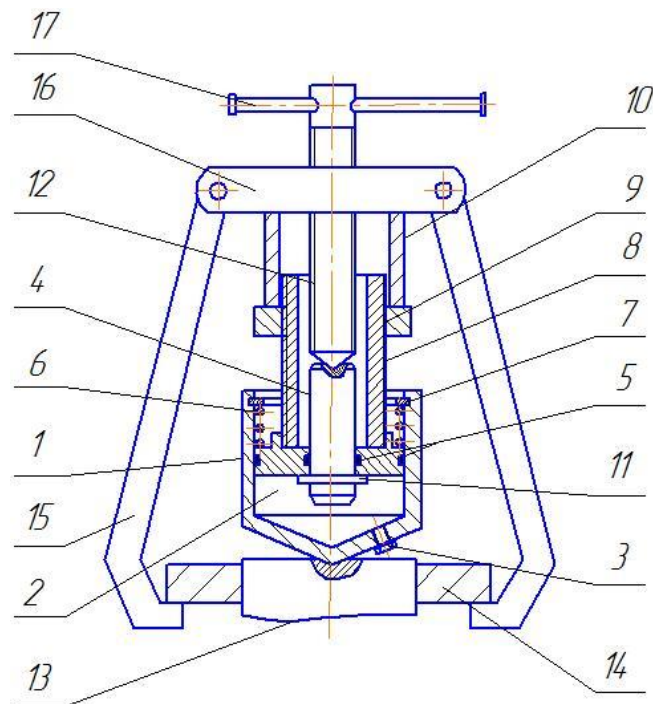


Рисунок Г.6 – Знімач з гідравлічним наконечником: 1 – корпус; 2 – поршень; 3 – болт; 4,11 – штоки наконечника; 5 – ущільнювальні кільця, 6 – пружина; 7 – фіксуюче кільце; 8 – пологий гвинт; 9 – гайка наконечника; 10 – трубчаста насадка; 12 – силовий гвинт; 13 – торець вала; 14 – деталь, що демонтується; 15 – захоплювачі; 16 – траверса; 17 – рукоятка.

**Результати математичного опрацювання даних основних виробничих спостережень
та комп'ютерних експериментів**

Таблиця Г.1

**Обґрунтування теоретичного закону розподілу тривалості демонтажу підшипника 6203А
стандартним знімачем №1**

№	Униз	Уверх	Yi	M(i)	Pi	Yi*Pi	(Yi-Yc)^2*Pi	f(y)	Теоретична частість
1	17,0	20,8	18,9	11	0,440	8,323	8,110	0,113290	0,434
2	20,8	24,7	22,8	7	0,280	6,370	0,059	0,075983	0,291
3	24,7	28,5	26,6	3	0,120	3,190	1,366	0,041013	0,157
4	28,5	32,3	30,4	2	0,080	2,433	4,155	0,020074	0,077
5	32,3	36,2	34,3	1	0,040	1,370	4,875	0,009211	0,035
6	36,2	40,0	38,1	1	0,040	1,523	8,849	0,004025	0,015
				25	1	23,210	27,414		1,010

Закон розподілу - **Вейбулла**

Математичне сподівання	Yc	23,210	Число ступенів вільності	r	2
Дисперсія	D	27,414	Рівень значимості	α	0,100
Серед.-квадр. відхилення	σ	5,236	Хі-квадрат розрахункове	X²	1,230
Коефіцієнт варіації	v	0,843	Хі-квадрат табличнее	(X*)²	4,605
Параметр мірила	a	6,590	Коефіцієнт	Kb	0,942
Параметр форми	b	1,203	Коефіцієнт	Cb	0,794
			Коефіцієнт	b/a	0,183

**Обґрунтування теоретичного закону розподілу тривалості демонтажу підшипника 6306
стандартним знімачем №1**

№	Униз	Уверх	Yi	M(i)	Pi	Yi*Pi	(Yi-Yc)^2*Pi	f(y)	Теоретична частість
1	18,0	22,5	20,3	5	0,200	4,050	12,545	0,045387	0,204
2	22,5	27,0	24,8	7	0,280	6,930	3,275	0,068386	0,308
3	27,0	31,5	29,3	6	0,240	7,020	0,280	0,055254	0,249
4	31,5	36,0	33,8	4	0,160	5,400	4,982	0,032943	0,148
5	36,0	40,5	38,3	2	0,080	3,060	8,129	0,015703	0,071
6	40,5	45,0	42,8	1	0,040	1,710	8,503	0,006206	0,028
				25	1	28,170	37,714		1,007

Закон розподілу - *Вейбулла*

Математичне сподівання	Yc	28,170	Число ступенів вільності	r	2
Дисперсія	D	37,714	Рівень значимості	α	0,100
Серед.-квадр. відхилення	σ	6,141	Хі-квадрат розрахункове	X²	0,257
Коефіцієнт варіації	v	0,604	Хі-квадрат табличнее	(X*)²	4,605
Параметр мірила	a	11,396	Коефіцієнт	Kb	0,893
Параметр форми	b	1,690	Коефіцієнт	Cb	0,539
			Коефіцієнт	b/a	0,148

**Обґрунтування теоретичного закону розподілу тривалості демонтажу підшипника 6203А
стандартним знімачем №2**

№	Униз	Уверх	У _i	М(i)	Р _i	У _i *Р _i	(У _i -У _с) ² *Р _i	f(y)	Теоретична частість
1	17,0	19,5	18,3	9	0,360	6,570	4,666	0,134985	0,337
2	19,5	22,0	20,8	6	0,240	4,980	0,290	0,119689	0,299
3	22,0	24,5	23,3	4	0,160	3,720	0,314	0,076410	0,191
4	24,5	27,0	25,8	3	0,120	3,090	1,825	0,042016	0,105
5	27,0	29,5	28,3	2	0,080	2,260	3,277	0,020893	0,052
6	29,5	32,0	30,8	1	0,040	1,230	3,168	0,009611	0,024
				25	1	21,850	13,540		1,009

Закон розподілу - **Вейбулла**

Математичне сподівання	У_с	21,850	Число ступенів вільності	r	2
Дисперсія	D	13,540	Рівень значимості	α	0,100
Серед.-квадр. відхилення	σ	3,680	Хі-квадрат розрахункове	Х²	1,144
Коефіцієнт варіації	v	0,759	Хі-квадрат табличнее	(Х*)²	4,605
Параметр мірила	a	5,276	Коефіцієнт	Kb	0,920
Параметр форми	b	1,334	Коефіцієнт	Cb	0,697
			Коефіцієнт	b/a	0,253

**Обґрунтування теоретичного закону розподілу тривалості демонтажу підшипника 6306
стандартним знімачем №2**

№	Униз	Уверх	У _i	М(i)	Р _i	У _i *Р _i	(У _i -У _c) ² *Р _i	f(y)	Теоретична частість
1	20,0	21,0	20,5	6	0,240	4,920	0,614	0,262154	0,262
2	21,0	22,0	21,5	8	0,320	6,880	0,115	0,312899	0,313
3	22,0	23,0	22,5	5	0,200	4,500	0,032	0,224895	0,225
4	23,0	24,0	23,5	3	0,120	2,820	0,235	0,126910	0,127
5	24,0	25,0	24,5	2	0,080	1,960	0,461	0,060297	0,060
6	25,0	26,0	25,5	1	0,040	1,020	0,462	0,024921	0,025
				25	1	22,100	1,920		1,012

Закон розподілу - **Вейбулла**

Математичне сподівання	У _c	22,100	Число ступенів вільності	<i>r</i>	2
Дисперсія	<i>D</i>	1,920	Рівень значимості	<i>α</i>	0,100
Серед.-квадр. відхилення	<i>σ</i>	1,386	Хі-квадрат розрахункове	<i>X</i> ²	0,518
Коефіцієнт варіації	<i>v</i>	0,660	Хі-квадрат табличнее	(<i>X</i> [*]) ²	4,605
Параметр мірила	<i>a</i>	2,334	Коефіцієнт	<i>Kb</i>	0,900
Параметр форми	<i>b</i>	1,537	Коефіцієнт	<i>Cb</i>	0,594
			Коефіцієнт	<i>b/a</i>	0,659

**Обґрунтування теоретичного закону розподілу тривалості демонтажу підшипника 6203А
стандартним знімачем №3**

№	Униз	Уверх	У _i	М(i)	P _i	У _i *P _i	(У _i -У _c) ² *P _i	f(y)	Теоретична частість
1	17,0	19,5	18,3	11	0,440	8,030	3,700	0,168521	0,421
2	19,5	22,0	20,8	6	0,240	4,980	0,038	0,117694	0,294
3	22,0	24,5	23,3	4	0,160	3,720	0,706	0,064914	0,162
4	24,5	27,0	25,8	2	0,080	2,060	1,693	0,032180	0,080
5	27,0	29,5	28,3	1	0,040	1,130	2,016	0,014864	0,037
6	29,5	32,0	30,8	1	0,040	1,230	3,686	0,006507	0,016
				25	1	21,150	11,840		1,012

Закон розподілу - **Вейбулла**

Математичне сподівання	У _c	21,150	Число ступенів вільності	<i>r</i>	2
Дисперсія	<i>D</i>	11,840	Рівень значимості	<i>α</i>	0,100
Серед.-квадр. відхилення	<i>σ</i>	3,441	Хі-квадрат розрахункове	<i>X</i> ²	1,143
Коефіцієнт варіації	<i>v</i>	0,829	Хі-квадрат табличнее	(<i>X</i> [*]) ²	4,605
Параметр мірила	<i>a</i>	4,424	Коефіцієнт	<i>Kb</i>	0,938
Параметр форми	<i>b</i>	1,223	Коефіцієнт	<i>Cb</i>	0,778
			Коефіцієнт	<i>b/a</i>	0,276

**Обґрунтування теоретичного закону розподілу тривалості демонтажу підшипника 6306
стандартним знімачем №3**

№	Униз	Уверх	У _i	М(i)	Р _i	У _i *Р _i	(У _i -У _c) ² *Р _i	f(y)	Теоретична частість
1	16,0	19,7	17,8	5	0,200	3,567	8,329	0,055702	0,204
2	19,7	23,3	21,5	7	0,280	6,020	2,174	0,083929	0,308
3	23,3	27,0	25,2	6	0,240	6,040	0,186	0,067811	0,249
4	27,0	30,7	28,8	4	0,160	4,613	3,308	0,040429	0,148
5	30,7	34,3	32,5	2	0,080	2,600	5,397	0,019272	0,071
6	34,3	38,0	36,2	1	0,040	1,447	5,645	0,007617	0,028
				25	1	24,287	25,039		1,007

Закон розподілу - **Вейбулла**

Математичне сподівання	У_c	24,287	Число ступенів вільності	r	2
Дисперсія	D	25,039	Рівень значимості	α	0,100
Серед.-квадр. відхилення	σ	5,004	Хі-квадрат розрахункове	Х²	0,257
Коефіцієнт варіації	v	0,604	Хі-квадрат табличнее	(Х*)²	4,605
Параметр мірила	a	9,286	Коефіцієнт	Kb	0,893
Параметр форми	b	1,690	Коефіцієнт	Cb	0,539
			Коефіцієнт	b/a	0,182

**Обґрунтування теоретичного закону розподілу тривалості демонтажу підшипника 6203А
стандартним знімачем №4**

№	Униз	Уверх	Yi	M(i)	Pi	Yi*Pi	(Yi-Yc)^2*Pi	f(y)	Теоретична частість
1	17,0	19,2	18,1	6	0,240	4,340	2,884	0,120994	0,262
2	19,2	21,3	20,3	8	0,320	6,480	0,541	0,144415	0,313
3	21,3	23,5	22,4	5	0,200	4,483	0,150	0,103798	0,225
4	23,5	25,7	24,6	3	0,120	2,950	1,104	0,058574	0,127
5	25,7	27,8	26,8	2	0,080	2,140	2,163	0,027830	0,060
6	27,8	30,0	28,9	1	0,040	1,157	2,171	0,011502	0,025
				25	1	21,550	9,013		1,012

Закон розподілу - **Вейбулла**

Математичне сподівання	Yc	21,550	Число ступенів вільності	r	2
Дисперсія	D	9,013	Рівень значимості	α	0,100
Серед.-квадр. відхилення	σ	3,002	Хі-квадрат розрахункове	X²	0,518
Коефіцієнт варіації	v	0,660	Хі-квадрат табличнее	(X*)²	4,605
Параметр мірила	a	5,057	Коефіцієнт	Kb	0,900
Параметр форми	b	1,537	Коефіцієнт	Cb	0,594
			Коефіцієнт	b/a	0,304

**Обґрунтування теоретичного закону розподілу тривалості демонтажу підшипника 6306
стандартним знімачем №4**

№	Униз	Уверх	У _i	М(i)	Р _i	У _i *Р _i	(У _i -У _c) ² *Р _i	f(y)	Теоретична частість
1	18,0	20,3	19,2	5	0,200	3,833	3,373	0,087532	0,204
2	20,3	22,7	21,5	7	0,280	6,020	0,881	0,131888	0,308
3	22,7	25,0	23,8	6	0,240	5,720	0,075	0,106560	0,249
4	25,0	27,3	26,2	4	0,160	4,187	1,339	0,063532	0,148
5	27,3	29,7	28,5	2	0,080	2,280	2,185	0,030285	0,071
6	29,7	32,0	30,8	1	0,040	1,233	2,286	0,011970	0,028
				25	1	23,273	10,140		1,007

Закон розподілу - **Вейбулла**

Математичне сподівання	У _c	23,273	Число ступенів вільності	r	2
Дисперсія	D	10,140	Рівень значимості	α	0,100
Серед.-квадр. відхилення	σ	3,184	Хі-квадрат розрахункове	Х²	0,257
Коефіцієнт варіації	v	0,604	Хі-квадрат табличнее	(Х*)²	4,605
Параметр мірила	a	5,909	Коефіцієнт	Kb	0,893
Параметр форми	b	1,690	Коефіцієнт	Cb	0,539
			Коефіцієнт	b/a	0,286

**Обґрунтування теоретичного закону розподілу тривалості демонтажу підшипника 6203А
розробленим нами знімачем №5**

№	Униз	Уверх	Уі	М(і)	Рі	Уі*Рі	(Уі-Ус)^2*Рі	f(y)	Теоретична частість
1	13,0	13,7	13,3	1	0,040	0,533	0,152	0,039749	0,026
2	13,7	14,3	14,0	3	0,120	1,680	0,197	0,158002	0,105
3	14,3	15,0	14,7	5	0,200	2,933	0,075	0,355089	0,237
4	15,0	15,7	15,3	7	0,280	4,293	0,001	0,451184	0,301
5	15,7	16,3	16,0	6	0,240	3,840	0,124	0,324124	0,216
6	16,3	17,0	16,7	3	0,120	2,000	0,231	0,131647	0,088
				25	1	15,280	0,779		0,973

Закон розподілу - **Нормальний**

Математичне сподівання	Ус	15,280	Число ступенів вільності	r	3
Дисперсія	D	0,779	Рівень значимості	α	0,100
Серед.-квадр. відхилення	σ	0,883	Хі-квадрат розрахункове	Х²	0,764
Коефіцієнт варіації	v	0,387	Хі-квадрат табличнее	(Х*)²	6,251
Параметр мірила	a	2,562	Коефіцієнт	Кb	0,890
Параметр форми	b	2,823	Коефіцієнт	Сb	0,345
			Коефіцієнт	b/a	1,102

**Обґрунтування теоретичного закону розподілу тривалості демонтажу підшипника 6306
розробленим нами знімачем №5**

№	Униз	Уверх	У _i	М(i)	Р _i	У _i *Р _i	(У _i -У _c) ² *Р _i	f(y)	Теоретична частість
1	17,0	17,5	17,3	2	0,080	1,380	0,127	0,105429	0,053
2	17,5	18,0	17,8	4	0,160	2,840	0,092	0,314243	0,157
3	18,0	18,5	18,3	6	0,240	4,380	0,016	0,545463	0,273
4	18,5	19,0	18,8	7	0,280	5,250	0,016	0,551394	0,276
5	19,0	19,5	19,3	4	0,160	3,080	0,088	0,324604	0,162
6	19,5	20,0	19,8	2	0,080	1,580	0,123	0,111286	0,056
				25	1	18,510	0,462		0,976

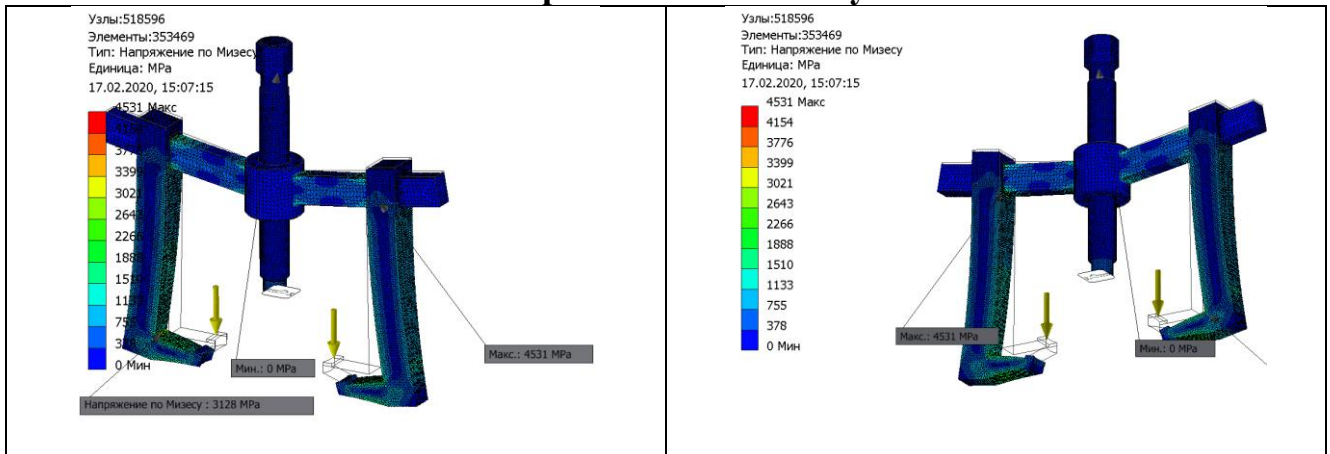
Закон розподілу - **Нормальний**

Математичне сподівання	У _c	18,510	Число ступенів вільності	r	3
Дисперсія	D	0,462	Рівень значимості	α	0,100
Серед.-квадр. відхилення	σ	0,680	Хі-квадрат розрахункове	Х²	0,722
Коефіцієнт варіації	v	0,450	Хі-квадрат табличнее	(Х*)²	6,251
Параметр мірила	a	1,704	Коефіцієнт	Кb	0,886
Параметр форми	b	2,368	Коефіцієнт	Сb	0,399
			Коефіцієнт	b/a	1,390

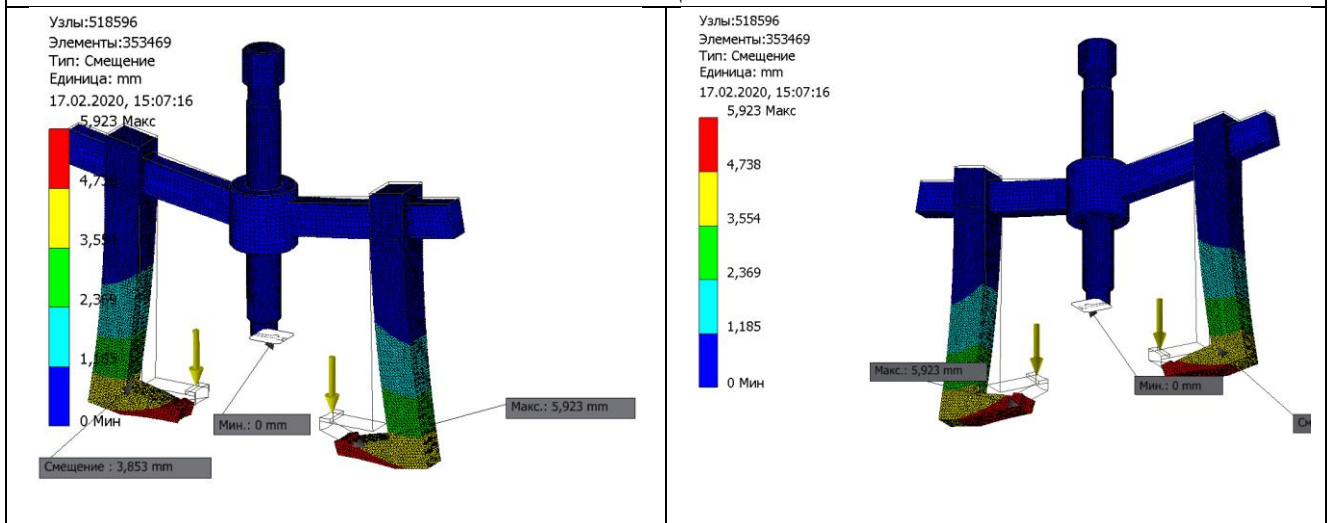
Сталь 60с2а - 32мм



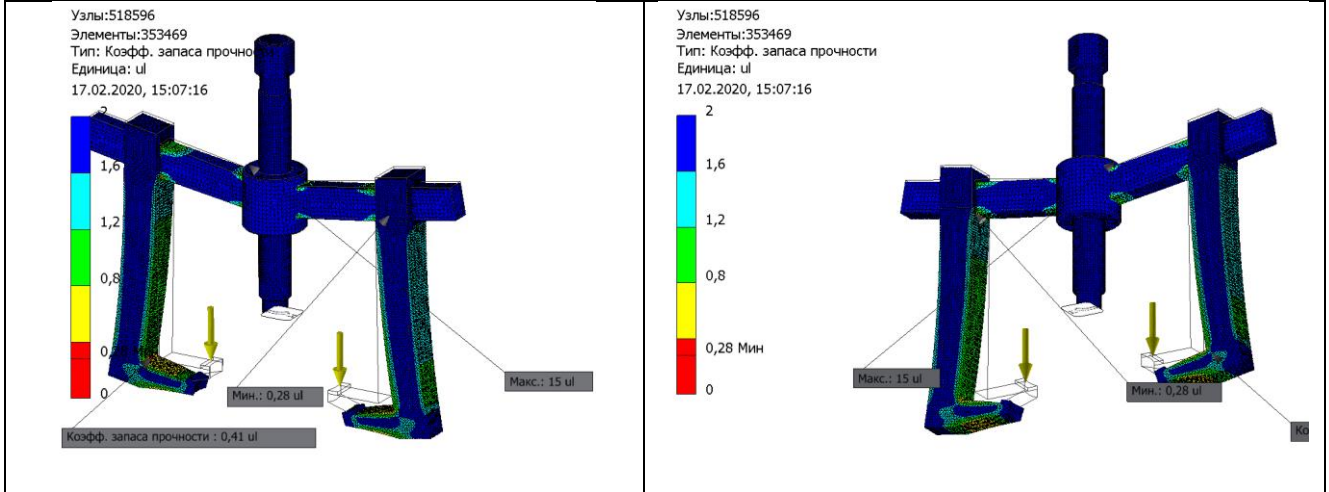
Напряжение по Мизесу



Смещение



Коэфф. запаса прочности



Контактное давление

