

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

РИС ВАСИЛЬ ІВАНОВИЧ

УДК 631.3.02:62 – 233.27

ДИСЕРТАЦІЯ

**РОЗРОБКА ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ
ЗАМІНИ ПІДШИПНИКІВ**

Спеціальність 05.05.11 «Машини і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва»
(технічні науки)

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень.
Використання ідей, результатів і текстів інших
авторів мають посилання на відповідне джерело.

_____ В.І. Рис

Науковий керівник:
кандидат технічних наук, доцент
Чухрай Володимир Євгенович

Львів - 2021

АНОТАЦІЯ

Рис В. І. Розробка та обґрунтування параметрів пристроїв для заміни підшипників. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. – Львівський національний аграрний університет Міністерства освіти і науки України, Львів, 2021.

Дисертацію присвячено теоретичному й експериментальному дослідженню процесу монтажу та демонтажу кулькових підшипників та знімачам, в якій удосконалено знімачі для зменшення металомісткості та забезпечення умови незіскакування лап із кільця підшипника. Конструкція знімачів дає змогу забезпечити надійну фіксацію лап на деталі без будь-яких додаткових деталей.

Об'єктом дослідження є підшипникові вузли техніки агропромислового виробництва (АПВ) та технічні засоби для демонтажу кулькових підшипників з валів.

У дисертаційній роботі проведено аналіз досліджень щодо кількості та геометричних параметрів підшипників, конструкції знімачів. Виявлено вплив на радіальний зазор значення натягу, а також вплив властивостей матеріалу, з якого виготовлений знімач, на його геометричні параметри.

Здійснено аналіз підшипникових вузлів техніки АПВ та встановлено, що вона має визначену кількість підшипникових вузлів. Для прикладу, кількість підшипників у вантажних автомобілях в середньому становить від 40 до 134 шт. на автомобіль. В окремих марках тракторів ця кількість складає від 47 до 110 шт., а в зернозбиральних комбайнах CLAAS, наприклад, 147 шт.

Загалом параметричний ряд підшипників техніки, що використовується в АПВ, за зовнішнім діаметром коливається від 35 мм до 215 мм, а за внутрішнім – від 12 мм до 120 мм. Особливо варто відзначити різні конструктивні особливості підшипникових вузлів та доступність до підшипників. На підставі цього є очевидним, що використання декількох універсальних знімачів не дасть змоги належного виконання демонтажу підшипників у процесі ремонту техніки. 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.

Здійснено аналіз існуючих теорій розрахунку натягу для посадок *внутрішнє кільце підшипника – вал*, які передбачають розрахунок виходячи з умов неможливості його обертання відносно вала внаслідок дії сил тертя і кочення кульок по бігових доріжках підшипника. Встановлено, що для демонтажу підшипників з вала часто доводиться прикладати зусилля, значно більше від розрахункового, оскільки за рахунок порушення допусків під час виготовлення валів натяг може бути значно більший.

Розроблено математичну модель процесу монтажу підшипника на вал з урахуванням натягу і радіального зазору в підшипнику, а також математичну модель знімача з урахуванням характеристик матеріалу і геометричних характеристик контактуючих тіл.

Розглянута нами теорія розрахунку максимально можливого натягу кільця підшипника на валу дає змогу обґрунтувати максимально можливе значення зусилля для демонтажу підшипника з вала, виходячи з міцності кільця. Для успішного виконання процесу демонтажу підшипників, а саме, щоб уникнути можливості зіскакування лап знімача, потрібно забезпечити умову їх надійної фіксації на торці кільця підшипника. Для цього необхідно виконати узгодження

конструктивних параметрів підшипникового вузла з геометричними параметрами знімача.

Виходячи з умов міцності, визначено площу контакту між торцем внутрішнього кільця підшипника і лапою знімача. На підставі цього можна обґрунтувати геометрію лапи, яка буде контактувати з кільцем. Використання високовуглецевих легованих сталей дає змогу зменшити площу контакту, зокрема для діаметра 40 мм, зі $111,6 \text{ мм}^2$ (сталь 30) до $25,0 \text{ мм}^2$ (сталь 60С2А), відповідно використання високовуглецевих легованих сталей (сталь 60С2А) дає змогу зменшити площу контакту на 28%. Залежно від конкретного технічного завдання геометричні параметри і механічні властивості деталей знімача можна корегувати зміною матеріалу знімача та зміцнювальною його обробкою.

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.

Для збільшення безступеневого діапазону вимірювань і зменшення кількості взірців, які використовувалися в дослідах, була виготовлена і використовувалась спеціальна конусна оправка. Конусна оправка виготовлена зі сталі 9ХГС, термічно зміцнена. Геометричні параметри виготовленої оправки: довжина 400 мм, менший діаметр 29,8954 мм, більший діаметр 30,3227 мм.

Щоб унеможливити вплив на значення натягу зовнішнього кільця підшипника, при заклинюванні підшипника, проводили дослідження з внутрішніми кільцями розібраних підшипників.

Під час проведення експериментальних досліджень було вирішено завдання розробки моделі знімача для демонтажу з валів деталей, встановлених з натягом, зокрема кулькових підшипників з вала, в якому завдяки

вдосконаленню конструкції було досягнуто самозатискання деталі, що дозволило покращити умови використання знімача.

Випробування виготовленого знімача показало надійну фіксацію лап на захопленій деталі і збільшення зусилля зведення лап при збільшенні осьового зусилля у гвинті, при куті нахилу траверси відносно площини перпендикулярної осі гвинта 15° .

Статистичне опрацювання множин (репрезентативних вибірок) зусилля демонтажу підшипника № 6306 дало змогу визначити числові характеристики, а також обґрунтувати теоретичний закон розподілу, який узгоджується за нормальним законом розподілу, математичне сподівання якого $M[P_{6306}] = 1,972$ кН, середнє квадратичне відхилення становить $\sigma[P_{6306}] = 0,085$ кН.

На підставі проведених досліджень визначення зусилля для створення заданого натягу P_{zn} ми отримали оцінки математичного сподівання відповідно $M[P_{zn}] = 17,155$ кН, оцінки середньоквадратичного відхилення – $\sigma[P_{zn}] = 1,732$ кН, що свідчить про прийнятність гіпотези щодо нормального закону розподілу; для досліджень руйнування кілець підшипників головні статистичні характеристики такі: оцінка математичного сподівання відповідно $M[P_{pk}] = 32,563$ кН; оцінка середньоквадратичного відхилення – $\sigma[P_{pk}] = 3,592$ кН. Значення критерію згоди χ^2 –Пірсона становить $3,075 < 7,779$, що свідчить про прийнятність гіпотези щодо нормального закону розподілу.

З метою визначення показників ефективності запропонованого обладнання нами були проведені дослідження процесу розбирання аналогічних підшипникових вузлів знімачами різної конструкції. Зокрема, проводився демонтаж підшипників з вала водяної помпи двигуна Д-65.

Виконані дослідження щодо часу демонтажу підшипників № 6203А та № 6306 серійними та запроєктованим 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.

Експериментальне моделювання вказало, що вага знімача на підставі його моделювання в системі *Autodesk Inventor* може бути зменшена на 7,8% за рахунок раціонального розподілу матеріалу по об'єму деталей.

Економічний ефект від запровадження результатів дисертаційної роботи буде має три основних складових: економія часу виконання операцій розбирання підшипникових вузлів та інших з'єднань з натягом, збільшення ефективності використання техніки за рахунок зменшення часу її простою в ремонті та зменшення витрат на придбання підшипників за рахунок збільшення їхнього ресурсу завдяки повторному встановленню зі збільшеним натягом внутрішнього кільця.

Очікуваний економічний ефект від впровадження результатів наукової роботи у виробництво, при прийнятих кількості операцій демонтажу підшипникових вузлів і їхньому технічному стані, становитиме 19,935 тис. грн.

Отримано три патенти України на корисні моделі.

Результати дисертаційної роботи використовуються в навчальному процесі Львівського національного аграрного університету для підготовки студентів ОС «Бакалавр» і «Магістр» спеціальностей 133 «Галузеве машинобудування», 208 «Агроінженерія» та 274 «Автомобільний транспорт» для проведення лабораторно-практичних занять із дисциплін «Надійність та ремонт машин», «Ремонт машин та обладнання», «Ремонт автомобілів» та «Технологічне обладнання автотранспортних підприємств». Матеріали завершених наукових досліджень впроваджено у ТОВ «ТБК «ЗАХІД»» та у ПМП «Вітас».

Ключові слова: підшипники кочення, демонтаж підшипників, монтаж підшипників, знімач, натяг, зазор у підшипнику.

ABSTRACT

Rys V. I. Development and Substantiation of the Parameters of Devices for Bearing Replacement. – Qualificative research paper as a manuscript.

The thesis for a scientific degree of the Candidate of Technical Sciences in the specialty 05.05.11 «Machines and Machinery in Agricultural Production». Lviv National Agrarian University of Ministry of Education and Science of Ukraine. Lviv, 2021.

The thesis is devoted to the theoretical and experimental research of the process of assembly and disassembly of ball bearings and bearing pullers, when people improved bearing pullers in order to reduce the specific amount of metal and ensure the condition of non – removing legs from the bearing ring. The design of bearing rings allows providing the reliable fixing of legs on details without any additional details.

The research object is the bearing units of automatic circuit reclosers (ACR) and technical means for the disassembly of ball bearings from shafts.

The analysis of researches concerning quantity and geometrical parameters of bearings, a design of bearing pullers has been carried out in the thesis. One has revealed the influence on the radial clearance of the tension value, as well as the impact of the properties of the material from which the bearing puller has been made on its geometrical parameters.

The analysis of bearing units of agro-industrial production equipment has been carried out. One has established that this equipment has a certain number of bearing units. For example, the number of bearings in trucks averages from 40 to 134 pieces per car. In some tractor brands, this quantity is from 47 to 110 pieces, and in CLAAS combine harvesters, for instance, 147 pieces.

In general, the parametric range of bearings used in agro-industrial production, the outer diameter ranges from 35 mm to 215 mm, and the inner diameter – from 12 mm to 120 mm. One should pay particular attention to the various design features of

bearing units and the availability of bearings. Considering this information, it is obvious that the use of several universal bearing pullers will not allow the proper disassembly of bearings in the process of equipment maintenance. This requires the need to formulate technical specifications for process equipment, its design parameters and modes of use.

The inspection of devices for disassembly of bearing units has been done, and their major shortcomings have been revealed.

One has conducted the analysis of existing theories of calculation of tension for fits of an internal bearing ring – a shaft, which include calculation taking into account conditions of impossibility of its rotation concerning a shaft due to action of friction forces and rolling of balls on bearing races. One has denoted that it is often necessary to make efforts much more than estimated for disassembly of bearings from a shaft as tension can be much bigger due to non-observance of tolerances during production of shafts.

The mathematical model of process of bearing assembly on a shaft taking into consideration a tension and a radial clearance in the bearing as well as the mathematical model of the bearing puller concerning features of material and geometrical characteristics of contacting bodies have been developed.

The considered theory of calculation of the maximum possible tension of a bearing ring on a shaft gives the opportunity to substantiate the maximum probable value of effort for disassembly of the bearing from the shaft due to durability of the ring. It is necessary to ensure the condition of their secure fixation at the end of the bearing ring so as to perform disassembly of bearings successfully, namely to avoid the possibility of removing legs of the bearing puller. Thus, one should match the design parameters of the bearing unit with the geometric parameters of the bearing puller.

Considering the strength conditions, the contact area between the end of the inner ring of the bearing and the bearing puller leg has been determined. Therefore,

one can substantiate the geometry of the leg, which will be in contact with the ring. The use of high-carbon alloy steels allows reducing the contact area, in particular – for a diameter of 40 mm from 111.6 mm² (steel 30) to 25.0 mm² (steel 60C2A), respectively, the use of high-carbon alloy steels (steel 60C2A) allows decreasing the contact area for 28%. Depending on the specific technical task, the geometric parameters and mechanical properties of the bearing puller parts can be adjusted by changing the bearing puller material and strengthening its processing.

The key task of experimental research has been to determine the forces of the bearing disassembly and the correctness of the calculations of the geometric parameters of bearing puller parts. Thus, the equipment has been developed to determine the disassembly force during the disassembly and assembly of bearing units.

A special tapered mandrel has been made and applied to increase the stepless measurement range and reduce the number of samples used in the experiments. The tapered mandrel is made of 9 alloy tool steel, thermally strengthened. Geometric parameters of the manufactured mandrel: length is 400 mm, smaller diameter is 29.8954 mm, larger diameter is 30.3227 mm.

Studies on internal rings of the disassembled bearings have been carried out to exclude influence on the size of a tension of an external bearing ring when there is a bearing seizure.

During the experimental research, one has solved the problem of developing a model of the bearing puller for disassembly from the shaft-mounted parts using tension, in particular, ball bearings from the shaft, in which improving the design self-clamping parts have been achieved, which enhanced the conditions of bearing puller application.

Testing of the manufactured bearing puller showed a reliable fixation of the legs on the captured part and an increase in the force to put together legs while

increasing axial force in the screw. At an inclination angle of the traverse relative to the plane perpendicular to the axis of the screw 15° .

Statistical processing of sets (representative samples) of disassembly force of the bearing №6306 allowed determining numerical characteristics, as well as substantiating the theoretical distribution law, which agrees with the normal distribution law, the expected value of which is $M[P_{6306}] = 1.972$ kN, the standard deviation – $\sigma[P_{6306}] = 0.085$ kN.

Considering the conducted studies of force determination to create a preset tension P_{pt} , we obtained estimates of expected value, respectively, $M [P_{pt}] = 17.155$ kN, estimates of the standard deviation – $\sigma [P_{pt}] = 1.732$ kN., which indicates the acceptability of the hypothesis of the normal distribution law. For studies of the destruction of bearing rings, the main statistical characteristics are the following ones: estimates of the expected value, respectively, $M [P_{dbr}] = 32.563$ kN; estimates of the standard deviation – $\sigma [P_{dbr}] = 3.592$ kN. The value of Pearson's chi-squared test X^2 , respectively, is $3.075 < 7.779$, which indicates the acceptability of the hypothesis of normal distribution law.

We conducted research on the process of disassembly of similar bearing units by bearing pullers of different designs in order to determine the efficiency of the proposed equipment. In particular, disassembly of bearings from the water pump shaft of the D-65 engine was done.

Studies on the disassembly time of bearings № 6203A and № 6306 by serial and designed bearing pullers showed that in the case of the use of serial samples, removing legs from the bearing ring could occur. In turn, it increased the time for its disassembly. Accordingly, the bearing puller developed by us made it possible to obtain the shortest disassembly time of the bearings, which was achieved due to securely fixing the legs on the captured part.

Experimental modeling has shown that the weight of the bearing puller based on its modeling in the *Autodesk Inventor* system can be reduced by 7.8% due to the rational distribution of material concerning the volume of parts.

The economic effect of the thesis result implementation will include three main components: saving time on disassembly of bearing units and other tension joints, increasing the efficiency of equipment by reducing its downtime and decreasing the cost of purchasing bearings due to increasing their resources by reinstalling with increased tension of the inner ring.

The expected economic effect from the implementation of scientific work results in production, concerning the number of disassembly operations of bearing units and their technical condition, will be 19.935 thousand UAH.

Three patents of Ukraine for utility models were obtained.

Thesis results are used in the educational process of Lviv National Agrarian University to prepare students of academic degrees “Bachelor” and “Master” in specialties 133 “Industrial Engineering”, 208 “Agroengineering” and 274 “Automobile Transport” for laboratory and practical classes in the disciplines of “Reliability and Machine Maintenance”, “Machine and Equipment Maintenance”, “Car Maintenance” and “Technological Equipment of Motor Transport Enterprises”. Materials of the completed scientific studies are implemented in LLC “Transport and Building Company “Zakhid” (“West”)” and in the private small enterprise “Vitas”.

Key words: rolling bearings, bearing disassembly, bearing assembly, bearing puller, tension, bearing clearance.

Список публікацій здобувача

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

Статті у наукових фахових виданнях України

1. Чухрай В. Є., **Рис В. І.** Обґрунтування параметрів обладнання для заміни підшипників вантажних автомобілів. *Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2003. № 7. С. 236–246. (Здобувачем обґрунтовано параметри знімачів для заміни підшипників).

2. Чухрай В. Є., **Рис В. І.** Аналіз обладнання для розбирання підшипникових вузлів. *Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2004. № 8. С. 348–357. (Здобувачем проаналізовано обладнання для демонтажу підшипникових вузлів).

3. Чухрай В. Є., Ніщенко І. О., **Рис В. І.** Визначення впливу геометричних параметрів деталей підшипникових вузлів на режими процесів розбирання та складання. *Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2005. № 9. С. 364–372. (Здобувачем досліджено вплив геометричних параметрів деталей підшипникового вузла на режими процесів монтажу і демонтажу).

4. Чухрай В. Є., **Рис В. І.** Дослідження впливу величини натягу в спряженні кілець підшипників з валами на зміну радіального і осьового зазору в підшипнику. *Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2007. № 11. С. 184–190. (Здобувачем досліджено вплив величини натягу в спряженні кілець підшипників з валами на зміну радіального і осьового зазору в підшипнику).

5. Чухрай В. Є., **Рис В. І.**, Білань О. В., Юхимчук О. В. Шура М. Б. Обґрунтування принципів схем конструкцій знімачів для розбирання підшипникових вузлів. *Вісник Львівського національного аграрного*

університету: агроінженерні дослідження. 2012. № 16. С. 330–339. (Здобувачем обґрунтовано принципові схеми конструкції знімачів для демонтажу підшипникових вузлів).

Статті у наукових виданнях інших держав

6. **Рыс В. И.** Съёмник для демонтажа деталей. *MOTROL Commission of Motorization and Energetics in Agriculture: An International Journal on Operation of Farm and Agri-food Industry Machinery*. Vol. 17, No. 4. P. 169 – 175. (Здобувачем обґрунтовано оптимальний кут встановлення траверси знімача відносно площини, перпендикулярної до осі гвинта (штока)).

7. Chukhrai V., **Rys V.** Pullers with operated pinchers. *MOTROL Commission of Motorization and Energetics in Agriculture: An International Journal on Operation of Farm and Agri-food Industry Machinery*. Vol. 19, No. 1. P. 25 – 29. (Здобувачем запропоновано конструкцію знімача підшипників з керованими захоплювачами).

8. **Rys V.** Substantiation of parameters of the bearer remover. *ТЕКА Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2017. Vol. 17, No. 4. P. 45 – 50. (Здобувачем встановлено, що раціональною формою лапи знімача є така, що виконана у формі сегмента круга).

Матеріали наукових конференцій

9. Чухрай В. Є., Кулинич І. Я., **Рис В. І.**, Блауцяк О. І. Технологічні аспекти процесів розбирання та складання машин під час їх ремонту. *Науково-практичні аспекти кормовиробництва та ефективного використання кормів: матеріали Між нар. наук.-практ. конф. (м. Львів, 15 верес. 2003 р.). Львів. 2003. С. 439–445. (Здобувачем проаналізовано технологічний процес монтажу і демонтажу підшипникових вузлів).*

10. **Рис В. І.** Дослідження впливу величини натягу в спряженні кільця підшипника з валами на зміну радіального зазору в підшипнику. *Актуальні*

проблеми та наукові звершення молоді на початку III тисячоліття: матеріали тез I Всеукр. конф. студентів, магістрів, аспірантів і докторантів (м. Луганськ, 22 трав. 2008 р.). Луганськ, 2008. Ч. 1. С. 233–235. (Здобувачем досліджено вплив величини натягу підшипника на зміну радіального зазору в підшипнику).

11. **Рис В. І.** Коректування зазору в підшипниках шляхом зміни величини натягу в спряженні кільця підшипника з валом. *Матеріали Всеукраїнської наукової конференції Тернопільського державного технічного університету імені І. Пулюя.* (м. Тернопіль, 13-14 трав. 2009 р.). Тернопіль, 2009. С. 87–88. *(Здобувачем досліджено вплив натягу підшипникового вузла на зазор у підшипнику)*

12. Дрозд В. Д., Чухрай В. Є., **Рис В. І.** Коректування зазору в підшипниках шляхом зміни величини натягу в спряженні кільця підшипника з валом. *Наука – виробництву, 2009: тези доп. студентів, магістрантів та аспірантів на III Всеукр. студентській наук.-практ. конф. «Підвищення надійності машин і обладнання»* (м. Кіровоград, 15 квіт. 2009 р.). Кіровоград, 2009. С. 48. *(Здобувачем досліджено вплив натягу підшипникового вузла на зазор у підшипнику).*

13. Чухрай В. Є., **Рис В. І.** Обґрунтування принципів схем конструкцій знімачів для розбирання підшипникових вузлів. *Підвищення надійності машин і обладнання: тези доп. XII Всеукр. наук.-практ. Конф. студентів, аспірантів та молодих вчених* (м. Кропивницький, 18-20 квіт. 2018 р.). Кропивницький, 2018. С. 122–125. *(Здобувачем обґрунтовано принципові схеми знімачів підшипників).*

14. **Рис В.** Обґрунтування площі контакту захоплювача знімача з кільцем підшипника. *14-й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові: матеріали симп.* (м. Львів, 23-24 трав. 2019 р.). Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2019. С. 90. *(Здобувачем обґрунтовано площу контакту захоплювача знімача).*

15. Чухрай В. Є., **Рис В. І.** Вплив геометричних параметрів деталей підшипникових вузлів на режими процесів розбирання та складання.

Крамаровські читання: VIII Між нар. наук.-техн. онлайн-конф. з нагоди 114-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віцепрезидента УАСГН Володимира Савовича Крамарова (1906–1987). Київ, 2021. С. 79–82. *(Здобувачем досліджено вплив геометричних параметрів деталей підшипникових вузлів на режими процесів монтажу і демонтажу).*

Патенти України на корисну модель

16. Знімач для демонтажу з валів деталей, встановлених з натягом: пат. України на корисну модель № 36873, В25В 27/02. № u200806992; заявл. 20.05.2008; опубл. 10.11.2008, Бюл. № 21. *(Здобувачем проаналізовано конструкцію знімачів та запропоновано конструкцію знімача, завдяки якій відбувається підвищення продуктивності праці).*

17. Знімач з керованими захоплювачами: пат. України на корисну модель № 111533, В27/00, В23Р 19/02. № u201605582; заявл. 23.05.2016; опубл. 10.11.2016, Бюл. № 21. *(Здобувачем проаналізовано конструкцію знімачів та запропоновано конструкцію знімача, завдяки якій відбувається підвищення продуктивності праці).*

18. Спосіб відновлення підшипників кочення: пат. України на корисну модель № 46250, В23Р 9/00. № u200907166; заявл. 09.07.2009; опубл. 10.12.2009, Бюл. № 23. *(Здобувачем проаналізовано способи відновлення підшипників кочення та запропоновано новий спосіб відновлення підшипників, який передбачає обжим деталей пластичним деформуванням у спеціальному пристрої з подальшим зовнішнім шліфуванням по торцях).*

Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

19. Чухрай В. Є., Рис В. І. Знімач для демонтажу деталей, встановлених з натягом на вал. *Вчені Львівського національного аграрного університету*

виробництву: каталог інноваційних розробок / за заг. ред. В. В Снітинського, Г. В. Черевка. Львів: Львів. нац. аграр. ун-т, 2008. Випуск 8. С. 146-147. (Здобувачем проаналізовано конструкцію знімачів та запропоновано конструкцію знімача, завдяки якій відбувається підвищення продуктивності праці).

1. Чухрай В. Є., **Рис В. І.** Знімач з керованими захоплювачами. *Вчені Львівського національного аграрного університету виробництву: каталог інноваційних розробок / за заг. ред. В. В Снітинського, В. І Лопушняка. Львів: Львів. нац. аграр. ун-т, 2018. Вип. 18. 39 с. (Здобувачем проаналізовано конструкцію знімачів та запропоновано конструкцію знімача, завдяки якій відбувається підвищення продуктивності праці).*

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	20
ВСТУП.....	21
РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	28
1.1 Основні відомості про підшипникові вузли.....	28
1.1.1 Аналіз підшипникових вузлів вантажних автомобілів.....	31
1.1.2 Аналіз підшипникових вузлів тракторів найпоширеніших у господарствах агропромислового виробництва.....	36
1.2 Класифікація обладнання для розбирання і складання підшипникових вузлів.....	40
1.3 Аналіз промислово освоєних пристроїв для розбирання і складання підшипникових вузлів.....	43
1.4 Аналіз існуючих схем встановлення підшипників у вузлах автомобілів і тракторів...	46
1.5 Аналіз теоретичних досліджень процесів розбирання і складання підшипникових вузлів.....	50
Висновки до розділу 1.....	58
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПРОЦЕСІВ МОНТАЖУ І ДЕМОНТАЖУ ПІДШИПНИКІВ.....	60
2.1 Визначення сил, що діють на внутрішнє кільце підшипника.....	60
2.2 Узгодження геометричних параметрів знімача з геометричними параметрами підшипникового вузла.....	66
2.3 Обґрунтування геометричних параметрів знімача.....	67
2.3.1 Визначення площі контакту лапи і підшипника.....	67
2.3.2 Визначення центра ваги площі контакту лапи і підшипника.....	69
2.3.3 Розрахунок лапи на міцність.....	70
2.3.4 Розрахунок на міцність траверси.....	74

	18
2.3.5 Умова незіскакування лапи.....	75
2.3.6 Розрахунок різі гвинта.....	79
Висновки до розділу 2.....	81
РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	82
3.1 Програма експериментальних досліджень.....	82
3.2 Обладнання для визначення зусилля демонтажу.....	83
3.3 Методика визначення зусилля монтажу та демонтажу підшипників.	89
3.4 Методика визначення гранично допустимого натягу внутрішнього кільця підшипника.....	93
3.5. Обґрунтування конструкції знімачів для оптимізації процесів демонтажу підшипників.....	98
3.6 Методика визначення оптимальних геометричних параметрів конструкції знімача.....	104
3.6.1 Моделювання конструкції знімача для визначення показників міцності.....	105
Висновки до розділу 3.....	117
РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ АНАЛІЗ.....	118
4.1 Результати визначення зусилля демонтажу підшипників.....	118
4.2 Результати експериментальних досліджень визначення зусиль, що призводять до заклинювання підшипника та руйнування їх кільця.....	122
4.3 Результати обґрунтування часу виконання операції демонтажу підшипників різними знімачами.....	126
4.4 Результати обґрунтування геометричних параметрів елементів знімачів.....	134
4.5 Результати моделювання параметрів деталей знімача виходячи з	

	19
теорії міцності.....	137
4.6 Варіанти технологічних схем відновлення ресурсу підшипникових вузлів.....	139
4.7 Порівняльний аналіз теоретичних досліджень з експериментальними результатами.....	144
Висновки до розділу 4.....	145
РОЗДІЛ 5. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОГО ЕФЕКТУ ВІД ЗАПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ..	147
Висновки до розділу 5.....	152
ВИСНОВКИ.....	153
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	155
ДОДАТКИ.....	168
ДОДАТОК А.....	169
ДОДАТОК Б.....	174
ДОДАТОК В.....	176
ДОДАТОК Д.....	177
ДОДАТОК Е.....	182
ДОДАТОК Ж.....	187
ДОДАТОК З.....	189
ДОДАТОК И.....	192
ДОДАТОК К.....	194
ДОДАТОК Л.....	198
ДОДАТОК М.....	203
ДОДАТОК Н.....	207
ДОДАТОК П.....	210
ДОДАТОК Р.....	212
ДОДАТОК С.....	222
ДОДАТОК П.....	225

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АПВ – агропромислове виробництво

АЦП – аналого-цифровий перетворювач

САПР – система автоматизованого проектування

ТО – топологічна оптимізація

ВСТУП

Актуальність теми. Основна маса машин, які використовуються в агропромисловому виробництві (АПВ), має визначену кількість підшипникових вузлів. Стан підшипникових вузлів може бути одним із чинників, що впливають на показники надійності 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 у вантажних автомобілях в середньому становить від 40 до 134 шт. на автомобіль [6–12; 35]. В окремих марках тракторів ця чисельність складає від 47 до 110 шт., а в зернозбиральних комбайнах, наприклад, у комбайнах CLAAS вона становить 147 шт.

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 у процесі ремонту техніки.

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

Зв'язок із науковими програмами. Дисертаційна робота виконана згідно з планом науково-дослідної тематики кафедри експлуатації та технічного сервісу машин ім. проф. О. Д. Семковича Львівського національного аграрного університету «Моделювання та оптимізація технологій, технологічних процесів і технічних засобів у рослинництві та технічному сервісі».

Наукові дослідження, виконані за темою дисертації, належать до основних наукових напрямів Львівського національного аграрного університету

та є складовою частиною комплексних науково-дослідних робіт: «Розробка, впровадження енергозберігаючих механізованих процесів, технологій і систем аграрного виробництва й технічних засобів їх реалізації» (номер державної реєстрації 0100U00233,) 2000–2005 рр.; «Розробка технічних засобів та ресурсоощадних технологій в землеробстві, рослинництві, тваринництві» (номер державної реєстрації 0106U002075), 2005 – 2010 рр.; «Розробка проектно-керованих інноваційних систем, ресурсоощадних технологій і технічних засобів у агропромисловому виробництві та його енергозабезпеченні» (номер державної реєстрації 0106U002075), 2010–2014 рр.; «Розробка проектно-керованих інноваційних систем, ресурсоощадних технологій і технічних засобів в агропромисловому виробництві» (номер державної реєстрації 0116U003179), 2015–2020 рр.

Роль автора у виконанні перелічених науково-дослідних робіт полягає в розробленні теоретичних і технологічних основ процесу відновлення і збільшення ресурсу підшипникових вузлів, проведенні теоретичного і експериментального обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів знімачів, розробленні й виготовленні експериментальних зразків валів з параметричним рядом розмірів, що дають змогу отримати різні значення натягу, можливого в посадках *внутрішнє кільце підшипника–вал*, та експериментального обладнання для дослідження процесів монтажу і демонтажу підшипників.

Мета і завдання досліджень. *Мета роботи* – обґрунтувати технологічні можливості, конструкцію, геометричні і вагові параметри знімача на підставі дослідження максимально можливого значення натягу між валом і підшипником, виходячи з міцності внутрішнього кільця підшипника, що забезпечує визначення максимально можливого зусилля, яке можна прикласти під час монтажу і демонтажу підшипника з вала.

Відповідно до поставленої мети необхідно було виконати такі завдання:

- провести аналіз номенклатури й кількості підшипників в основних машинах-представниках АПВ, визначити діапазон зміни їхніх геометричних параметрів;
- провести аналіз технічних засобів для демонтажу і монтажу підшипників в об'єктах техніки;
- обґрунтувати теоретичні основи процесів монтажу і демонтажу підшипників та геометричні параметри елементів знімачів;
- експериментально дослідити деформацію кілець підшипників залежно від значення натягу до моменту їх руйнування;
- запропонувати конструктивні схеми знімачів для демонтажу підшипників та обґрунтувати їхні конструктивні параметри.

Об'єкт дослідження – підшипникові вузли техніки АПВ та технічні засоби для демонтажу кулькових підшипників із валів.

Предмет дослідження – залежність зусилля монтажу і демонтажу внутрішніх кілець підшипника та їхніх геометричних параметрів від значення натягу.

Методи дослідження. Дослідження процесів монтажу та демонтажу підшипників здійснено на основі теоретичного аналізу та експериментів, виконаних у лабораторних і виробничих умовах з використанням існуючого та розробленого обладнання.

Теоретичні дослідження проводили з використанням основних положень вищої математики, теоретичної механіки, математичного моделювання і теорії міцності.

Експериментальні дослідження передбачали застосування методів планування багатofакторного експерименту і регресійного аналізу, результати досліджень обробляли на основі теорії ймовірності та математичної статистики.

Обробку експериментальних даних і теоретичні розрахунки здійснено з використанням сумісних програмних пакетів «*MATLAB 10.1*», «*Autodesk Inventor*», «*Microsoft Excel 2016*», «*Statistica 10*».

Наукова новизна одержаних результатів.

Уперше:

∅ експериментально визначено допустимі значення натягу між внутрішнім кільцем підшипника і валом, що, на відміну від відомих методів, приводить до збільшення ресурсу підшипників;

∅ запропоновано технологічну схему поновлення та збільшення ресурсу підшипників у конкретній виробничій ситуації;

∅ запропоновано технологію подовження ресурсу підшипників, яка передбачає зменшення радіального зазору, під час повторного встановлення їх із збільшеним допустимим натягом;

∅ запропоновано структурно-логічну схему узгодження геометричних параметрів підшипникових вузлів з геометричними параметрами знімачів.

Удосконалено конструкції знімачів, які підвищують ефективність процесу демонтажу підшипників і створюють зручніші й безпечніші умови праці.

Набули подальшого розвитку:

∅ технології збільшення ресурсу кулькових підшипників;

∅ наукові засади розширення технологічних можливостей знімачів.

Новизна технічних рішень підтверджена патентами України на корисні моделі №№ 36873, 111533, 46250.

Практичне значення одержаних результатів дисертаційної роботи полягає в тому, що ремонтні служби зможуть у певних конкретних випадках збільшувати ресурс підшипникових вузлів за допомогою зменшення радіального зазору внаслідок збільшення натягу між валом та внутрішнім кільцем підшипника.

Використання знімачів запропонованих конструкцій дасть змогу скоротити тривалість операцій демонтажу підшипників та уникнути можливості зіскакування лап із захопленої поверхні, покращити умови та безпеку праці.

Запропоновані методика і обладнання можуть застосовуватися для контролю якості підшипників, які використовуються в машинобудуванні та ремонтному виробництві. За допомогою контролю зусилля під час монтажу підшипникових вузлів можна перевіряти технічний стан підшипникового вузла, знаючи попередній зазор у підшипнику.

Результати досліджень впроваджені в ТОВ «ТБК «ЗАХІД»», ПМП «Вітас» та у Львівському національному аграрному університеті, що підтвердило їхню актуальність і практичну цінність.

Запропонована експериментальна установка використовується в навчальному процесі для підготовки фахівців спеціальностей 133 «Галузеве машинобудування», 208 «Агроінженерія» та 274 «Автомобільний транспорт».

Лабораторний зразок використовується для проведення лабораторно-практичних занять із дисциплін «Надійність та ремонт машин», «Ремонт машин та обладнання», «Ремонт автомобілів» і «Технологічне обладнання автотранспортних підприємств».

Особистий внесок здобувача. Основні результати дослідження за темою дисертаційної роботи виконані автором особисто.

У наукових працях, опублікованих у співавторстві, внесок здобувача полягає в тому, що: обґрунтовано параметри знімачів для заміни підшипників [124]; проаналізовано обладнання для демонтажу підшипникових вузлів [128]; досліджено вплив геометричних параметрів деталей підшипникового вузла на режими процесів монтажу і демонтажу [127]; досліджено вплив значення натягу в спряженні кілець підшипників з валами на зміну радіального й осьового зазору в підшипнику [120]; обґрунтовано принципові схеми конструкції знімачів для демонтажу підшипникових вузлів [70]; обґрунтовано оптимальний

кут встановлення траверси знімача відносно площини, перпендикулярної до осі гвинта (штока), для радіального затискання підшипника [85]; запропоновано конструкцію знімача підшипників із керованими захоплювачами для зручності його використання в будь-якому просторовому положенні [132; 133]; встановлено, що раціональною формою лапи знімача є така, що виконана у формі сегмента круга [133]; проаналізовано технологічний процес монтажу і демонтажу підшипникових вузлів [118]; досліджено вплив значення натягу підшипника на зміну радіального зазору в підшипнику [37; 83]; досліджено вплив натягу у спряженні *підшипник-вал* на радіальний зазор у підшипнику [80]; обґрунтовано принципові схеми знімачів підшипників [124]; обґрунтовано площу контакту захоплювача знімача з торцем деталі, що знімається [84]; досліджено вплив геометричних параметрів деталей підшипникових вузлів на режими процесів монтажу і демонтажу [119]; запропоновано конструкцію знімача, яка підвищує продуктивність праці [38; 117; 121; 126]; проаналізовано способи відновлення підшипників кочення та запропоновано новий спосіб відновлення підшипників, який передбачає обтискання деталей пластичним деформуванням у спеціальному пристрої з подальшим зовнішнім шліфуванням по торцях і робочих поверхнях доріжок [91].

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати роботи заслухані, обговорені та отримали позитивну оцінку на: Міжнародній науково-практичній конференції «Науково-практичні аспекти кормовиробництва та ефективного використання кормів» (м. Львів, 2003 р.); I Всеукраїнській конференції студентів, магістрів, аспірантів і докторантів «Актуальні проблеми та наукові звершення молоді на початку III тисячоліття» (м. Луганськ, 2008 р.); Всеукраїнській науковій конференції Тернопільського державного технічного університету імені І. Пулюя (м. Тернопіль, 2009 р.); III Всеукраїнській студентській науково-практичній конференції «Підвищення надійності машин і обладнання» (м. Кіровоград, 2009 р.); XII Всеукраїнській

науково-практичній конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Підвищення надійності машин і обладнання» (м. Кропивницький, 2018 р.); 14-му Міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, 2019 р.); VIII Міжнародній науково-технічній онлайн-конференції з нагоди 114-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віцепрезидента УАСГН Володимира Савовича Крамарова (1906–1987) «Крамаровські читання» (м. Київ, 2021); щорічних звітних науково-практичних конференціях аспірантів та здобувачів ЛНАУ.

Публікації. Основний зміст і результати дисертаційної роботи опубліковано у 20 друкованих працях, зокрема 5 – у фахових наукових виданнях України, 3 – у міжнародних наукових виданнях, 7 – у матеріалах науково-практичних конференцій та форумів, 3 – патенти України на корисну модель та 2 – у працях, які додатково відображають наукові результати дисертації.

Структура і обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел зі 137 найменувань та 19 додатків. Основна частина викладена на 133 сторінках тексту, містить 12 таблиць і 82 рисунки. Повний обсяг роботи з додатками становить 227 сторінок.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Основні відомості про підшипникові вузли

Під час проведення дослідження параметрів процесу розбирання і складання вузлових спряжень *підшипник-вал* насамперед необхідно розглянути класифікацію параметричних рядів, широко застосовуваних підшипників, які в процесі експлуатації технічних засобів мають властивість зношуватись, суттєво зменшуючи ресурсний потенціал [33; 90; 99].

Найпоширенішими в автомобілях і тракторах є підшипники кочення, зокрема конічні роликові та кулькові радіальні різноманітного виконання, рідше радіально-упорні та упорні. Ці підшипники характеризуються типом, конструкцією і розміром, способом розміщення в різних зонах доступності, що впливає на вибір відповідного обладнання та пристроїв для їх демонтажу і монтажу під час ремонту [9; 12; 21; 57; 72; 79; 96].

Крім того, підшипники можуть бути відкриті, закриті, з канавкою для фіксації стопорним кільцем та з іншими конструктивними ознаками. Також підшипники за конструктивними особливостями поділяються на несамовстановлювальні та самовстановлювальні.

Спрацювання деталей підшипників кочення змінює режим роботи автомобіля або трактора і призводить до прискореного зношування інших деталей, оскільки підшипники кочення є базовими елементами кінематичних ланцюгів.

Під час спрацювання елементів підшипників з'являються додаткові зміни у взаємному просторовому розміщенні деталей, а саме збільшення міжосьової відстані, перекосів валів, похибки в зубчастих зачепленнях, ущільненнях, надмірний шум і вібрація, а також несприятливий перерозподіл навантаження

між тілами кочення, що знижує контактну стійкість підшипників. Усе це зумовлює простої машин, призводить до збільшення витрат на ремонт.

Звідси стає зрозумілим, наскільки важливі для ремонтників чіткі вказівки за вибором посадок для підшипників, оскільки більшість посадкових місць лежить у базових деталях, які важливо зберегти якомога довше або навіть протягом усієї експлуатації машини.

На особливу увагу заслуговують операції розбирання з'єднань підшипників з валами. Залежно від особливостей конструкції вузла, навантажень, що діють на його деталі, використовуються підшипники різних типів і груп, але в будь-якому разі внутрішнє кільце підшипника встановлюється з натягом. У переважній більшості випадків підшипникові вузли лімітують ресурс машин і в процесі експлуатації виникає потреба декілька разів замінити той чи інший підшипник.

Основною вимогою для операції розбирання і складання пресових з'єднань є збереження деталей у початковому стані, тобто уникнення їхнього пошкодження в процесі розбирання-складання. Цю умову можна задовольнити знаючи, які допустимі напруження можуть виникати в деталях під час операцій розбирання або складання.

Врахування особливостей конструкції об'єктів ремонту дало нам можливість розглянути більш ефективне спеціальне технологічне обладнання для розбирання пресових з'єднань, таке як: стенд для механізованого демонтажу напресованих деталей [2]; обладнання з керованими захоплювачами для випресування втулок [11]; пристрій для одночасного випресування двох дзеркально встановлених втулок [3]; гідравлічний знімач для демонтажу деталей, напресованих на значній відстані від торця вала [4]; гідравлічний знімач з паралельними самозахоплюючими лапами [5], яке можна використовувати як аналоги для наступних конструктивних розробок.

На сьогодні відсутні універсальні методики розрахунків режимів технологічних процесів розбирання з'єднань з натягом, які б враховували питання технологічності конструкцій з погляду використання термодії та інженерні методи розрахунків температурних деформацій деталей. Усі дослідження були спрямовані на процеси складання з'єднань з натягом з використанням термовпливу на деталі (нагрів чи охолодження).

Нині в техніці АПВ [2–5; 11; 43; 44] використовується велика кількість підшипників різної конструкції, класифікацію яких здійснено відповідно до схеми, наведеної на рис. 1.1.

Розширений діапазон класифікації підшипників показує нам широке застосування їх різноманітної конструкції, конфігурації в агрегатах та механізмах широкого спектра застосування.

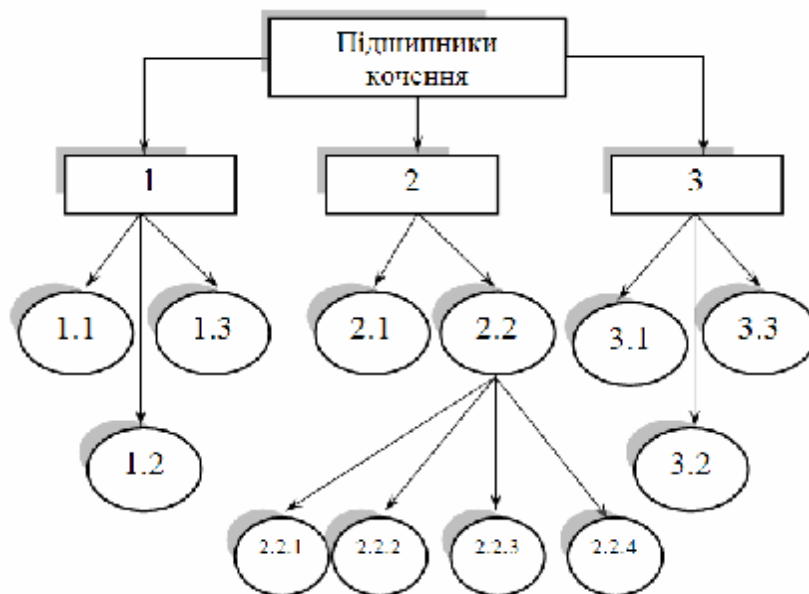


Рисунок 1.1 – Класифікація підшипників: 1 – за сприйняттям навантаження (1.1 – радіальні, 1.2 – радіально-упорні, 1.3 – упорні); 2 – за типом тіл кочення (2.1 – кулькові, 2.2 – роликові: 2.2.1 – з короткими циліндричними роликами, 2.2.2 – з витими роликами; 2.2.3 – голчасті, 2.2.4 – зі сферичними роликами); 3 – за кількістю рядів тіл кочення (3.1 – однорядні, 3.2 – дворядні, 3.3 – чотирирядні).

За способом компенсації перекосів вала підшипники поділяють на несамовстановлювальні та самовстановлювальні сферичні. За радіальними розмірами підшипники кочення з одним і тим же внутрішнім діаметром d поділяють на 5 серій діаметрів (надлегка, особливо легка, легка, середня та важка) і на 5 серій ширин (особливо вузька, вузька, нормальна широка, особливо широка).

1.1.1 Аналіз підшипникових вузлів вантажних автомобілів

Проаналізувавши вантажні автомобілі, зокрема автомобілі марок ГАЗ-53-12, ГАЗ-3307, ЗИЛ-4514, КрАЗ-6510, МАЗ-5335, МАЗ-64229, КамАЗ-65115 та УАЗ-452Д, можемо зробити висновок, що кількість підшипників налічує від 40 до 134 шт. на автомобіль [2–5; 12; 39; 40] (табл. 1.1 і 1.2).

Таблиця 1.1 – Кількісний аналіз підшипників різних типів у старих моделях автомобілів

Марка автомобіля	Тип підшипника				Разом
	роликовий конічний	кульковий радіальний	кульковий радіально-упорний	інші	
ГАЗ-53-12	12	9	3	16	40
УАЗ-452 УАЗ-452Д	16	14	3	16	49

Таблиця 1.2 – Кількісний аналіз підшипників різних типів

Марка автомобіля	Тип підшипника				Разом
	роликовий конічний	кульковий радіальний	кульковий радіально-упорний	інші	
1	2	3	4	5	6
ГАЗ-3307	12	12	2	35	61

1	2	3	4	5	6
ЗИЛ-4514	16	14	6	26	62
КрАЗ-6510	28	40	14	52	134
МАЗ-5335	14	5	4	28	51
МАЗ-64229	31	18	2	28	79
КамАЗ-65115	27	39	12	43	121
Всього	156	151	46	244	697

Аналізуючи табл. 1.1 і 1.2 бачимо, що роликові конічні підшипники в різних моделях автомобілів становить 32%, кулькові радіальні підшипники – 22,30%, кулькові радіально-упорні – 6,03%, інші – 39,67 % від загальної їх кількості. Оскільки основну частину складають роликові конічні та кількові радіальні підшипники, то наші дослідження ґрунтуватимуться саме на них.

Аналізуючи гістограму, (рис. 1.2) слід відзначити наступне: на автомобілі ГАЗ-3307 – 12 кулькових радіальних та 12 роликових конічних підшипників; на автомобілі ЗИЛ-4514 – 14 кулькових радіальних та 16 роликових конічних підшипників; на автомобілі КрАЗ-6510 – 40 кулькових радіальних та 28 роликових конічних підшипників; на автомобілі МАЗ-5335 – 5 кулькових радіальних та 14 роликових конічних підшипників; на автомобілі МАЗ-64229 – 18 кулькових радіальних та 31 роликовий конічний підшипник і на автомобілі КамАЗ-65115 – 39 кулькових радіальних та 27 роликових конічних підшипників.

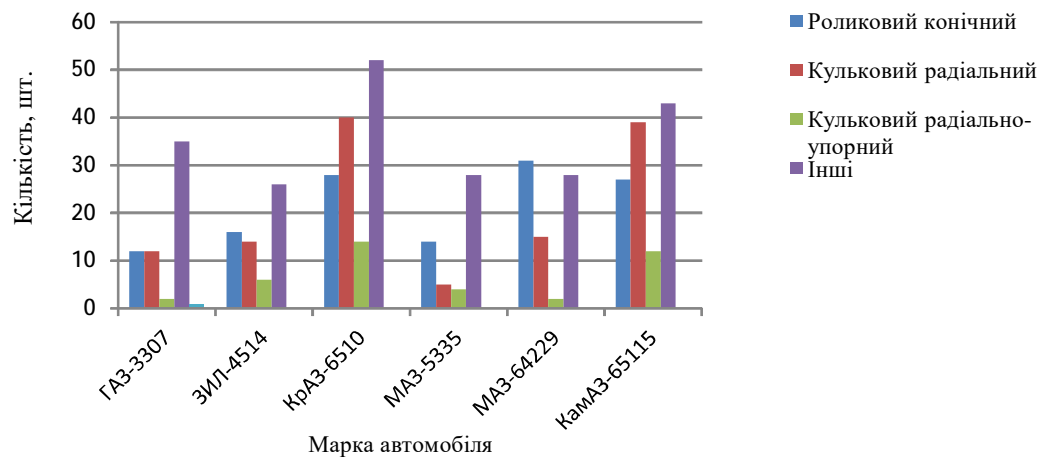


Рисунок 1.2 – Гістограма кількісної характеристики підшипників вантажних автомобілів

Розглянемо розмірні ряди роликових та кулькових радіальних підшипників, визначивши їхні геометричні параметри (табл. 1.3).

Таблиця 1.3 – Основні геометричні параметри підшипників вантажних автомобілів

Марка автомобіля	Геометричний параметр підшипника, мм		
	внутрішній діаметр, $d_{\min-\max}$	зовнішній діаметр, $D_{\min-\max}$	ширина, $B_{\min-\max}$
	Кулькові радіальні		
1	2	3	4
ГАЗ-3307	15-70	40-110	12-20
ЗИЛ-4514	15-70	35-110	14-21
КрАЗ-6510	15-100	35-160	14-23
МАЗ-5335	15-100	35-150	14-23
МАЗ-64229	15-90	40-160	14-42
КамАЗ-65115	12-70	40-150	14-35
За всіма моделями	12-100	35-160	12-35
	Роликові конічні		

1	2	3	4
ГАЗ-3307	25-65	62-110	21-38,5
ЗИЛ-4514	40-85	90-150	34-51
КрАЗ-6510	40-110	47-215	24-62
МАЗ-5335	40-100	90-169	23-78
МАЗ-64229	60-120	130-215	23,75-61,5
КамАЗ-65115	20-85	47-150	15,25-44,25
За всіма моделями	20-120	47-215	15,25-78

З табл. 1.3 видно, що внутрішній діаметр підшипників у всіх моделях розглянутих автомобілів є в межах від 12...120 мм, зовнішній діаметр – у межах 35–215 мм та ширина – 12–78 мм.

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

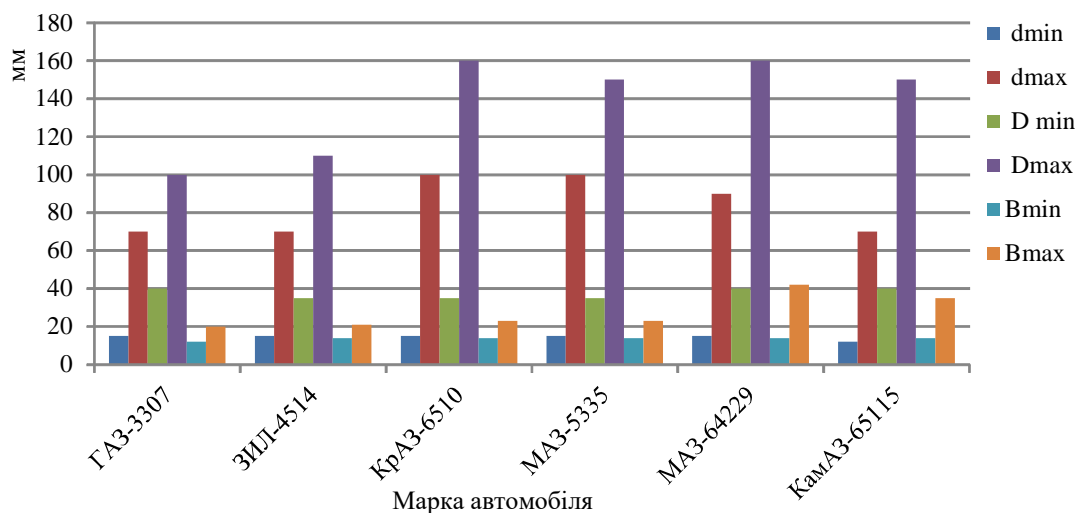


Рисунок 1.3 – Гістограма розмірних параметрів підшипників вантажних автомобілів

Для детальнішого порівняння складемо графік розмірних параметрів діаметрів зовнішніх кілець підшипників та графік розмірних параметрів ширини кілець підшипників автомобілів (рис. 1.4, 1.5).

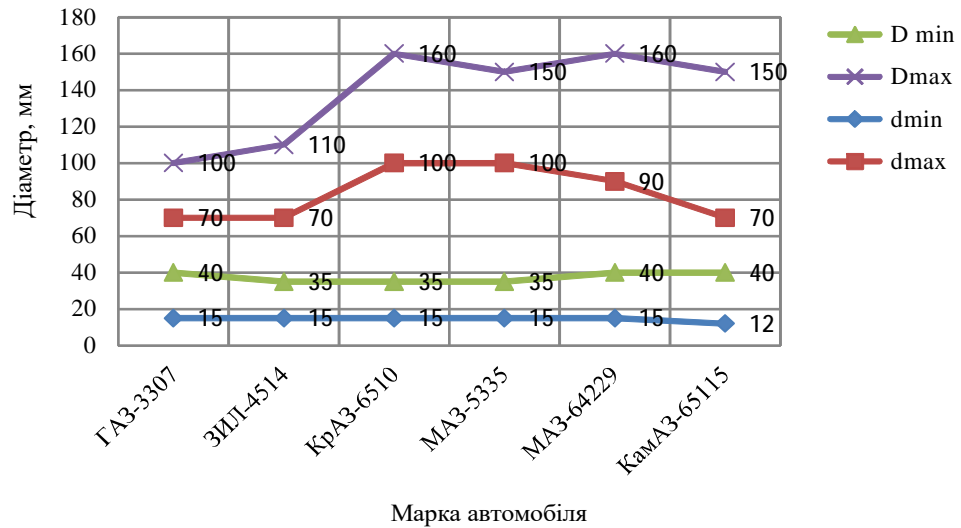


Рисунок 1.4 – Діапазон зміни геометричних параметрів підшипників вантажних автомобілів за зовнішнім діаметром підшипника

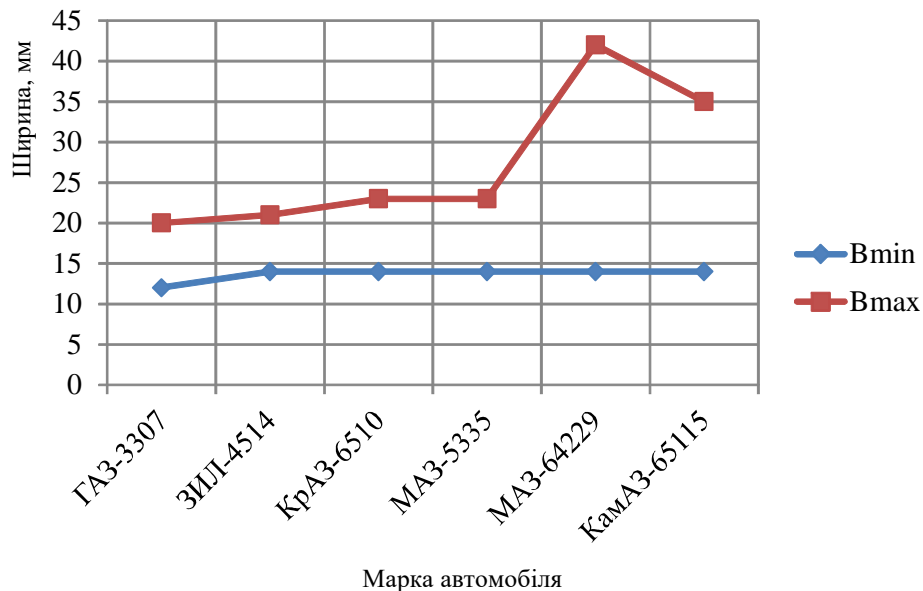


Рисунок 1.5 – Діапазон зміни геометричних параметрів підшипників вантажних автомобілів за шириною підшипника

Якщо розглядати сукупність наведених моделей автомобілів, то діапазон розведення захоплювачів для демонтажу підшипників з вала становить 180 мм (від 47 до 215 мм), а для демонтажу підшипників з корпусних деталей – 108 мм (від 20 до 120 мм). Насамперед розглянемо групу підшипників найпоширенішого розмірного ряду, які застосовуються на різних моделях автомобілів.

1.1.2 Аналіз підшипникових вузлів тракторів, найпоширеніших у господарствах агропромислового виробництва

На сьогодні найбільш ремонтно затребувані в сільськогосподарських підприємствах трактори марок ЮМЗ-8040.2/8240.2, МТЗ-80.1/82.1, ХТЗ-242К, та Т-3512 [7; 24; 45; 46; 102–105]. Кількісний аналіз підшипників різних типів тракторів зазначених марок подано в табл. 1.4.

Таблиця 1.4 – 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-80.1/82.1	13	35	4	12	64
ХТЗ-242К	23	33	7	47	110
ХТЗ-3512	8	28	3	8	47
Всього	70	187	25	102	384

Як бачимо (див. табл. 1.4), роликові конічні підшипники в різних марках тракторів становлять 18,23 %, кулькові радіальні підшипники – 48,70 %, кулькові радіально-упорні – 6,51 %, інші – 26,56 % від загальної їхньої

кількості. Оскільки основну частину складають роликові конічні та кулькові підшипники, то необхідно провести їх ґрунтовніші дослідження на предмет розробки параметричного ряду знімачів.

Аналізуючи гістограму (рис 1.6), слід відзначити таке: на тракторі ЮМЗ-8040.2/8240.2 встановлено 41 кульковий радіальний та 13 роликових конічних підшипників; на тракторах марки МТЗ-80.1/82.1 встановлено 35 кулькових радіальних та 13 роликових конічних підшипників; на тракторі Т-40А – 50 кулькових радіальних та 13 роликових конічних підшипників; на тракторі Т-242К – 33 кулькових радіальних та 23 роликових конічних підшипників і на тракторі ХТЗ-3512 відповідно 28 кулькових радіальних та 8 роликових конічних підшипників.

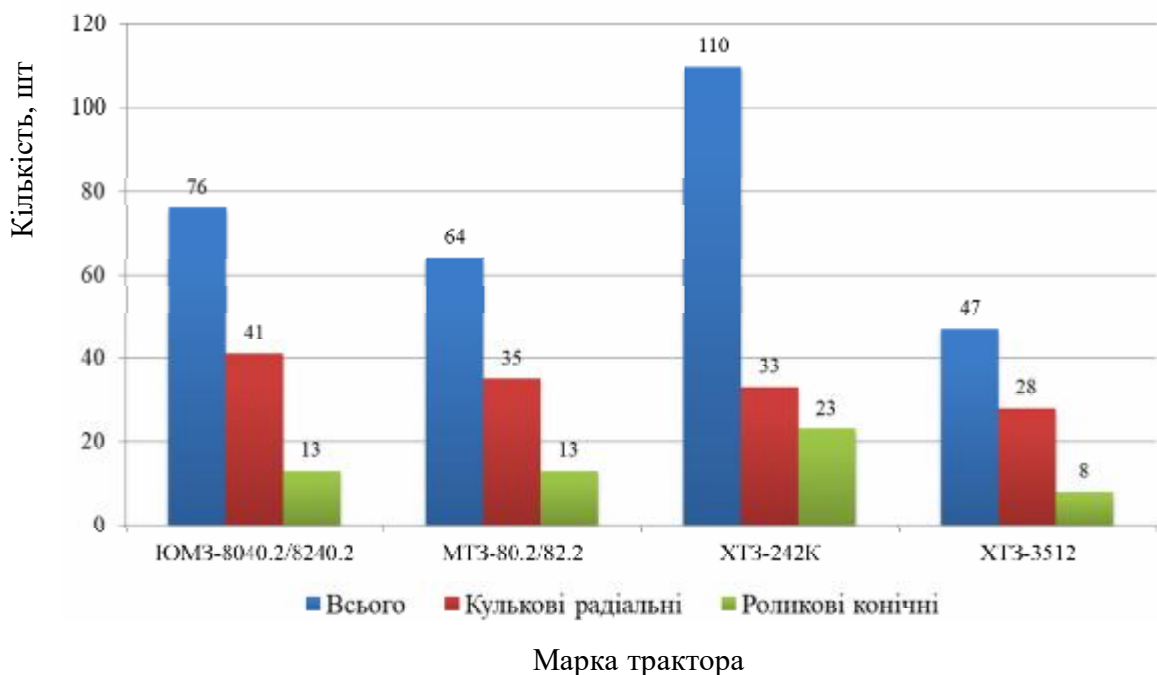


Рисунок 1.6 – Гістограма кількісної характеристики підшипників тракторів

Розглянемо розмірні ряди роликів та кулькових радіальних підшипників, визначивши їхні геометричні параметри (табл. 1.5).

Таблиця 1.5 – 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
ХТЗ-242К	7-75	13-140	9-119
ХТЗ-3512	25-85	47-125	10-25
У всіх моделях	5-95	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
ХТЗ-242К	25-100	39-180	16-51
ХТЗ-3512	25-60	62-110	18,5-35,5
У всіх моделях	17-100	30-180	9-51

З табл. 1.5 видно, що внутрішній діаметр підшипників у всіх моделях розглянутих тракторів лежить у межах 5–100 мм, зовнішній діаметр – у межах 13–180 мм та ширина – 7–119 мм.

Провівши кількісний аналіз підшипників та їхніх геометричних параметрів, можна здійснити їх загальну порівняльну характеристику щодо всіх розглянутих тракторів, яку зображаємо у вигляді гістограми (рис. 1.7, 1.8).

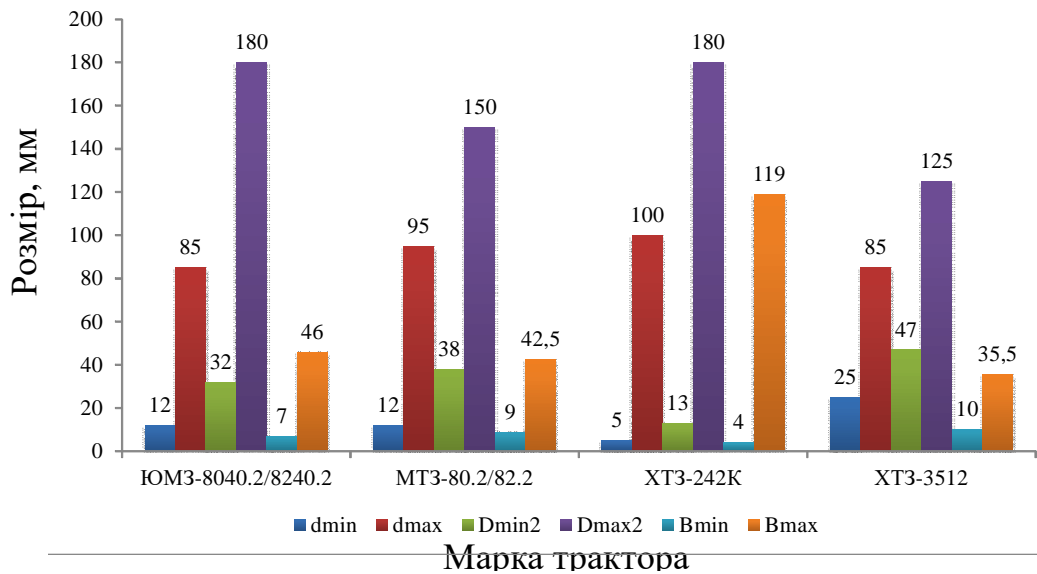


Рисунок 1.7 – Гістограма розмірних параметрів підшипників тракторів

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

Для детальнішого порівняння складемо графік розмірних параметрів діаметрів зовнішніх кілець підшипників (див. рис 1.8) та графік розмірних параметрів ширини кілець підшипників тракторів (рис. 1.9).

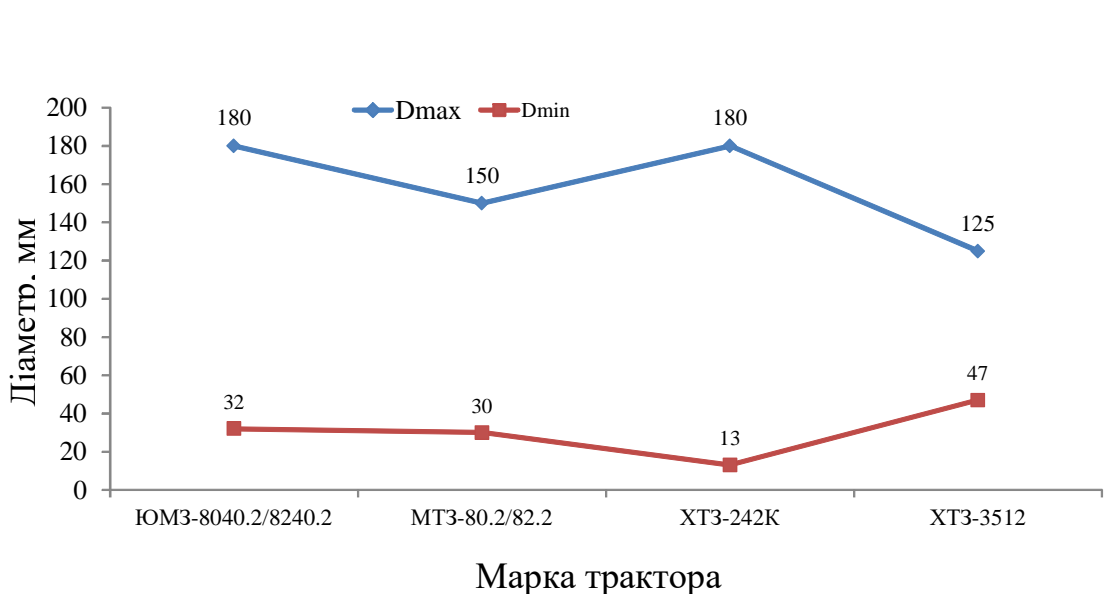


Рисунок 1.8 – Діапазон зміни геометричних параметрів підшипників тракторів за зовнішнім діаметром підшипника

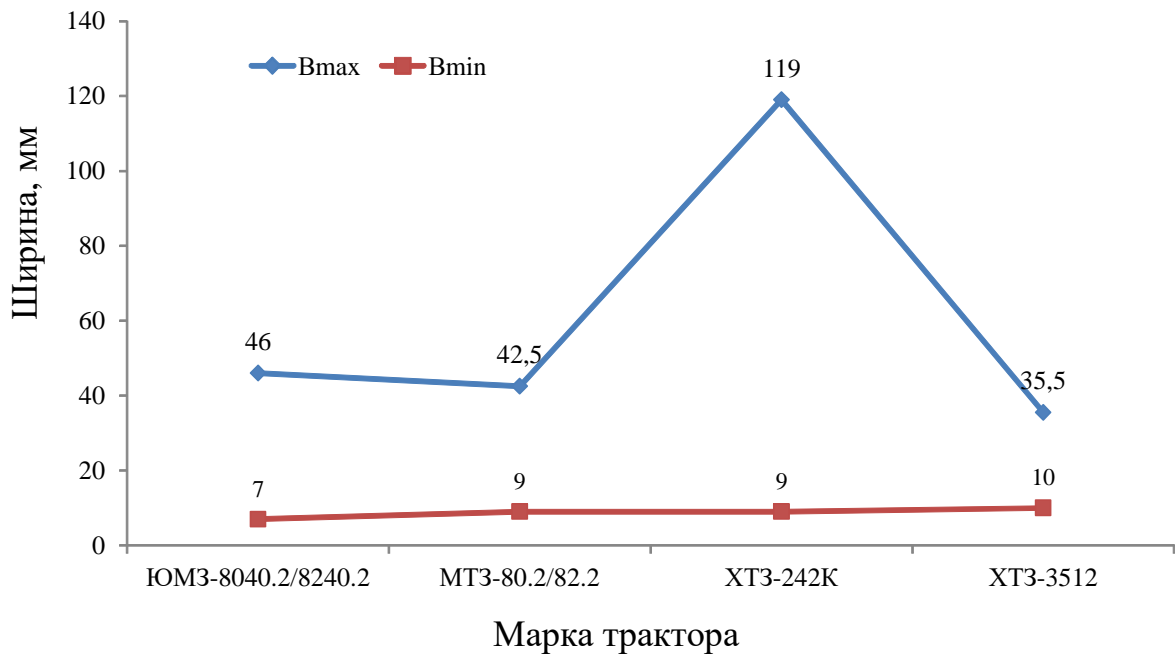


Рисунок 1.9 – Діапазон зміни геометричних параметрів підшипників тракторів за шириною підшипника

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). Насамперед розглянемо групу підшипників найпоширенішого розмірного ряду, які застосовуються на різних моделях тракторів.

1.2 Класифікація обладнання для розбирання і складання підшипникових вузлів

Результати літературного та патентного пошуку дали змогу виявити різні конструкції пристроїв і знімачів для розбирання і складання підшипникових вузлів [1; 8; 22; 30; 41; 42; 47; 50; 63; 66–69; 77; 78; 81; 86; 88; 89; 91; 94; 96; 108;

109; 116]. Виявлену сукупність конструкцій можна поділити за наступними ознаками:

- за принципом дії:
 - Ø механічні;
 - Ø гідромеханічні;
 - Ø пневматичні;
 - Ø гідравлічні;
- за способом притискання лап захоплювачів до деталі, що знімається:
 - Ø дисковими храповиками;
 - Ø круглою гайкою;
 - Ø гвинтами;
 - Ø двома конусами;
- за конструкцією корпусів знімачів для кріплення захоплювачів:
 - Ø двох захоплювачів;
 - Ø трьох захоплювачів;
 - Ø чотирьох захоплювачів;
 - Ø шести захоплювачів;
 - Ø з обертовим корпусом;
- За формою захоплювачів:
 - Ø лапчасті прості;
 - Ø лапчасті розсувні;
 - Ø захоплювачі тяги;
 - Ø збірні нерухомі;
 - Ø захоплювачі жорстко з'єднані з корпусом;
- За способом створення осьового зусилля в знімачах:
 - Ø механічні:
 - важільні;
 - ексцентрикові;

- клинові;
- ударні;
- гвинтові;

Ø гідромеханічні:

- плунжерного типу;
- поршневого типу;

Ø пневматичні:

- з циліндрами;
- з пневмокамерами;

Ø гідравлічні:

- безперервної дії;
- циклічної дії;
- одно- і двосторонньої дії;

• За типом захоплювачів:

Ø складні захоплювачі:

- цангові;
- сухариками, які мають всередині конусну поверхню;
- штифтові;

Ø захоплювачі з різзю у вигляді:

- шпильки;
- гайки;
- гвинта;
- гвинта зі вставкою;

Ø захоплювачі спеціального призначення:

- для деталей, розміщених глибоко в корпусах;
- для деталей, всередині яких знаходиться довгий вал;
- для втулок;
- для втулок насосів типу НШ;

– Для деталей, розміщених у «глухих» отворах

- за опорною частиною силових гвинтів (штоків).

1.3 Аналіз промислово освоєних пристроїв для розбирання і складання підшипникових вузлів

Для розбирання пресових з'єднань розроблено широку гаму універсальних і спеціальних пристроїв [32].

У закордонному виробництві велика увага приділяється розробці спеціалізованого технологічного обладнання для станцій технічного обслуговування автомобілів, тракторів та сільськогосподарських машин. У 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 спонукає до вибору діапазону налагодження оптимального параметричного ряду знімачів за параметрами діаметра підшипників і їх відстані від торця деталей та допустимих зон захоплення. Це вимагає до вирішення проблеми підбору знімачів для заміни підшипників заданої номенклатури автотракторного парку.

Переглянувши представників таких фірм, з'ясували, що німецькою фірмою KLANN випускається комплект кільцевих надставок для заміни підшипників маточин коліс вантажних автомобілів [68].

Фірми-виробники вантажних автомобілів «VOLVO», «RENAULT» та інші укомплектовують свої сервісні центри спеціальним технологічним обладнанням для реалізації всіх операцій розбирання і складання, що мінімізує тривалість ремонту і обслуговування та унеможливорює пошкодження деталей і травмування виконавців.

Ґрунтовний огляд конструкції знімачів проводили з використанням патентного фонду Львівського регіонального центру науково-технічної інформації, каталогів інструменту фірми FORCE [47], електронної бази даних шведської фірми SKF [135; 136] та інших джерел інформаційного забезпечення. Серед виявлених конструкцій знімачів, розроблених фірмами-виробниками, вважаємо за доцільне звернути увагу на пристрої та знімачі, які показані у дод. Б, для демонтажу підшипників кочення з валів технічних засобів, різноманітної конструкції та конфігурації, серед яких:

а) механічні знімачі серії EasyPull із пружинними самовстановлювальними захоплювачами з можливістю підключення до гідропідсилювача. Ці 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 ТМНР 15, 30, 50 поєднують у собі високу потужність і безпечність використання. Максимальне зусилля 50 т. Система тяг забезпечує зрівноваження сил знімання та знижує можливість пошкодження деталі чи вала;

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

д) знімач серії ТМВР 20Е призначений для демонтажу кулькових підшипників із глухих отворів та без повного розбирання вузла. Використання додаткових тяг дає змогу 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 розпірних болтах;

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

в) механічний універсальний знімач серії 35167 JTC. Конфігурація лап дає змогу 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 цієї інформації дали змогу виявити різні конструкції пристроїв і знімачів для розбирання і складання підшипникових вузлів. Огляд існуючих конструкцій знімачів наведено на рис. Д.1 – Д.7 (дод. Д).

Недоліком конструкції розробленого на кафедрі гідравлічного знімача [26] (рис. Д.1, див. дод. Д) є те, що через його габаритні розміри унеможлиблюється демонтаж підшипників малих діаметрів.

На рис. Д.2. (див. дод. Д) зображено конструкцію розробленого на кафедрі гідравлічного знімача для демонтажу підшипників встановлених на значній віддалі від торця вала [91]. Цей знімач, як уже зазначено, призначений для демонтажу підшипників, встановлених на значній віддалі від торця вала, проте у важкодоступних місцях та під час знімання підшипників малих розмірів його використання унеможлиблюється.

На рис. Д.3 (див. дод. Д) зображена конструкція розробленого на кафедрі стенду для розбирання пресових з'єднань [94].

Також проведено огляд конструкції механічного знімача [63; 89] (рис. Д.4, див. дод. Д). Недоліком цього знімача є відсутність елемента фіксації, таким чином, під час знімання можливе зіскакування лап із захопленої деталі.

На рис. Д.5 (див. дод. Д) [28] зображено пристрій для демонтажу з валів підшипників переважно великого діаметра.

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

На рис. Д.6 (див. дод. Д) зображено конструкцію гідравлічного наконечника для знімача [29]. Пристрій призначений для демонтажу з валів шестерень, шківів та підшипників. Таким чином, наконечник для знімача забезпечує збільшення осьового зусилля демонтажу під час його використання з будь-яким типовим знімачем, проте трудомісткість виконання демонтажу є дещо більшою.

Гідравлічний знімач (рис. Д.7, див. дод. Д) призначений для розбирання великогабаритних нерухомих з'єднань із натягом. Недоліком цього знімача є великі габаритні розміри.

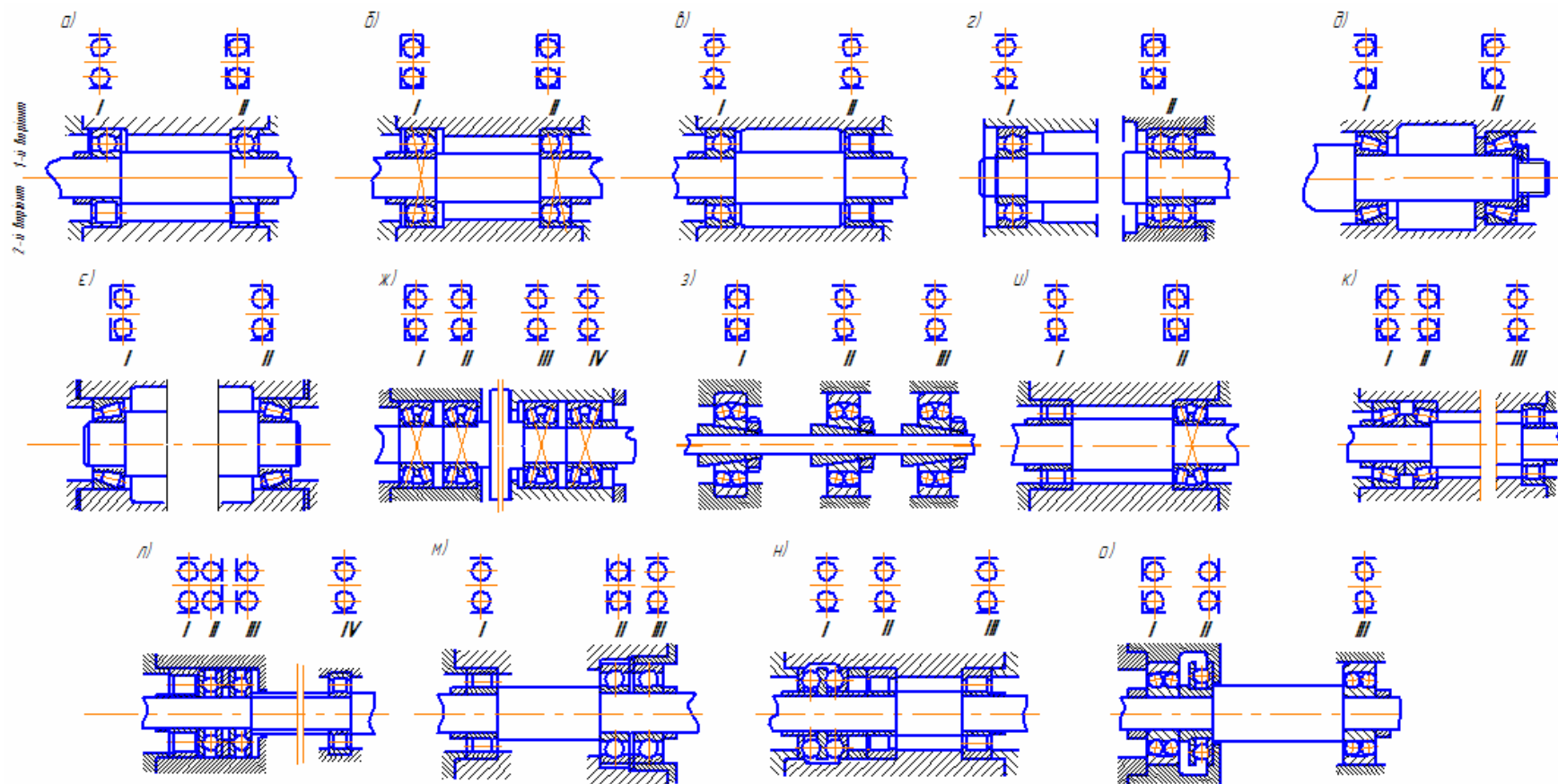
1.4 Аналіз існуючих схем встановлення підшипників у вузлах автомобілів і тракторів



Залежно від призначення механізму, напряму і величини навантажень, які діють у підшипниковому вузлі, загального компонування вузла та інших умов приймається визначена схема встановлення підшипників у вузлі [119; 127].



Під час вибору схеми встановлення підшипників звертають увагу на тип і розмір підшипників, визначення «плаваючих» і фіксуєчих опор.


На рис. 1.10 наведені найбільш характерні принципові схеми встановлення підшипників у вузлах механізмів [12].



Знаючи геометричні параметри підшипникового вузла та знімача підшипників, нам необхідно дослідити вузли, в яких підшипники встановлені з натягом в корпуси проаналізованих автомобілів та тракторів.



 опора сприймає тільки
 радіальне навантаження

 опора сприймає радіальні і двосторонні
 осьові навантаження

 опора сприймає двосторонні
 осьові навантаження

 опора сприймає радіальні і односторонні
 осьові навантаження



 опора сприймає тільки
 односторонні осьові навантаження

Рисунок 1.10 – Принципові схеми встановлення підшипників у вузлах машин.

Проведений аналіз дасть змогу обґрунтувати параметричний ряд знімачів для цих підшипників. Пошук вузлів проводили з використанням каталогів різних марок машин [2–5; 7; 35] та технічної літератури з будови й експлуатації вузлів агрегатів [54; 55; 97; 100].

Проаналізувавши принципові схеми встановлення підшипників у вузлах машин (дод. Е), встановили, що до них належать вищенаведені схеми а), б), и), г), д), е) (див. рис. 1.10).

Підшипникові вузли та місце їх розташування в різних машинах зображені на рис. Е.1 – Е.10 див. дод. Е.

Аналізуючи схеми, подані у дод. Е, бачимо, що підшипники розташовані в таких частинах автомобілів і тракторів, як ходова частина, трансмісія, двигун та механізм керування. У свою чергу до ходової частини можна віднести підшипникові вузли, які містяться: у передньому мості (маточина колеса (рис. Е.1–Е.2, див. дод. Е), задньому мості (маточина заднього моста (рис. Е.3, див. дод. Е), до підшипникових вузлів трансмісії можна віднести підшипникові вузли в коробці передач (рис. Е.4, див. дод. Е).

Основні геометричні параметри цих вузлів наведено в табл. 1.6.

Таблиця 1.6 – Основні геометричні параметри досліджених вузлів

Вузол	№ підшипника	d	D	B	$l_{\text{сп}}$	$l_{\text{п}}$	B_3	$D_{\text{рз}}$
Маточина заднього моста ГАЗ-3307	6-7515А1	75	130	33,2	49	49	75	123
	6У-807813А	66	110	37	67	67	75	98
Маточина передньої осі ГАЗ-3307	6-7609АК	45	100	38,25	41	41	47	89
	6-7606АУ	30	72	29	29	55,7	47	62
Маточина передньої осі КрАЗ-6510	6-7610А	50	110	42,2	42,2	101	96	100
	6-7613 А1	65	140	51	68	68	96	124
Маточина передньої осі ХТЗ-3512	7608	40	90	35,2	35,7	35,7	88	76
	7608	40	90	35,2	35,7	35,7	88	76
Подовжувач ВВП ХТЗ-3512	408	40	110	27	33	33	8	97

На основі аналізу даних табл. 1.6 робимо висновок, що для забезпечення роботи знімача він має мати такі характеристики: максимальний діаметр зведених лап D_{pmin} не повинен перевищувати 30 мм, а для захоплення підшипника найбільшого діаметра максимальне розведення лап має бути не меншим 124 мм. Для забезпечення демонтажу підшипника хід штока гідроциліндра має бути не менший, ніж максимальна віддаль переміщення l_n , що становить 101 мм. Параметр b_3 – величина, яка характеризує допустиму товщину захоплювачів лап знімача, – має бути меншим від найменшого значення з таблиці, а саме 8 мм. Знімач із такими параметрами повністю забезпечить знімання підшипників з вищенаведених вузлів.

Геометричні параметри досліджених вузлів машин, в яких підшипники встановлені з натягом на валу, доцільно зобразити у вигляді табл. 1.7.

Таблиця 1.7 – Геометричні параметри підшипникових вузлів

Вузли, де встановлюються підшипники тракторів та автомобілів	Умовне позначення підшипників за ГОСТ 3189-75	d , мм	D , мм	B , мм	l_c , мм	$l_{\text{п}}$, мм	$d_{\text{зах}}$, мм	C , мм
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1. Вторинний вал КПП автомобіля ГАЗ-3307	6307	35	80	21	86	86	48	8
2. Колінчастий вал компресора автомобіля КамАЗ-65115	6205	35	72	17	17	100	44	18
3. Вал насоса системи охолодження автомобіля МАЗ-64229	6306	30	72	19	70	96	40	-
4. Вал приводу переднього моста роздавальної коробки трактора МТЗ-82.1	6305	25	62	17	17	45	30	-
5. Вал приводу переднього моста роздавальної коробки трактора МТЗ-82.1	6306	30	72	19	26	90	42	-
6. Проміжний вал головної передачі трактора ХТЗ-3512	6407	35	100	25	155	185	46	-

Продовження таблиці 1.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9
7. Проміжний вал головної передачі трактора ХТЗ-3512	6406	30	90	23	32	32	46	-
8. Первинний вал КПП ХТЗ -3512	6407	35	100	25	152	152	50	-
9. Вал насоса системи охолодження трактора ХТЗ-242К	6207	35	72	17	17	120	48	-
10. Вал насоса системи охолодження трактора ЮМЗ-8040.2	6306	30	72	17	17	120	48	-

1.5 Аналіз теоретичних досліджень процесів розбирання і складання підшипникових вузлів

Автори [49; 55; 58–60; 65; 71] зазначають, що з'єднання підшипників з деталями вимагає особливої уваги. Під час запресування у корпус або запресовування на вал важливо дотримуватися правила: якщо підшипник щільно знаходиться на валу, під час запресування потрібно докладати зусилля до внутрішнього кільця, якщо ж запресовується в отвір корпусу, зусилля прикладають до зовнішнього кільця.

Автор [12] для процесу складання підшипникового вузла пропонує вибирати мінімальне значення натягу між циркуляційно-навантаженим кільцем (здебільшого внутрішнім) і поверхнею деталі, що з'єднується з ним. Необхідне значення натягу насамперед залежить від пластичної деформації посадкових поверхонь, від навантаження на підшипник, а також температурних умов його роботи.

Мікронерівності, які є на посадкових поверхнях підшипника та вала під навантаженням згладжуються, внаслідок чого ефективний (дійсний) натяг буде дещо меншим від очікуваного (розрахункового), рівного різниці зміряних діаметрів посадкової шийки вала і отвору внутрішнього кільця.

Враховуючи чистоту поверхонь вала і внутрішнього кільця підшипників, що з'єднуються, А. Пальмгрен рекомендує таку емпіричну формулу для

визначення ефективного (дійсного) натягу [76]:

$$H_e = \frac{d}{d+3} \cdot H, \text{ мк} \quad (1.1)$$

де H_e – ефективний натяг, мк;

d – номінальний діаметр отвору підшипника в мм;

H – очікуваний (розрахунковий) натяг, мк.

Під дією радіального навантаження внутрішнє кільце піддається стиску в радіальному напрямі. Стиск супроводжується деяким збільшенням діаметра отвору кільця та зминанням вала, що спричинює ослаблення посадкового місця.

Зменшення значення натягу під дією радіального навантаження можна визначити за формулою [16; 75; 101; 106];

$$\Delta H_{e(R)} = 0.25 \sqrt{\frac{d}{B}} \cdot R, \text{ мк} \quad (1.2)$$

де $\Delta H_{e(R)}$ – зменшення ефективного натягу, мк;

B – ширина кільця підшипника, мм;

R – радіальне навантаження на підшипник, кг.

Значення натягу залежить також від температурного стану підшипника. У багатьох випадках внутрішнє кільце під час роботи підшипника більш нагріте поблизу доріжки кочення, ніж біля отвору. Внаслідок цього посадка кільця на валу ослаблюється, навіть якщо поверхня отвору підшипника і поверхня посадочної шийки вала мають однакову температуру [58; 101]. Автор вважає, що зазвичай температура внутрішнього кільця на (0,1...0,15) ΔT вища за температуру посадкової шийки вала, де ΔT – різниця температури підшипника і повітря, що оточує корпус.

Зменшення натягу, викликаного різницею температур внутрішнього кільця і посадкової шийки вала, може бути визначене за формулою [101]:

$$\Delta H_{e(t)} = 0.0015d \cdot \Delta T, \text{ мк.} \quad (1.3)$$

Для запобігання повертанню внутрішнього кільця на валу, тобто для забезпечення мінімального натягу, необхідно, щоб виконувалась умова

$$H_e - \Delta H_{e(R)} - \Delta H_{e(t)} > 0. \quad (1.4)$$

Отже, за збільшеної ваги вала, враховуючи тепло, яке відводиться від підшипника, при циркуляційно-навантаженому внутрішньому кільці найменший розрахунковий натяг H можна визначити за формулою

$$H_{\min} > \frac{d+3}{d} \left(0,25 \sqrt{\left(\frac{d}{B} \cdot R \right)} + 0,0015d \cdot \Delta T \right), \text{ мк.} \quad (1.5)$$

З цього виразу можна зробити висновок, що мінімальний посадковий натяг повинен бути збільшений з підвищенням навантаження на підшипник і його температури.

Значення мінімального натягу, що забезпечує необхідну щільність з'єднання кільця з валом, також може бути визначене за формулою [76]:

$$H_{\min} \approx \frac{1,3R \cdot N}{10^4 (B - 2r)}, \text{ мк,} \quad (1.6)$$

де r – радіус фаски внутрішнього кільця, мм.

Величина N є деяким коефіцієнтом, який залежить від розмірів внутрішнього кільця:

$$N = \frac{1}{1 - \left(\frac{d}{d_0} \right)^2}, \quad (1.7)$$

де d – діаметр отвору внутрішнього кільця, мм;

d_0 – приведений зовнішній діаметр внутрішнього кільця з прямокутним профілем перерізу, площа якого дорівнює дійсній площі перерізу кільця тієї ж ширини і того ж внутрішнього діаметра (рис. 1.11):

$$d_0 \approx d + \frac{D-d}{4}.$$

Середні значення N для підшипників: легкої серії – 2,78; середньої серії

– 2,27; важкої серії – 1,96.

З метою уникнення розриву кілець натяг посадки не повинен перевищувати допустимого значення натягу $H_{\text{доп}}$, яке визначається за формулою [53]:

$$H_{\text{доп}} = \frac{1,14 \cdot [R] \cdot N \cdot d}{(2N - 2) \cdot 10^4}, \text{ мм} \quad (1.8)$$

де $[R]$ – допустиме напруження, на розтяг, кг/мм² (для підшипникової сталі $[R] = 40$ кг/мм²).

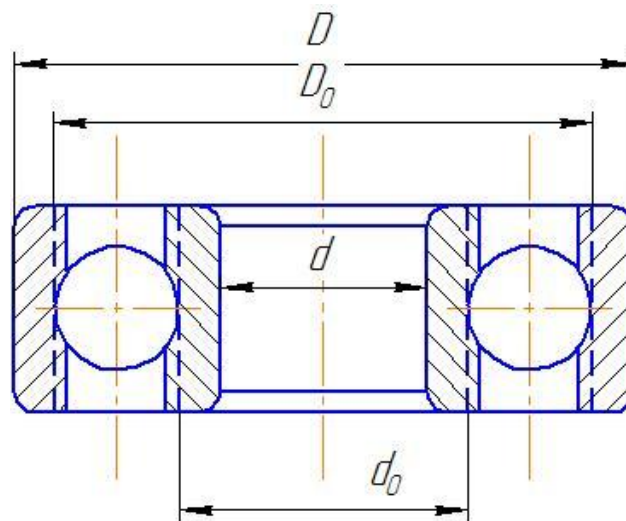


Рисунок 1.11 – Схема кулькового підшипника

Деформація доріжки кочення встановлюваного з надмірним натягом кільця підшипника призводить до зменшення початкового радіального зазору в підшипнику [12].

Значення посадового зазору в підшипнику можна знайти з виразу

$$g_n = g_H - \Delta g,$$

де g_H – початковий радіальний зазор;

Δg – діаметральна деформація доріжки кочення кільця від натягу посадки.

Величину деформації кілець підшипника залежно від характеру з'єднання їх з валом і корпусом визначають за формулами:

– для внутрішнього кільця:

$$\Delta g_{\max} = \frac{2p_{\max} d^2 d_0}{E(d_0^2 - d^2)} = H_e \frac{d}{d_0}, \quad (1.9)$$

– для зовнішнього кільця:

$$\Delta g'_{\max} = \frac{2p'_{\max} d^2 d_0}{E(D_0^2 - D^2)} = H_e \frac{D}{D_0}, \quad (1.10)$$

де p_{\max} – найбільший питомий тиск на поверхнях дотику під час напресування внутрішнього кільця на вал, кг/см²;

d_0 – приведений зовнішній діаметр внутрішнього кільця, см;

E – модуль пружності, кг/см² (для підшипникової сталі $E = 2,12 \cdot 10^6$ кг/см²);

H_e – ефективний (дійсний) натяг, см;

p'_{\max} – найбільший питомий тиск на поверхнях дотику під час запресування зовнішнього кільця в отвір корпусу, кг/см²;

D_0 – приведений внутрішній діаметр зовнішнього кільця, см.

Приведені діаметри кілець (рис. 1.11) визначають за формулами:

$$d_0 \approx d + \frac{D-d}{4}; \quad (1.11)$$

$$D_0 \approx D - \frac{D-d}{4}. \quad (1.12)$$

Найбільший питомий тиск на поверхнях спряжень визначають за формулами:

– під час напресування внутрішнього кільця на вал:

$$p_{\max} = \frac{H_e}{2d} \left[1 - \left(\frac{d}{d_0} \right)^2 \right] 2,12 \cdot 10^6, \text{ кг/см}^2; \quad (1.13)$$

– під час напресування зовнішнього кільця в сталевий корпус:

$$p'_{\max} = \frac{H_e}{2D} \left[1 - \left(\frac{D}{D_0} \right)^2 \right] 2,12 \cdot 10^6, \text{ кг/см}^2; \quad (1.14)$$

– під час напресування зовнішнього кільця в чавунний корпус:

$$p'_{\max} = \frac{H_e}{D} \left(\frac{D^2 - D_0^2}{D^2 - 0,53D_0^2} \right) 5 \cdot 10^5, \text{ кг/см}^2. \quad (1.15)$$

Зусилля, необхідне для напресування внутрішнього кільця на вал з натягом, або для зняття його з посадкового місця, залежить від значення натягу, розмірів кільця та коефіцієнта тертя ковзання між поверхнями, що з'єднуються. Це зусилля визначається за формулою

$$p = \frac{H_e \cdot \mu \cdot E \cdot p \cdot B}{2N}, \text{ кг}, \quad (1.16)$$

де H_e – ефективний натяг, см;

μ – коефіцієнт тертя ковзання між поверхнями, що з'єднуються;

E – модуль пружності, кг/см^2 (для підшипникової сталі $E = 2,12 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$);

B – ширина внутрішнього кільця підшипника, см;

N – коефіцієнт, який залежить від розмірів внутрішнього кільця.

Коефіцієнт тертя μ має такі значення:

– під час напресування кільця на посадкове місце (з'єднані поверхні змащені):

$$\mu = 0,1 \dots 0,12;$$

– під час зняття кільця з посадкового місця:

$$\mu = 0,15 \dots 0,25.$$

У разі утворення корозії на з'єднаних поверхнях коефіцієнт μ , для випадку зняття кільця з посадкового місця, збільшується приблизно до 0,3.

Для визначення зусилля напресування кільця на вал і під час зняття його з вала А. Пальмгрен рекомендує використовувати такий вираз:

$$P = f_k \cdot f_E \cdot H_{e(R)}, \quad (1.17)$$

де f_k – чинник опору, який залежить від коефіцієнта тертя;

$H_{e(R)}$ – ефективний натяг, мк;

f_E – чинник, який залежить від розмірів кільця та визначається за формулою

$$f_E = B \left[1 - \left(\frac{d}{d_0} \right)^2 \right], \quad (1.18)$$

де B – ширина кільця, мм;

d – діаметр отвору внутрішнього кільця, мм;

d_0 – приведений зовнішній діаметр внутрішнього кільця, мм.

Орієнтовні значення коефіцієнта f_k наведені в табл. 1.8. У всіх випадках передбачається, що під час напресування кільця на вал посадкові поверхні злегка змащені, а під час демонтажу – сухі.

Результати визначення зусиль напресування за формулою (1.16) і (1.17) дуже близькі.

У багатьох дослідженнях під час визначення сил і моментів, які можуть передаватися спряженнями з натягом, не приділялась належна увага впливу механічних властивостей деталей, шорсткості поверхонь, кількості (кратності) повторних операцій складання та розбирання певного спряження [53; 110].

Таблиця 1.8 – Середні значення коефіцієнта f_k

Умови демонтажу і монтажу підшипника		f_k
Форма посадкової шийки	Операція	
Циліндрична	Напресування	4
	Зняття з вала	6
Конічна шийка і конічна втулка	Напресування	5,5
	Зняття з вала	4,5
Конічна втулка, яка повинна переміщуватися відносно кільця і одночасно відносно вала	Напресування	10
	Зняття з вала	11

Для забезпечення надійності з'єднання корпусу та втулки В.М. Барський [10] провів дослідження з визначення зусилля монтажу та

демонтажу з'єднань, складених за допомогою теплового впливу. Ця методика передбачає розрахунок геометричних параметрів корпусної деталі і втулки з погляду забезпечення номінального зазору в спряженні втулка-вал, тобто ця методика визначена для деформації втулки.

Авторами [23] запропоновано визначення зусилля, за якого відбувається зміщення запресованої деталі (зусилля зриву):

$$P_{зр} = f_{зр} \cdot p \cdot d \cdot l \cdot p, \quad (1.19)$$

де p – контактний тиск;

$f_{зр}$ – коефіцієнт тертя спокою.

Для випадку підшипникового вузла з підшипником кочення потрібно розв'язати задачу: як впливає натяг на деформацію кільця підшипника, внаслідок якої змінюється радіальний зазор між кульками підшипника і доріжками кілець.

У роботі А.Н. Куцина [52] приділено увагу питанням підвищення якості та продуктивності збирання складених збиральних одиниць із з'єднаннями з натягом, використовуючи нагрів. Аналіз конструкції складених одиниць на технологічність за тепловим критерієм дозволив розділити їх на три групи залежно від складності:

- одиниці, які не потребують обмеження за розміром та розподілу температур. Звичайно вони містять тільки посадки з натягом і деталі, які нагріті, мають плавні переходи між маточинами і дисками, що унеможлиблює виникнення високих температурних напружень і деформацій;
- одиниці, які потребують обмеження за температурою;
- одиниці, температурний і силовий вплив (обтискання) яких на деталі обмежений.

Під час скріплення деталей, які зібрані після термовпливу, тимчасовий термічний з'єднаний зазор зменшується до нуля і далі, внаслідок формування з'єднань, утворюється натяг N . Він характеризується деформаціями деталей

не тільки у результаті зміни їхньої температури, але й внаслідок постійного збільшення тиску p на контакті.

З метою фіксації деталей від відносного зміщення під час передачі крутного моменту (колової сили) або осьової сили питомий тиск повинен бути таким, щоб задовольнялася умова [53]:

$$M_T > M_K. \quad (1.20)$$

Для прикладу, якщо спряження з натягом передає крутний момент, то його значення може бути визначене з виразу

$$M_T = 0.5 \cdot f_3 \cdot p \cdot d^2 \cdot L \cdot p, \text{ Нмм}, \quad (1.21)$$

де f_3 – коефіцієнт тертя;

d – номінальний діаметр з'єднання, мм;

L – довжина запресування, мм;

p – тиск на поверхні контакту, МПа, який визначається з виразу:

$$p = \frac{1}{d} \cdot \frac{d_p \cdot 10^{-3}}{\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}, \text{ МПа}, \quad (1.22)$$

де d_p – розрахунковий натяг, мкм;

E_1, E_2 – модулі пружності матеріалів охопленої і охоплюючої деталей, МПа;

C_1, C_2 – безрозмірні коефіцієнти.

Висновки до розділу 1

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

2. На сьогодні 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.

4. Існуючі теорії розрахунку натягу для посадок внутрішнє кільце підшипника – вал передбачають його розрахунок, виходячи з умов неможливості його обертання відносно вала внаслідок дії сил тертя і кочення кульок по бігових доріжках підшипника. На практиці для демонтажу підшипників з вала часто доводиться прикладати зусилля значно більше від розрахункового, оскільки за рахунок порушення допусків під час виготовлення валів натяг може бути значно більший.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПРОЦЕСІВ МОНТАЖУ І ДЕМОНТАЖУ ПІДШИПНИКІВ

Згідно з відомими теоріями розрахунку посадок підшипників з натягом [50] вихідними параметрами розрахунку приймають такі показники:

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

Розрахунки проводять з метою уникнути провертання кільця, встановленого з натягом на валу.

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

Отже, у 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 зумовлений міцністю кільця на розрив. Виходячи з цього нами запропоновано методику розрахунку критичних напружень у кільці внаслідок натягу, що призведе до руйнування кільця.

2.1 Визначення сил, що діють на внутрішнє кільце підшипника

У багатьох дослідженнях під час визначення сил і моментів, які можуть

передаватися спряженнями з натягом, не приділялась належна увага впливу механічних властивостей деталей, шорсткості поверхонь, кількості (кратності) повторних операцій складання та розбирання спряження [53; 131].

Розглянемо взаємодію під час запресування круглого суцільного вала діаметром d_1 і кругового кільця, внутрішній діаметр якого d_2 і зовнішній D_2 (рис. 2.1). Надалі всі величини, що стосуються вала, будемо позначати з індексом "1", а кільця – індексом "2".

Напружено-деформований стан вала та кільця знайдемо, розв'язавши плоску осесиметричну задачу теорії пружності на основі розв'язку диференціального рівняння рівноваги [51; 53; 127] і умови сумісності деформацій у полярній системі координат.

$$\frac{ds_r}{dr} + \frac{s_r - s_j}{r} = 0; \quad (2.1)$$

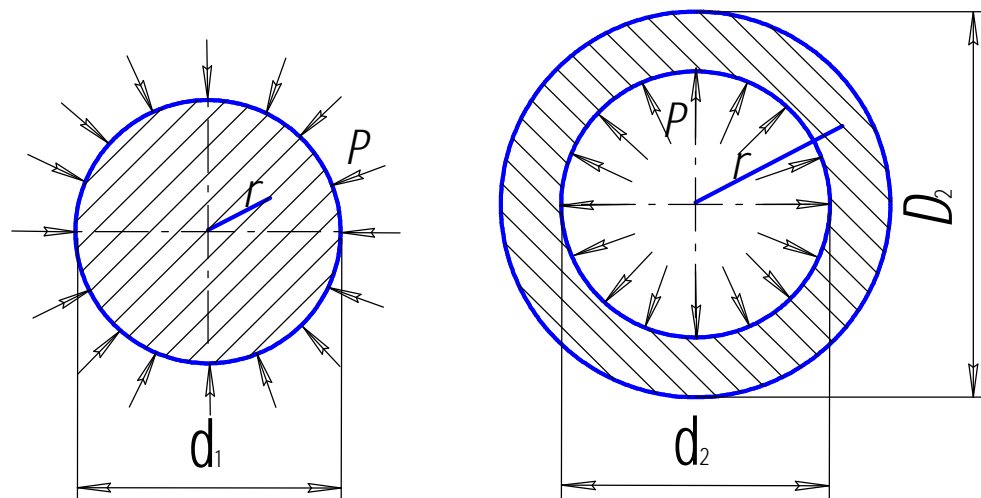


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема напружень

$$\Delta_1(\Delta_1(s_r + s_j)) = 0, \quad (2.2)$$

де σ_r, σ_φ – нормальні напруження в радіальному та поперечному напрямках, МПа;

d_1 – діаметр вала, мм;

d_2, D_2 – внутрішній та зовнішній діаметри кільця, мм;

r – полярний змінний радіус, мм.

Δ_1 – оператор Лапласа, який визначається з виразу

$$\Delta_1 = \frac{d^2}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr}.$$

Крім того, функція $\sigma_r(r)$ повинна задовольняти також граничні умови:

для вала:

$$\sigma_{1r} = -p \quad \text{за} \quad r = \frac{d_1}{2}; \quad (2.3)$$

для кільця:

$$\begin{aligned} \sigma_{2r} &= -p & \text{за} \quad r &= \frac{d_2}{2}; \\ \sigma_{2r} &= 0 & \text{за} \quad r &= \frac{d_2}{2}. \end{aligned} \quad (2.4)$$

Розв'язок $\sigma_{1r} = -p$, $\sigma_{1\phi} = -p$ задовольняє рівняння (2.1), (2.2), а також граничні умови (2.3).

За законом Гука знайдемо деформацію $\varepsilon_{1\phi}$ у коловому напрямі для вала:

$$e_{1j} = \frac{1}{E_1} \cdot (s_{1j} - m_1 \cdot s_{1r}), \quad (2.5)$$

тобто

$$e_{1r} = -\frac{(1 - m_1)}{E_1} \cdot p$$

де E_1, E_2 – модулі Юнга матеріалів відповідно вала та кільця, МПа;

μ_1, μ_2 – коефіцієнти Пуассона матеріалу відповідно вала та кільця;

p – тиск взаємодії між валом і кільцем, МПа.

Враховуючи, що, з іншого боку, на основі геометричних співвідношень Коші [48; 50]

$$e_j = \frac{u}{r}, \quad (2.6)$$

де u – переміщення точок тіла у радіальному напрямі,

знайдемо переміщення точок поверхні вала:

$$u_1 = e_{ij} \cdot \frac{d_1}{2} = -\frac{(1-m_1)}{2 \cdot E_1} \cdot d_1 \cdot p. \quad (2.7)$$

Для кільця розв'язок будемо шукати у вигляді:

$$\begin{aligned} s_{2r} &= A - \frac{B}{r^2}; \\ s_{2j} &= A + \frac{B}{r^2}, \end{aligned} \quad (2.8)$$

Який задовольняє диференціальні рівняння (2.1) і (2.2). Сталі A і B знаходимо, задовольняючи граничні умови (2.4):

$$\begin{cases} A - \frac{4B}{d_2^2} = -p \\ A - \frac{4B}{D_2^2} = 0 \end{cases} \quad (2.9)$$

Звідси одержуємо:

$$\begin{aligned} B &= \frac{p \cdot d_2^2 \cdot D_2^2}{4(D_2^2 - d_2^2)}; \\ A &= \frac{p \cdot d_2^2}{D_2^2 - d_2^2}. \end{aligned} \quad (2.10)$$

Найбільш небезпечним є напружений стан біля внутрішньої поверхні кільця. Використовуючи III теорію міцності [51]

$$s_{2j} - s_{2r} \leq [s]_2, \quad (2.11)$$

отримаємо

$$\frac{2B \cdot 4}{d_2^2} \leq [s]_2, \quad (2.12)$$

де $[\sigma]_2$ – допустимі напруження для матеріалу кільця, МПа.

З формули (2.12) знаходимо максимальне значення p_{1max} для забезпечення міцності кільця [48]:

$$p_{1max} \leq \frac{[s]_2 \cdot (1-h)}{2}, \quad (2.13)$$

де:

$$h = \frac{d_2^2}{D_2^2}.$$

Підставивши (2.8) у (2.5), отримаємо формулу для обчислення лінійної деформації в коловому напрямі:

$$e_{2j} = \frac{1}{E_2} \left(A(1-m_2) + \frac{B(1+m_2)}{r^2} \right). \quad (2.14)$$

Враховуючи вираз (2.10) і формулу (2.6), знаходимо радіальні переміщення точок внутрішньої u_2^e , мм, та зовнішньої u_2^3 , мм, поверхонь кільця [48]:

$$u_2^e = \frac{p \cdot d_2}{2E_2(1-h)} \cdot (h(1-m_2) + 1 + m_2);$$

$$u_2^3 = \frac{p \cdot D_2 \cdot h}{E_2 \cdot (1-h)}. \quad (2.15)$$

Якщо до деформації $d_1 = d_2 + \Delta$, то після деформування має місце таке співвідношення:

$$u_2^e - u_1 = \frac{\Delta}{2}. \quad (2.16)$$

Підставивши (2.7) і (2.15) у (2.16), отримаємо формулу, яка встановлює зв'язок між тиском p і значенням Δ :

$$\frac{p \cdot d_2}{2E_2(1-h)} \cdot (h(1-m_2) + 1 + m_2) + \frac{p \cdot (1-m_1) \cdot (d_2 + \Delta)}{2E_1} = \frac{\Delta}{2}, \quad (2.17)$$

або

$$p = \frac{\Delta \cdot E_2}{d_2 \cdot (H_1 + H_2) \cdot \left(1 + \frac{\Delta}{d_2} \right)}, \quad (2.18)$$

де

$$H_1 = \frac{1}{(1-h)} \cdot (h(1-m_2) + 1 + m_2);$$

$$H_2 = \frac{(1-m_1) \cdot E_2}{E_1}.$$

З іншого боку, якщо врахувати (2.13) і (2.18), знаходимо максимально можливе значення Δ , щоб була забезпечена міцність кільця [51]:

$$\Delta_{\max} < \frac{p_{\max} \cdot d_2 \cdot (H_1 + H_2)}{E_2 - p_{\max} \cdot H_2}. \quad (2.19)$$

Крім того, переміщення u_2^3 не повинно перевищувати деякого значення Δ_2 , щоб не було заклинювання підшипника, тобто:

$$\frac{p \cdot D_2 \cdot h}{E_2 \cdot (1-h)} < \Delta_2. \quad (2.20)$$

Звідси

$$p_{\max} \leq \frac{\Delta_2 \cdot E_2 \cdot (1-h)}{D_2 \cdot h}. \quad (2.21)$$

Отже, тиск p не повинен перевищувати меншого з двох значень, що визначаються за формулами (2.13) і (2.21).

Сила, необхідна для запресування визначається за формулою

$$P = p \cdot f \cdot p \cdot d_2 \cdot H \quad (2.22)$$

де H – висота кільця, мм;

f – коефіцієнт тертя ковзання.

На підставі аналізу роботи підшипникового вузла можна припустити, що натяг, який створюється між одним із кілець підшипника і деталлю, повинен бути таким, щоб унеможливити провертання обох кілець як у процесі роботи підшипника, так і під час виникнення аварійних ситуацій. Тому вважаємо за доцільне експериментальним шляхом встановити мінімальний допустимий натяг, який не порушує нормальних умов роботи підшипникового вузла.

2.2 Узгодження геометричних параметрів знімача з геометричними параметрами підшипникового вузла

Для того щоб провести процес демонтажу підшипника з вала, потрібно узгодити геометричні параметри підшипникового вузла та знімача [124; 130]. На рис. 2.2 показано схему для узгодження вказаних параметрів.

На цій схемі L_n – величина, на яку потрібно перемістити підшипник, щоб він вийшов за межі торця вала; L_c – величина переміщення підшипника під дією зусилля, прикладеного до торця підшипника лапами знімача (тобто величина випресування). Мінімальне значення цієї величини, як правило, є рівним ширині підшипника B , але в деяких випадках посадковий діаметр d може бути більшим B . d_n – перехідний діаметр, який є менший від діаметра посадки, і вздовж нього підшипник може переміщуватися вільно. d_3 – діаметр, на який потрібно звести захоплювачі, щоб захопити внутрішнє кільце підшипника. Розмір C вказує розмір проміжку між торцем підшипника та іншими конструктивними елементами на валу. D – зовнішній діаметр підшипника.

Для того щоб зняти підшипник з вала, робочий хід гвинта або штока знімача L_p повинен бути більший від значення переміщення L_n . Значення L_p повинно бути більшим від значення переміщення підшипника L_n . Хід штока $S_{ш}$ повинен бути більшим L_c , а діаметр штока або гвинта повинен бути меншим від внутрішнього діаметра підшипника d .

Діапазон значень переміщення лап по траверсі повинен бути таким, щоб величина їх розведення D_{max} була більшою від зовнішнього діаметра підшипника D , а мінімальне значення D_{min} повинно бути не більшим d_3 . Товщина захоплювачів C_3 повинна бути меншою від C [70; 126].

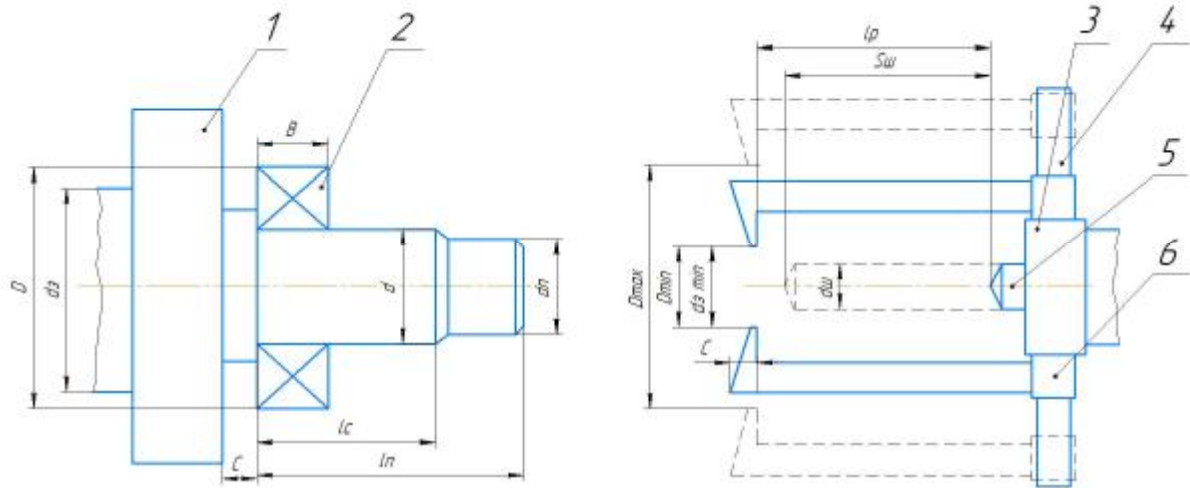


Рисунок 2.2 – Схема для узгодження геометричних параметрів знімача з геометричними параметрами підшипникового вузла: 1 – вал; 2 – підшипник; 3 – основа знімача; 4 – траверса; 5 – шток (гвинт); 6 – лапа.

Зважаючи на наведену схему (див. рис. 2.2), можемо передбачити, які зусилля будуть діяти на елементи знімача. Основним елементом, на який будуть діяти найбільші обмеження, буде місце контакту лапи знімача з торцем підшипника, зважаючи на те, що є обмеження величиною C – віддалі між підшипником і геометричними параметрами внутрішнього кільця та розміром вала d_3 .

2.3 Обґрунтування геометричних параметрів знімача

2.3.1 Визначення площі контакту лапи і підшипника

Нехай площа A контакту лапи і підшипника має форму, зображену на рис. 2.3.

Визначимо спочатку складові загальної площі:

а) площа кругового сектора OZ_1H_1 A_1 , мм^2 :

$$A_1 = A_{OZ_1H_1} = \frac{b_1 d_1^2}{4},$$

де d_1 – зовнішній діаметр внутрішнього кільця підшипника, мм;

б) площа кругового сектора $OZ_2H_2 A_2$, мм^2 :

$$A_2 = A_{OZ_2H_2} = \frac{b_1 d^2}{4},$$

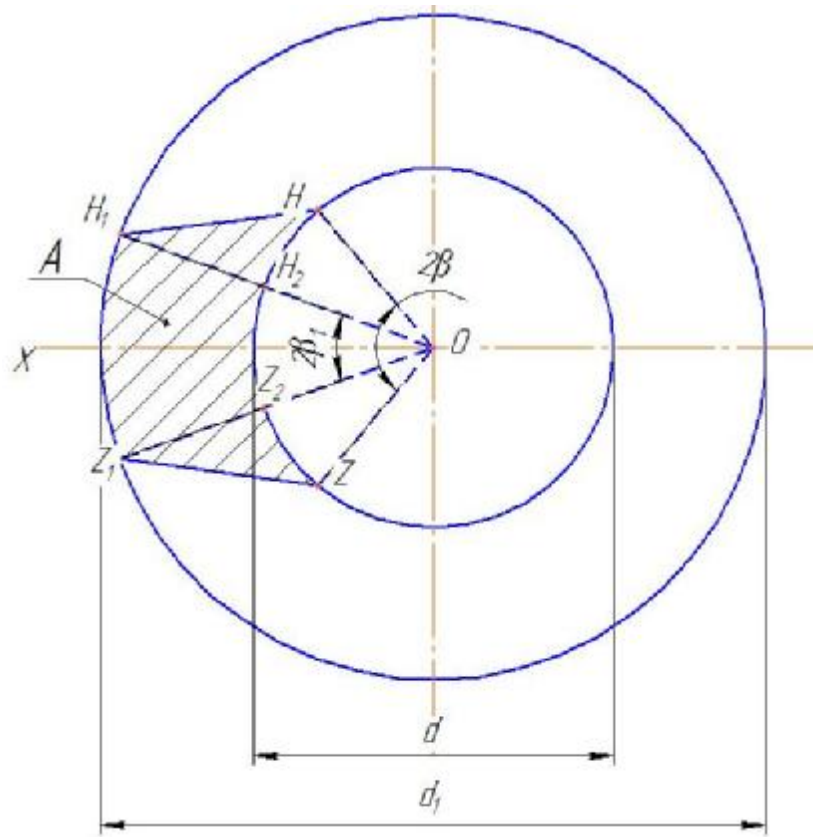


Рисунок 2.3 – Площа контакту лапи і кільця підшипника

де d – діаметр вала, на який напресований підшипник, мм ;

в) площа трикутника $OH_1H A_3$, мм^2 :

$$A_3 = A_{OH_1H} = \frac{1}{2} \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \frac{d}{2} \cdot \sin(b - b_1) = \frac{1}{8} d_1 d \sin(b - b_1);$$

г) площа кругового сектора $OH_2H A_4$, мм^2 :

$$A_4 = A_{OH_2H} = \frac{(b - b_1)}{2} \cdot \frac{d^2}{4}$$

Площа контакту A , мм^2 , виражається через площі A_1, A_2, A_3, A_4 :

$$A = A_1 - A_2 + 2A_3 - 2A_4. \quad (2.23)$$

Після підстановки виразів складових площ одержуємо формулу для визначення площі контакту лапи знімача A , мм, з внутрішнім кільцем підшипника [84]:

$$A = \frac{1}{4} \left(b_1 (d_1^2 - d^2) + d_1 d \sin(b - b_1) - (b - b_1) d^2 \right). \quad (2.24)$$

У формулах, наведених вище, мається на увазі, що кути β і β_1 визначені в радіанній мірі.

Формула (2.24) виведена при умові $\beta > \beta_1$, але нею можна користуватись без жодних змін і при $\beta_1 \geq \beta$.

Зокрема, при $\beta = \beta_1$ формула (2.24) значно спрощується:

$$A = \frac{b(d_1^2 - d^2)}{4}. \quad (2.25)$$

2.3.2 Визначення центра ваги площі контакту лапи і підшипника

Оскільки площа контакту має вісь симетрії OX , то її центр ваги лежить на осі OX . Знайдемо абсцису центра ваги кожної частини площі, використовуючи відомі формули:

а) круговий сектор $OZ_1H_1 X_1$, мм:

$$x_1 = \frac{2}{3} \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \frac{\sin b_1}{b_1};$$

б) круговий сектор $OZ_2H_2 X_2$, мм:

$$x_1 = \frac{2}{3} \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{\sin b_1}{b_1};$$

в) трикутник $OH_1H X_3$, мм:

$$x_3 = \frac{1}{6} (d \cos b + d_1 \cos b_1);$$

г) круговий сектор $OH_2H X_4$, мм:

$$x_4 = \frac{1}{3} d \frac{\sin\left(\frac{b-b_1}{2}\right)}{\left(\frac{b-b_1}{2}\right)} \cos\left(b_1 + \frac{b-b_1}{2}\right)$$

Тоді абсцису центру ваги площі контакту визначаємо за формулою

$$x_c = \frac{x_1 A_1 - x_2 A_2 + 2x_3 A_3 - 2x_4 A_4}{A} \quad (2.26)$$

Підставивши вирази площі і абсцис їхніх центрів ваги, одержимо:

$$x_c = \frac{2(d_1^3 \sin b_1 - d^3 \sin b) + d_1 d_2 (d_1 \cos b_1 + d \cos b) \sin(b - b_1)}{24A}. \quad (2.27)$$

Зокрема при $\beta = \beta_1$

$$x_c = \frac{d_1^3 - d^3}{12A} \sin b_1.$$

2.3.3 Розрахунок лапи на міцність

Вважаємо, що при взаємодії лапи і підшипника сила $P/2$ рівномірно розподіляється по площі контакту [133].

Отже, умова міцності лапи на зминання має такий вигляд:

$$\frac{P}{2A} \leq [s_{зм}].$$

Звідси

$$A \geq \frac{P}{2[s_{зм}]}. \quad (2.28)$$

Підставляємо вираз для площі контакту:

$$b_1 (d_1^2 - d^2) + d_1 d \sin(b - b_1) - (b - b_1) d^2 \geq \frac{2P}{[s_{зм}]} \quad (2.29)$$

Якщо $\beta = \beta_1$ то з виразу (2.29) знаходимо:

$$b_1 = \frac{2P}{[s_{зм}](d_1^2 - d^2)}. \quad (2.30)$$

Якщо ж кути різні, то краще задати наперед різницю кутів $\beta - \beta_1 = y$ і тоді з виразу (2.29) знаходимо кут β_1 :

$$b_1 = \frac{\left(\frac{2P}{[S]_{зм}} - d_1 d \sin y + y d^2 \right)}{(d_1^2 - d^2)}. \quad (2.31)$$

А потім обчислюємо кут β :

$$b = b_1 + y.$$

Причому величині y можна надавати як додатні, так і від'ємні значення.

Довжина лінії контакту лапи з віссю визначається з виразу

$$L_k = b \cdot d.$$

У місці переходу горизонтальної частини лапи у вертикальну виникає поперечна сила $Q = P/2$ і згинальний момент M_1 , Нмм:

$$M_1 = \frac{P}{2} \left(\frac{D_{зн}}{2} - x_c \right).$$

Повинна бути забезпечена міцність за нормальними та дотичними напруженнями, тобто:

$$s_{\max} \leq [s_{зг}],$$

звідси

$$\frac{M_1}{W} \leq [s_{зг}],$$

$$t_{\max} \leq [t], \quad (2.32)$$

де W – осьовий момент опору, мм³;

$[t]$ – допустимі дотичні напруження, МПа.

Якщо поперечний переріз лапи в цьому місці прямокутного перерізу шириною b і висотою h , то:

$$W = \frac{bh^2}{6} \text{ і } bh^2 \geq \frac{6M_1}{[s_{3z}]} . \quad (2.33)$$

Дотичні напруження при згині визначаємо за формулою Журавського:

$$t_{3z} = \frac{QS_z^{eio\partial p}}{bI_z} ,$$

де I_z – осьовий момент інерції, мм^4 ,

$$I_z = \frac{bh^3}{12} ;$$

$S_z^{eio\partial p}$ – статичний момент відрізаної площі, мм^3 .

Для прямокутного перерізу максимальне значення

$$(S_z^{eio\partial p})_{\max} = \frac{bh^2}{8} .$$

Отже,

$$t_{\max} = \frac{Q \frac{bh^2}{8}}{b \frac{bh^3}{12}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q}{bh}$$

і умова міцності за дотичними напруженнями

$$\frac{3P}{4bh} \leq [t] , \text{ звідси } bh \geq \frac{3P}{4[t]} . \quad (2.34)$$

З виразів (2.33) і (2.34) знаходимо висоту

$$h \geq \frac{6M_1}{[s_{3z}] \frac{3P}{4[t]}} = \frac{6 \frac{P}{2} \left(\frac{D_{3H}}{2} - x_c \right) [t] \cdot 4}{3P[s_{3z}]} ,$$

$$h \geq \frac{4[t]}{[s_{3z}]} \left(\frac{D_{3H}}{2} - x_c \right) . \quad (2.35)$$

Тоді з виразу (2.34) визначаємо ширину:

$$b \geq \frac{3P[s_{3z}]}{16[t]^2 \left(\frac{D_{3H}}{2} - x_c \right)} . \quad (2.36)$$

У поперечному перерізі вертикальної частини лапи діють два внутрішніх силових фактори: поздовжня сила $N=P/2$ і згинальний момент:

$$M_2 = \frac{P}{2} \left(\frac{D_{зн}}{2} - x_c \right) + \frac{P}{2} \cdot \frac{h_2}{2}, \quad (2.37)$$

де h_2 – висота перерізу в нижній частині вертикального стрижня, мм.

Вважаємо, що поперечний переріз прямокутний, розмірами b_2 , мм на h_2 , мм. Тоді, враховуючи спільну дію розтягу і згину, умова міцності матиме такий вигляд:

$$\frac{N}{A_5} + \frac{M_2}{W_2} \leq [s], \quad (2.38)$$

де A_5 – площа поперечного перерізу, мм²,

$$A_5 = b_2 h_2;$$

W_2 – осьовий момент опору, мм³,

$$W_2 = \frac{b_2 h_2^2}{6}.$$

Підставляємо вирази для внутрішніх силових факторів і геометричних характеристик в умову міцності:

$$\frac{P}{2b_2 h_2} + \frac{3}{2} \cdot \frac{P(D_{зн} - 2x_c + h_2)}{b_2 h_2^2} \leq [s]. \quad (2.39)$$

Відношенням сторін потрібно задатись наперед: $b_2/h_2=k_2$, і тоді з формули (2.39) знаходимо h_2 , мм:

$$h_2 \geq \sqrt[3]{\frac{P}{2k_2 [s]} [3(D_{зн} - 2x_c) + 4h_2]}. \quad (2.40)$$

Це рівняння також легко розв'язати методом послідовних наближень, виражаючи наступне значення h_2 через попереднє, а саме:

$$h_2^{(i+1)} = \sqrt[3]{\frac{P}{2k_2 [s]} [3(D_{зн} - 2x_c) + 4h_2^{(i)}]}. \quad (2.41)$$

Приймаємо $h_2^{(i)}=0$ і використовуємо цю формулу доти, доти поки не буде виконуватись умова:

$$|h_2^{(i+1)} - h_2^{(i)}| < \varepsilon,$$

де ε – задана досить мала величина (точність визначення h_2).

У верхній частині вертикального стрижня є отвір діаметром d_4 , мм, через який проходить траверса.

Для цієї частини умова міцності матиме такий вигляд:

$$\frac{P}{2(b_3 - d_4)h_3} + \frac{3P(D_{zn} - 2x_c + h_2)}{2(b_3 - d_4)h_3^2} \leq \frac{[S]}{k} \quad (2.42)$$

де $k \approx 2$ – коефіцієнт концентрації напружень;

b_3, h_3 – розміри отвору в захоплювачі, у місці його кріплення до траверси, мм.

Прийнявши $b_3 - d_4 = k_3 h_3$, розв'язуємо вираз (2.42) відносно h_3 :

$$h_3 \geq \sqrt[3]{\frac{kP}{2k_3[S]} [h_3 + 3(D_{zn} - 2x_c + h_2)]}. \quad (2.43)$$

2.3.4 Розрахунок на міцність траверси

У поперечному перерізі траверси, у місці її жорсткого кріплення до основи, діють поперечна сила $Q = P/2$ і максимальний згинальний момент $M_2 = \frac{P}{2} x_c$. Отже, записуємо умову міцності при згині:

$$\frac{M_2}{W} \leq [S]. \quad (2.44)$$

Якщо траверса круглого поперечного перерізу, то $W = 0.1d_4^3$ і тоді з виразу (2.21) визначаємо діаметр поперечного перерізу:

$$d_4 \geq \sqrt[3]{\frac{M_2}{0,1[S]}} = \sqrt[3]{\frac{Px_c}{0,2[S]}}. \quad (2.45)$$

У разі, 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 (2.44) знаходимо:

$$h_4 = \sqrt[3]{\frac{3Px_c}{k_4[S]}}. \quad (2.46)$$

Після цього визначаємо

$$d_4 = k_4 \cdot h_4,$$

а потім

$$b_3 = d_4 + k_3 h_3.$$

2.3.5 Умова незіскакування лапи

Розглянемо всю конструкцію лапи разом з траверсою як раму, один кінець якої жорстко зацмлений, а на другому кінці діє вертикальна сила $P/2$. Побудуємо від цієї сили епюру згинальних моментів, яка показана на рис. 2.4.

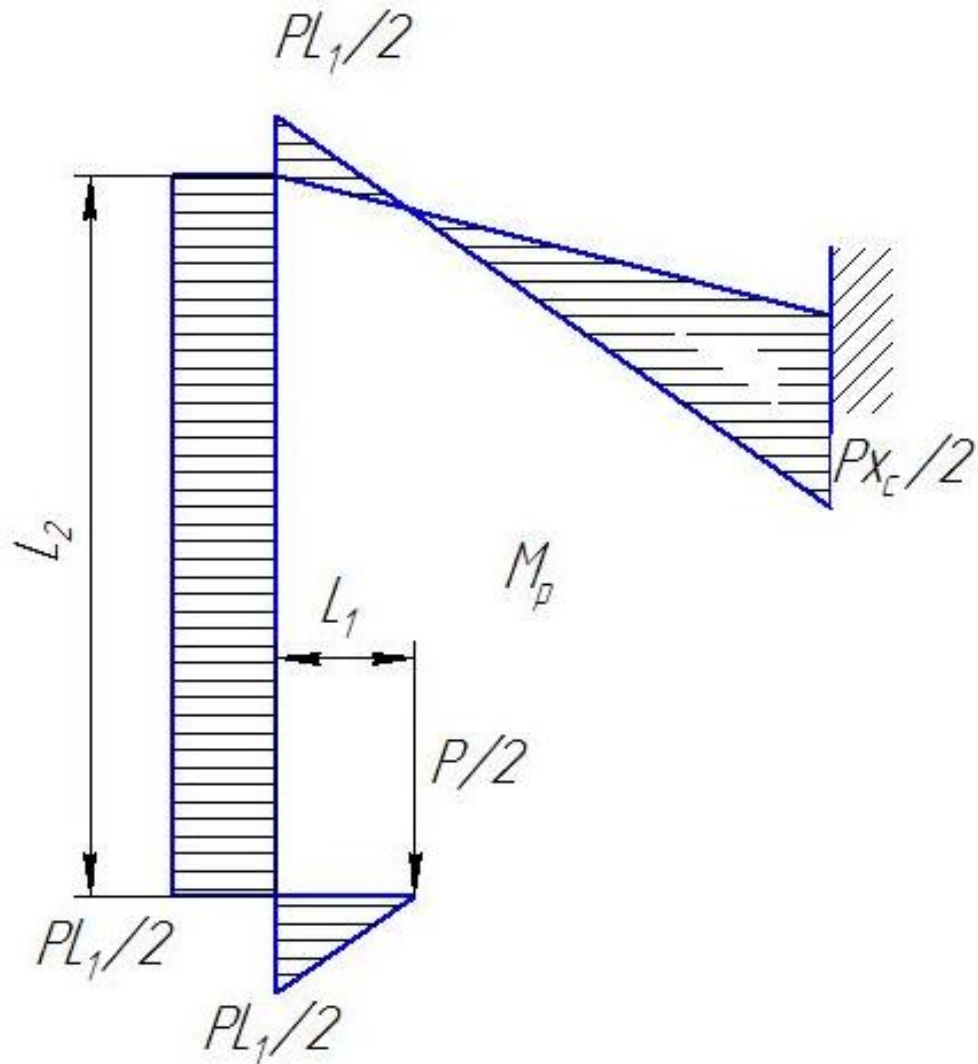


Рисунок 2.4 – Епюра згинальних моментів від сили $P/2$

У місці контакту лапи з кільцем підшипника виникає також сила тертя T . Від дії цієї сили виникають згинальні моменти, епюра яких показана на рис. 2.5.

Для знаходження переміщення вільного кінця лапи в горизонтальному напрямі прикладемо в цій точці одиничну горизонтальну силу і побудуємо від неї епюру згинальних моментів (рис. 2.6).

Для знаходження переміщення кінця лапи в горизонтальному напрямі перемножимо за правилом Верещагіна [26; 53] епюру \overline{M}_1 на епюру M_P і M_T :

$$\Delta_r = \frac{\frac{1}{2} L_2 L_2 \frac{PL_1}{2}}{EI_2} + \frac{\frac{L_4}{6} \left(\frac{PL_1}{2} L_2 + (L_2 + L_2 - L_4 \sin g) + \frac{P}{2} (L_1 - x_c) - (L_2 - L_4 \sin g) \frac{P}{2} x_c \right)}{EI_4} -$$

$$-T \left(\frac{\frac{1}{2} L_2 \frac{2}{3} L_2}{EI_2} + \frac{\frac{L_4}{6} \left(L_2^2 + (2L_2 - L_4 \sin g)^2 + (L_2 - L_4 \sin g)^2 \right)}{EI_4} \right) \quad , (2.47)$$

де Δ_r – горизонтальне переміщення носка лапи, мм;

L_1 – довжина лапи захоплювача, мм;

L_2 – довжина захоплювача, мм;

L_4 – довжина плеча траверси, мм.

Для того щоб лапа не зіскакувала з кільця підшипника, переміщення Δ_r повинно дорівнювати нулю.

Розв'яжемо рівність (2.47) відносно сили тертя T :

$$T = \frac{P}{2} \cdot \frac{\frac{L_1 L_2^2}{2I_2} + \frac{L_4 (L_1 L_2 + (2L_2 - L_4 \sin g) \cdot (L_1 - x_c) - x_c (L_2 - L_4 \sin g))}{6I_4}}{\frac{L_2^3}{3I_2} + \frac{L_4 (L_2^2 + (2L_2 - L_4 \sin g)^2 + (L_2 - L_4 \sin g)^2)}{6I_4}} \quad (2.48)$$

Якщо кут нахилу траверси до горизонталі $g = 90$ – а більший від кута тертя, тобто

$$\operatorname{tg} g > f_1,$$

де f_1 – коефіцієнт тертя ковзання стрижня лапи об траверсу, то виникає додатковий тиск N_l лапи на вісь підшипника.

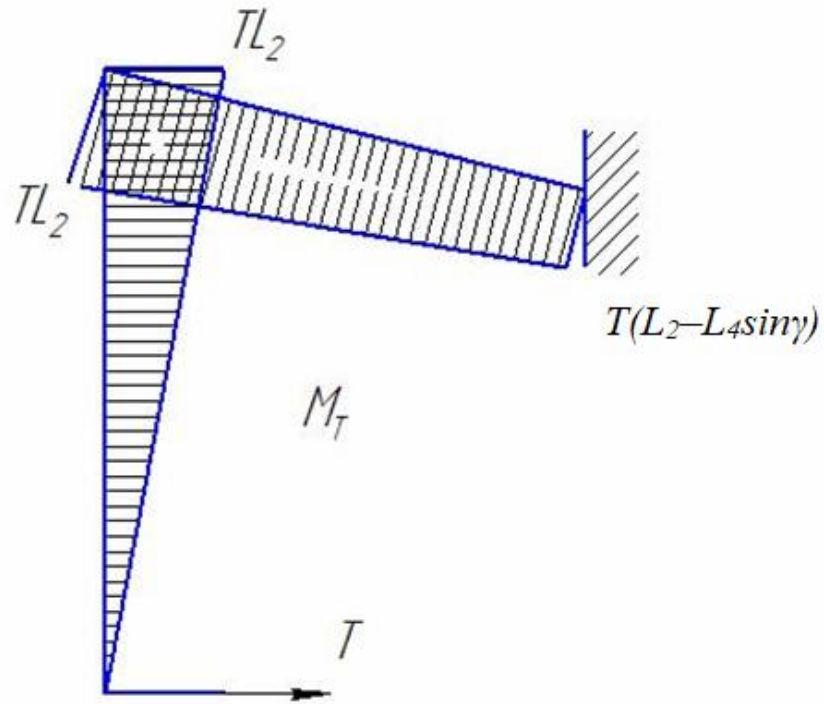


Рисунок 2.5 – Епюра згинальних моментів від сили тертя T

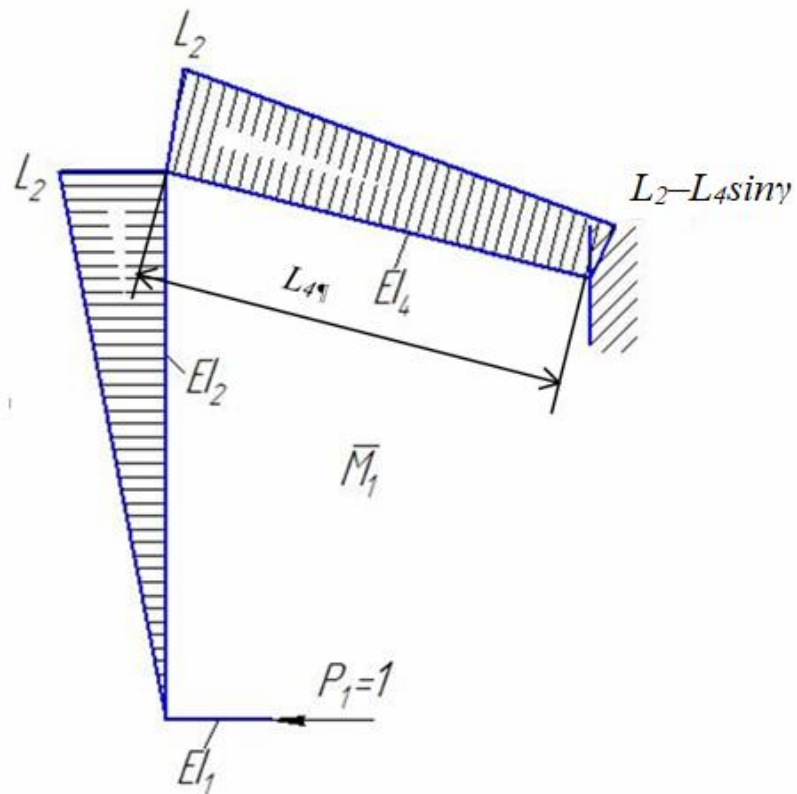


Рисунок 2.6 – Епюра згинальних моментів від одиничної горизонтальної сили P_1

Силу N_1 можна знайти, склавши рівняння рівноваги для системи сил (рис. 2.7):

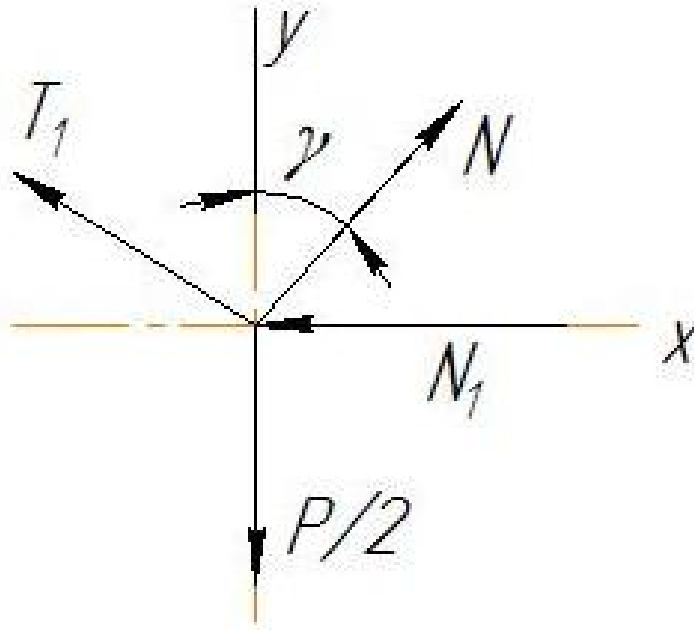


Рисунок 2.7 – Схема рівноваги системи сил

$$\sum_{i=1}^n F_{ky} = 0; N \cdot \cos g + T_1 \sin g = \frac{P}{2};$$

$$\sum_{i=1}^n F_{kx} = 0; N_1 = N \sin g - T_1 \cos g. \quad (2.49)$$

Оскільки $T_1 = f_1 \cdot N$, то з рівняння знаходимо

$$N = \frac{P}{2(\cos g + f_1 \sin g)};$$

$$N_1 = N(\sin g - f_1 \cos g) = \frac{P}{2} \cdot \frac{\operatorname{tg} g - f_1}{1 + f_1 \operatorname{tg} g}. \quad (2.50)$$

Отже, граничне значення сили тертя лапи об кільце підшипника повинно бути більшим, ніж $T - N_1$, а саме:

$$f \frac{P}{2} \geq T - N_1, \quad (2.51)$$

де f – коефіцієнт тертя лапи об кільце підшипника.

Підставивши вирази (2.48) і (2.50) у (2.51) одержимо умову незіскакування лапи з кільця підшипника:

$$f \geq \frac{L_1}{L_2} \cdot \frac{3I_4L_4 + L_4I_4 \left(1 + \left(2 - \frac{L_4 \sin a}{L_2} \right) \cdot \left(1 - \frac{x_c}{L_1} \right) - \left(1 - \frac{L_4 \sin a}{L_2} \right) \frac{x_c}{L_1} \right)}{2I_4L_2 + L_4I_2 \left(1 + \left(2 - \frac{L_4 \sin a}{L_2} \right)^2 + \left(1 - \frac{L_4 \sin a}{L_2} \right)^2 \right)} \cdot \frac{tg g - f_1}{1 + tg g \cdot f} \quad (2.52)$$

Кут γ нахилу траверси можна підібрати так, що не буде зіскакування лапи з підшипника навіть при малому коефіцієнті тертя. Повинна виконуватись нерівність

$$\frac{tg g - f_1}{1 + tg g f_1} \geq \max(f).$$

Звідси

$$g \geq \arctg \frac{\max(f) + f_1}{1 - f_1 \max(f)}$$

2.3.6 Розрахунок різі гвинта

Спочатку визначаємо крок S різі гвинта. Для цього використаємо принцип можливих переміщень, згідно з яким 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 в різі T . Надамо важелю можливий (малий) поворот $\delta\phi$, 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 [14].

Отже, згідно з принципом можливих переміщень

$$M dj - P dh - T_2 dS_1 = 0, \quad (2.53)$$

де $T_2 = P \cos \gamma f_2$;

f_2 – коефіцієнт тертя в різі;

ψ – кут підйому гвинтової лінії.

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

$$dh = \frac{dj}{2p} S ;$$

$$dS_1 = \frac{dj d_2}{2 \cos \psi}$$

де d_2 – середній діаметр різі, мм.

Підставивши у вираз (2.53), отримаємо:

$$dj \left(M - \frac{PS}{2p} - Pf_2 \frac{d_2}{2} \right) = 0. \quad (2.54)$$

Звідси знаходимо

$$M = \frac{PS}{2p} + Pf_2 \frac{d_2}{2} < M_{\max} , \quad (2.55)$$

де M_{\max} – заданий робочий момент.

З виразу (2.55) одержуємо крок різі S , мм:

$$S < \frac{2pM_{\max}}{P} - f_2 p d_2 . \quad (2.56)$$

Умова міцності для різі гвинта на зріз визначається з виразу

$$P \leq k_H p k_1 [t] H , \quad (2.57)$$

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 (2.57) визначаємо необхідну висоту гайки:

$$H \geq \frac{P}{k_H p d_{\min} k_1 [t]} . \quad (2.58)$$

Мінімальний діаметр гвинта можна знайти з умови міцності:

$$\frac{4P}{pd_{\min}^2} \leq [s]_{CT} \cdot \quad (2.59)$$

Звідси

$$d_{\min} \geq \sqrt{\frac{4P}{p[s]_{CT}}} \cdot \quad (2.60)$$

Висновки до розділу 2

1. На підставі аналізу існуючих теорій розрахунку натягу в спряженні внутрішнього кільця підшипника з валом розрахунок зусилля для демонтажу підшипників не дає змоги отримати реальні результати.

2. Розглянута нами теорія розрахунку максимально можливого натягу кільця підшипника на валу дає можливість обґрунтувати максимально можливе значення зусилля для демонтажу підшипника з вала виходячи з міцності кільця.

3. Для оптимізації процесу демонтажу підшипників з вала потрібно проводити узгодження параметрів підшипникового вузла з геометричними параметрами знімача.

4. Виходячи з умов міцності потрібно визначити площу контакту між внутрішнім кільцем підшипника і лапою знімача, на підставі чого можна обґрунтувати кількість лап і геометрію лапи, яка буде контактувати з кільцем.

5. 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.

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

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Програма експериментальних досліджень

Оскільки результати і висновки будь-яких теоретичних досліджень, що стосуються реальних виробничих процесів, мають пройти експериментальну і практичну перевірку, то це єдиний шлях їх впровадження у виробництво. Розробка експериментальної установки є першим кроком до створення працездатних зразків виробничого обладнання. Результатом наших теоретичних досліджень є математичні моделі деталей знімача, реальність яких потрібно підтвердити належними експериментами.

На основі проведеного огляду літературних джерел [5; 35; 73; 74; 97], обрано напрям експериментальних досліджень.

Програмою експериментальних досліджень передбачено:

- виготовлення взірців валів і визначення їх геометрії із заданим параметричним рядом, крок якого 0,002 мм, для підшипників № 6205, № 6206 та № 6207;
- виготовлення допоміжного оснащення для досліджень з використанням гідравлічного преса марки ОР–14575;
- дослідження зусилля запресування залежно від геометричних параметрів взірця вала;
- дослідження залежності значення зусилля від кількості операцій монтажу-демонтажу підшипників;
- дослідження впливу значення натягу на радіальний зазор у підшипнику;
- дослідження міцності кільця;
- виготовлення експериментального взірця знімача;

- експериментальне моделювання конструктивних параметрів знімача з використанням програми Autodesk Inventor;
- перевірку ефективності використання знімача під час розбирання підшипникового вузла.

3.2 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 змогу створювати зусилля, що передається штоком до 100 кН, штока 2, аналого-цифрового перетворювача (АЦП) 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. АЦП 3 дає можливість 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.

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

Зусилля демонтажу заміряли за допомогою давачів, які були встановлені в штоку преса. У процесі демонтажу фіксували аналоговий

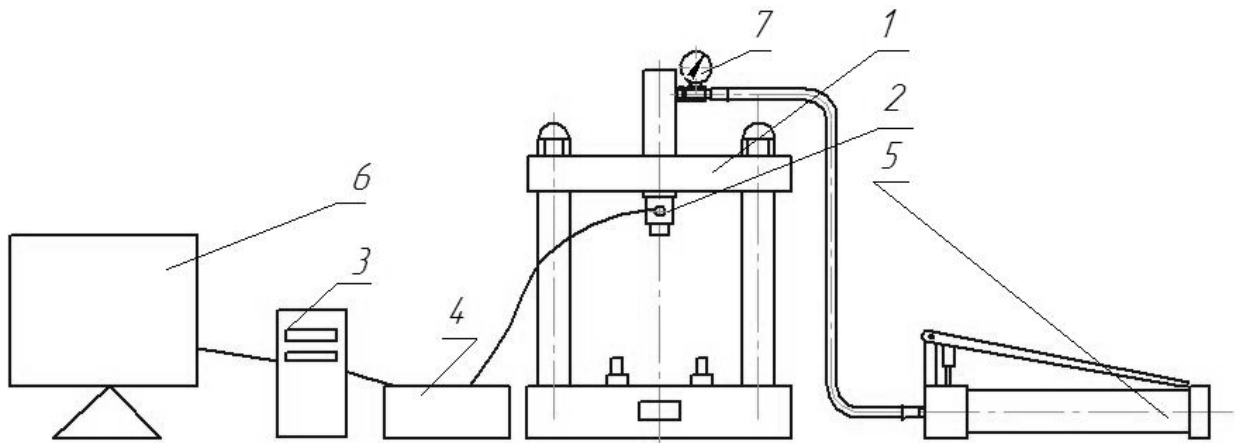


Рисунок 3.1 – Схема вимірювального обладнання для визначення зусилля демонтажу підшипників: 1 – гідропрес марки ОР- 14575; 2 – шток; 3 – АЦП; 4 – підсилювач; 5 – гідронасос; 6 – персональний комп'ютер; 7 – манометр.

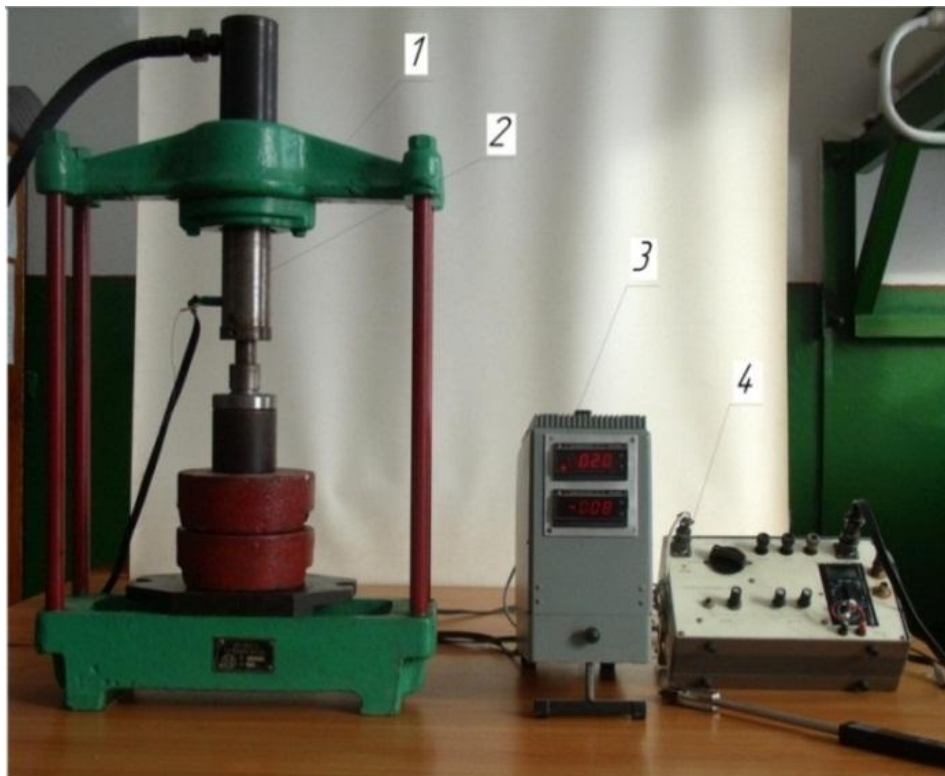


Рисунок 3.2 – Загальний вигляд обладнання для визначення зусилля під час розбирання і складання підшипникових вузлів: 1 – гідропрес; 2 – шток; 3 – АЦП; 4 – підсилювач.

сигнал, який через тензометричний підсилювач подавався на комп'ютер. Аналоговий сигнал перетворювався на цифровий, який реєструвався в комп'ютері та записувався на цифровий носій. У процесі визначення зусилля демонтажу підшипників в штоку преса використовувалися три канали надходження та реєстрації даних від встановлених у ньому трьох датчиків.



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

На рис. 3.4 показана електрична схема тензопідсилювача, який з'єднується з тензодавачами штока гідрознімача та через АЦП з персональним комп'ютером.

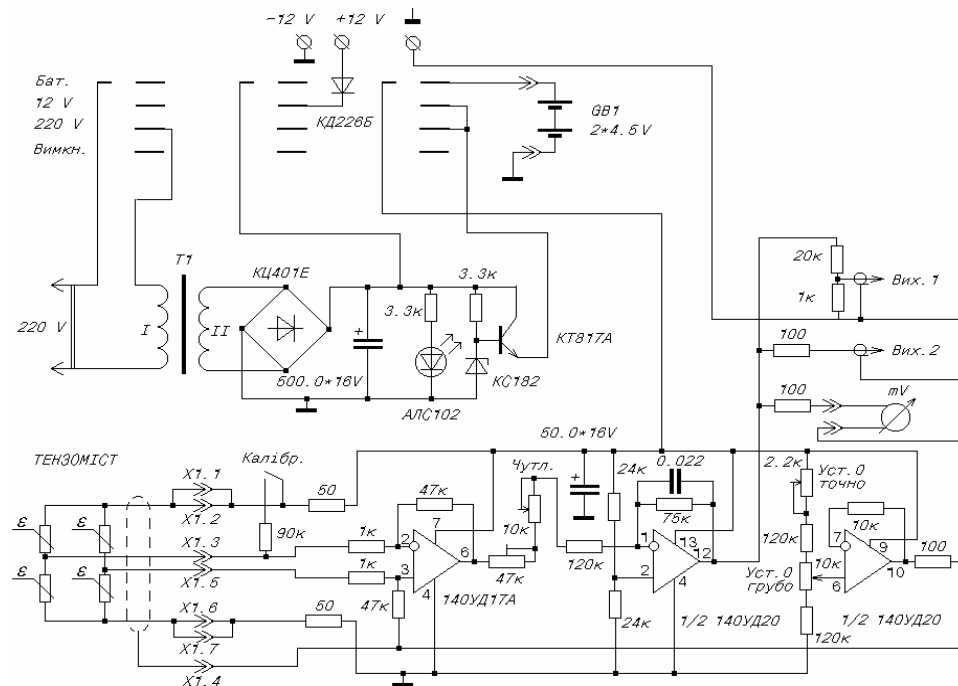


Рисунок 3.4 – Схема електрична принципова тензопідсилювача ТП-001

Вимірювач зусилля демонтажу (рис. 3.5) 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 тензодавачі 2 типу КФ5П1 – 20 – 100 А – 12, наклеєні ціанакрилатним клеєм на внутрішню поверхню штока в конфігурації повного моста та тензопідсилювача (див. рис. 3.4).

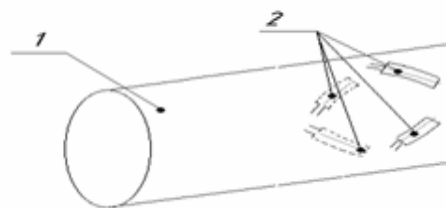


Рисунок 3.5 – Вимірювач зусилля демонтажу: 1 – шток; 2 – тензодавачі;

Сигнал з повного тензомоста екранованим кабелем подавався на вхідний роз'єм. Коло калібрування 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 ОП ІС140УД20 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 обмежувальні 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.

З метою зменшення кількості взірців, які використовувалися в дослідах з комплектними підшипниками, застосовували спеціальну конусну оправку (рис. 3.6).

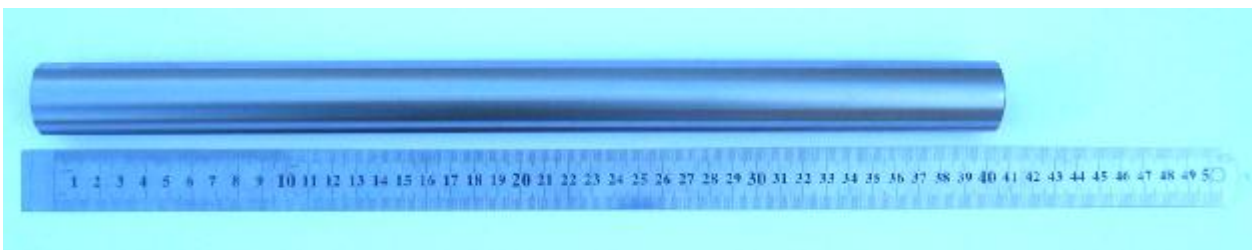


Рисунок 3.6 – Спеціальна конусна оправка (фото)

Конусна оправка виготовлена зі сталі 9ХГС, згідно з ескізом, поданим на рис. 3.7, та термічно зміцнена. Геометричні параметри виготовленої оправки перевіряли мікрометром фірми MICROTECH 25-50 x 0,0001мм (рис. 3.8).

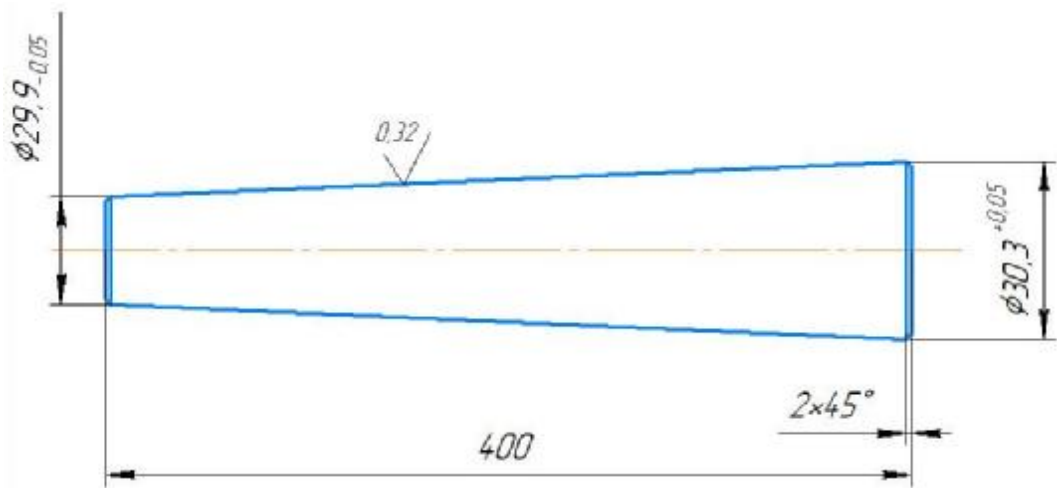


Рисунок 3.7 – Схема конусної оправки (геометричні параметри)



Рисунок 3.8 – Схема перевірки розмірів конусної оправки.

Діаметр у тоншому кінці становить 29,8954 мм, в іншому – 30,3227 мм. Конусність визначали як відношення різниці найбільшого і найменшого діаметра конуса до його довжини, тоді формула для її визначення матиме такий вигляд:

$$k = \frac{D-d}{l}; \quad (3.1)$$

$$k = \frac{30,3227 - 29,8954}{400} = 0,0011.$$

3.3 Методика визначення зусилля монтажу та демонтажу підшипників

Для дослідження зусилля демонтажу використовували виготовлені згідно з ескізом (рис. 3.9) взірці валів діаметрами 25, 30, 35 мм (рис. 3.10) зі сталі 40Х, а також підшипники серії діаметрів 2, серії ширин 0 – № 6205, 6206, 6207.

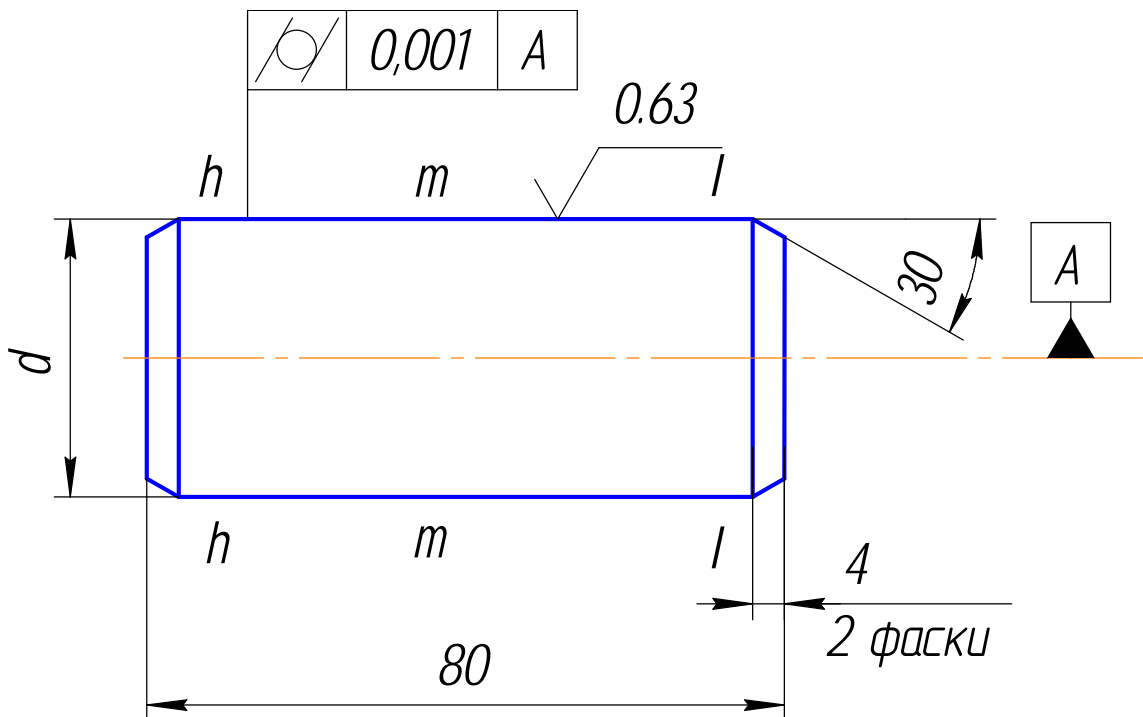


Рисунок 3.9 – Ескіз взірців для дослідження зусилля запресування та демонтажу підшипників



Рисунок 3.10 – 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 щупа з рубіновою кулькою діаметром 5 мм (див. рис. 3.8). Для вивчення зміни геометрії напрямних частин вала і підшипника проводили сканування їхніх поверхонь з кроком 0,1 мм. При цьому багатокоординатна вимірювальна машина працювала в автоматичному режимі, а за отриманими результатами будувала графік геометрії поверхні.

Геометричні параметри валів визначалися на багатокоординатній вимірювальній машині UMC450 (рис. 3.11) та на пристрої, виготовленому на кафедрі експлуатації та технічного сервісу машин ім. проф. О.Д. Семковича Львівського національного аграрного університету (рис. 3.12) з діапазоном вимірювання 550×500×450 мм і точністю ±0,1 мкм. Напрямні вимірювальної машини утворюють базову декартову систему координат, а вимірювання здійснюються тримірною рухомою щуповою головкою, шлях переміщення якої розраховується обчислювальною системою машини.

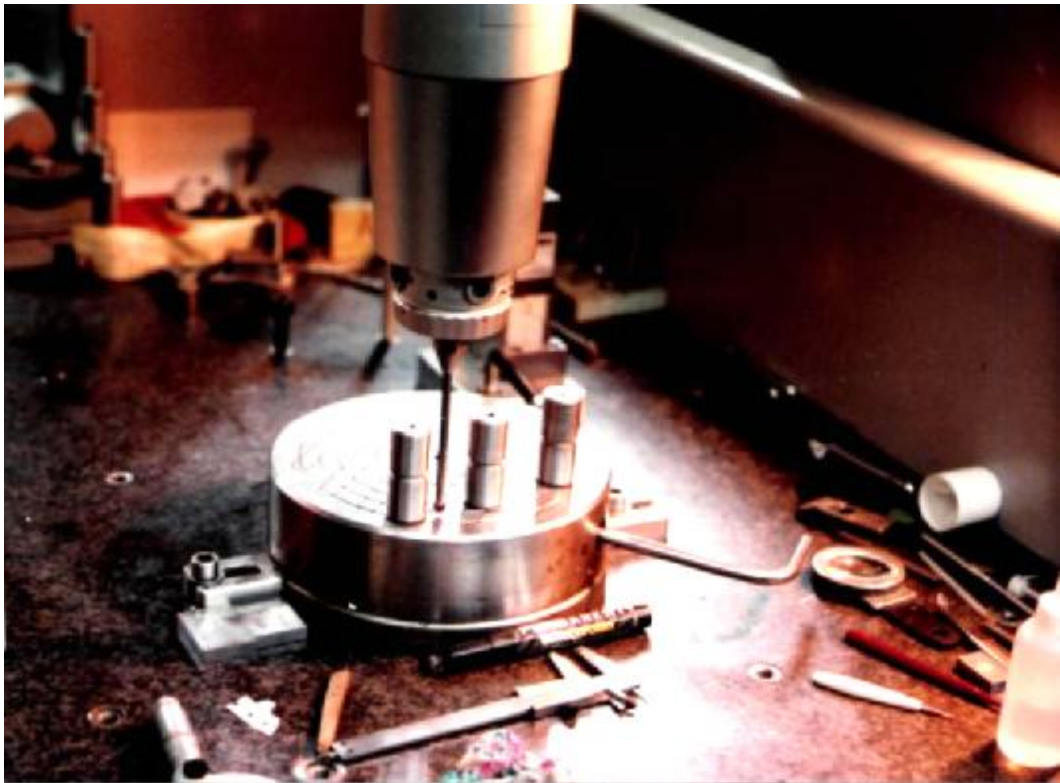


Рисунок 3.11 – Вимірювання геометричних параметрів вала у нижньому ($l-l$), середньому ($m-m$) та верхньому ($h-h$) поясах



Рисунок 3.12 – Пристрій для вимірювання параметрів вала

3.4 Методика визначення гранично допустимого натягу внутрішнього кільця підшипника

Щоб унеможливити вплив на значення натягу зовнішнього кільця підшипника внаслідок його заклинювання, проводили дослідження з внутрішніми кільцями підшипників після розбирання останніх (рис. 3.13).



Рисунок 3.13 – Взірці внутрішніх кілець для дослідження граничного натягу

На рис. 3.14 показано загальний вигляд конусної оправки з внутрішнім кільцем підшипника і закріпленим упором та схему конусної оправки з кільцем підшипника і закріпленим за допомогою хомута упором для визначення значення переміщення кільця по оправці (рис. 3.15).



Рисунок 3.14 – Загальний вигляд конусної оправки з внутрішнім кільцем підшипника і закріпленим упором

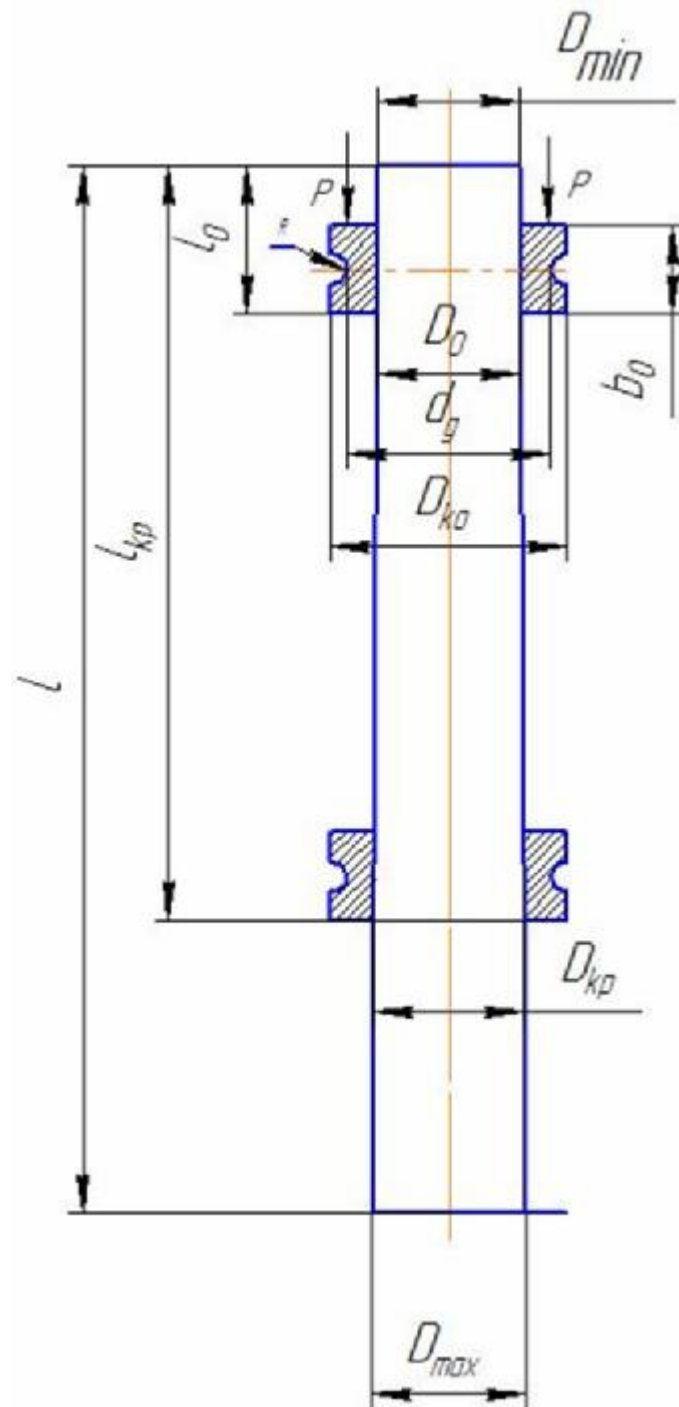


Рисунок 3.15 – Схема для визначення геометричних параметрів деформації кільця підшипника залежно від значення натягу та зусилля для його переміщення по конусній поверхні оправки

Визначення значення натягу і зусилля монтажу в момент початку заклинювання підшипника під час його переміщення по конусній оправці проводили так як показано на рис. 3.16.

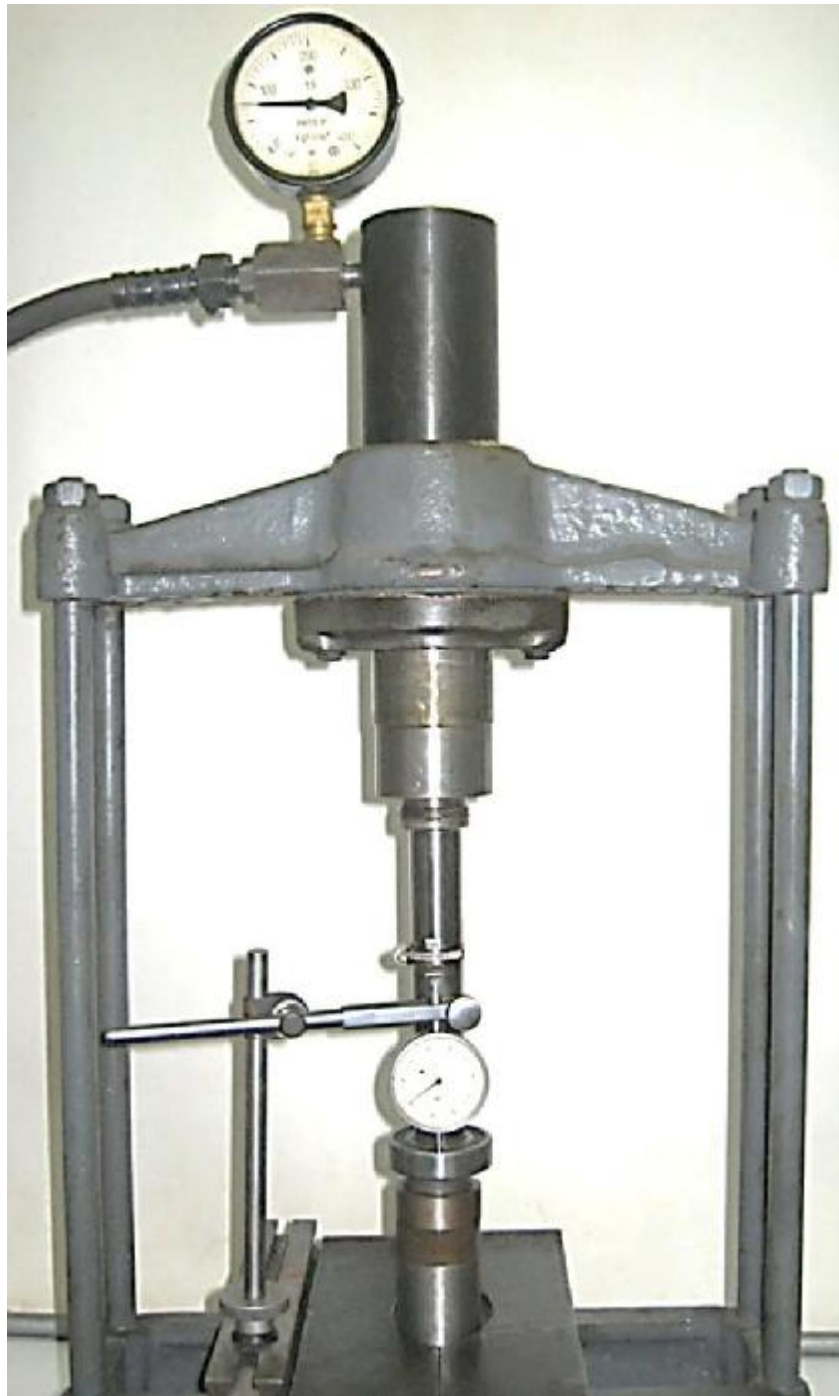


Рисунок 3.16 – Визначення значення натягу і зусилля монтажу в момент початку заклинювання підшипника під час його переміщення по конусній оправці

На рис. 3.17 показано схему визначення значення натягу, зусилля монтажу і геометричних параметрів кільця підшипника під час його переміщення по конусній оправці.

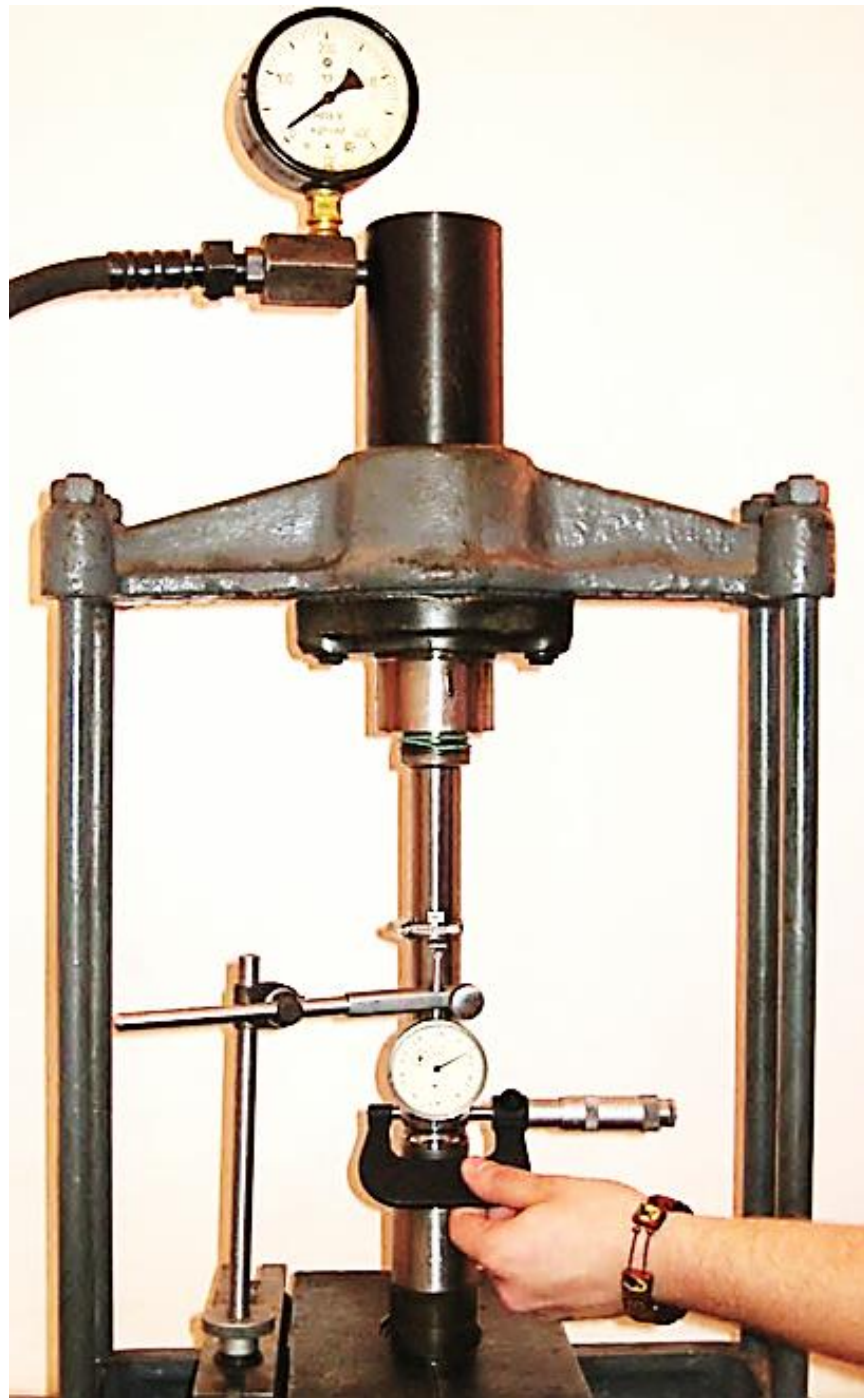


Рисунок 3.17 – Схема визначення значення натягу, зусилля монтажу і геометричних параметрів кільця підшипника під час його переміщення по конусній оправці

На рис. 3.18 показано зруйноване кільце внаслідок досягнення натягу граничного значення.

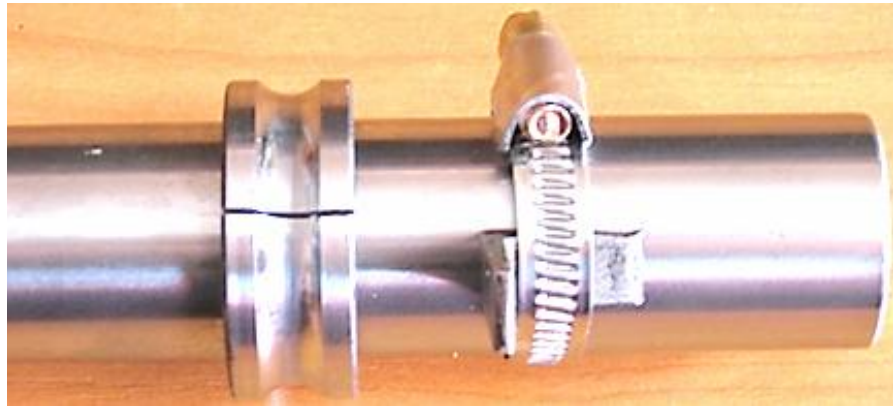


Рисунок 3.18 – Зруйноване кільце після досягнення граничного натягу

Експериментальні дослідження проводили в такому порядку. Відібрані для досліджень підшипники були пронумеровані. Після цього за допомогою конусної оправки відповідно до схеми, показаної на рис. 3.14, визначали фактичний розмір внутрішнього кільця. Серед зрізів валів, показаних на рис. 3.10, вибирали такий, що забезпечує номінальне значення розрахункового натягу, і проводили багаторазові операції монтажу і демонтажу підшипника (рис. 3.19) з метою визначення залежності зміни зусилля від кількості виконаних операцій.



Рисунок 3.19 – Демонтаж підшипника з вала (фото)

Другу партію пронумерованих підшипників встановлювали на конусну оправку (за схемою, показаною на рис. 3.15) для визначення значення натягу і зусилля монтажу в момент початку заклинювання підшипника під час його переміщення по конусній оправці. Визначали наскільки відрізняється зусилля монтажу в момент заклинювання підшипника від номінального розрахункового.

Після проведення цих досліджень підшипники розбирали в такій послідовності: висвердлювали заклепки сепараторів, знімали півкільця сепараторів, виймали кульки підшипників, проводили роз'єднання кілець підшипників. Після цього внутрішні кільця позначали відповідно до схеми показаної на рис. 3.13.

Партію позначених кілець підшипників встановлювали на конусну оправку (див. рис. 3.14), а потім оправку встановлювали на прес (див. рис. 3.16, 3.17). У процесі дослідів контролювали: тиск у гідروциліндрі преса, значення переміщення кільця по конусній оправці та зміну геометричних параметрів кільця підшипника. Зусилля збільшували до моменту руйнування кільця (див. рис. 3.18). Зусилля руйнування кільця вказує на граничне можливе зусилля демонтажу підшипника з вала. У кінцевому результаті можна визначити, наскільки зусилля демонтажу може бути більшим від нормативного розрахункового зусилля монтажу підшипника.

3.5. Обґрунтування конструкції знімачів для оптимізації процесів 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 завдяки вдосконаленню конструкції знімача буде досягнуто самозатискання деталі, що дасть змогу покращити умови використання знімача.

Основною вимогою для операції демонтажу і монтажу пресових з'єднань є збереження деталей у початковому стані, тобто щоб уникнути їх пошкодження в процесі розбирання-збирання. Цю умову можна задовольнити, знаючи допустимі напруження [37; 60; 64; 65; 82; 83], які можуть виникати в деталях під час операцій розбирання або збирання.

Проведені дослідження і наші власні розробки показали, що в кожному конкретному випадку може бути ефективним використання знімачів відповідного принципу дії і конструкції [26; 38; 85; 121;]. Наприклад, однією з проблем, що виникають під час розбирання пресових з'єднань, є самовільне зіскакування лап із захопленої ними деталі. Для усунення цього недоліку знімачі оснащують додатковими елементами, які своєю чергою, ускладнюють їхню конструкцію і збільшують вагу, а також створюють певні незручності використання. [38], який захищений патентом на корисну модель (дод. К).

Модель знімача пояснюється рисунками. На рис. 3.20 зображено схему сил в парі плече траверси – захоплювач, де F_T – сила тертя; F – сила, під дією якої захоплювач рухається до осі траверси; $M_{зз}$ – згинальний 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, $\alpha=75^\circ$). На рисунку 3.21 зображено схему знімача для демонтажу з валів деталей, встановлених з натягом.

Даний знімач складається з траверси 1, на плечах якої встановлені захоплювачі 2. У різевому отворі траверси 1 розміщений силовий гвинт 3 з важелем 4. Силовий гвинт 3 центрується на торці вала, притримуючи траверсу. Конструкція знімача зображена на рис. 3.21, дає змогу забезпечити надійну фіксацію лап на деталі без будь-яких додаткових деталей 1, обертають гвинт в потрібному напрямку, поки захоплювачі 2 не стануть по протилежних 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, унеможлиблюється їх розведення і зіскакування з деталі.

Після контакту силового гвинта з торцем вала (на рисунку не зображено), а захоплювачів з торцем деталі (на рисунку не показано), що знімається, у захоплювачах виникає зусилля розтягу $P/2$ (див. рис. 3.20). Внаслідок того, що захоплювачі встановлені під кутом α , дія сили $P/2$ спричинює виникнення сили F , напрямленої до осі силового гвинта, якій протидіє сила F_T , нормальній реакції траверси N та згинального моменту $M_{зг}$, 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 таким чином (див. рис. 3.21).

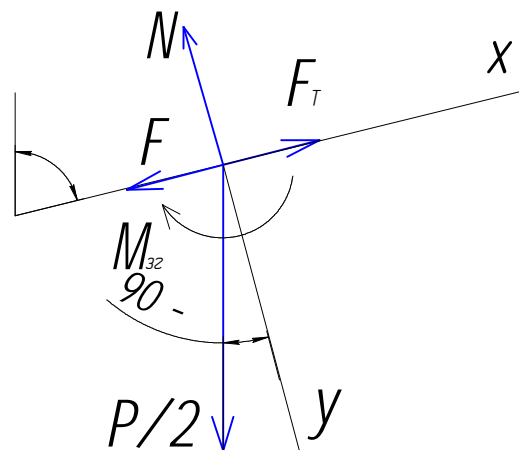


Рисунок 3.20 – Схема сил в парі плече траверси – захоплювач: F_T – сила тертя; F – сила, під дією якої захоплювач рухається до осі траверси; $M_{зг}$ – згинальний момент, який діє на плече траверси; N – нормальна реакція траверси від сили $P/2$; $P/2$ – зусилля розтягу в захоплювачі; α – кут між віссю силового гвинта і плечем траверси ($\alpha=75^\circ$)

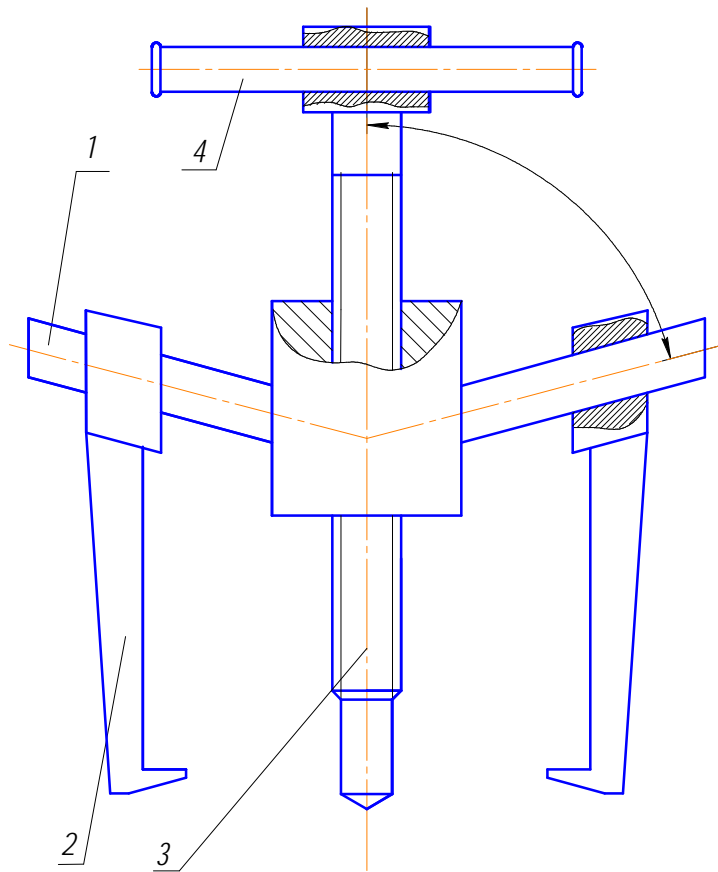


Рисунок 3.21 – Схема знімача для демонтажу з валів деталей, встановлених з натягом: 1 – траверса; 2 – захоплювач; 3 – силовий гвинт; 4 – важіль.

Силовий гвинт 3 центрується на торці вала (на рисунку не зображено), притримуючи траверсу 1. Обертають гвинт у потрібному напрямі, поки захоплювачі 2 не ввійдуть у контакт з деталлю (на рисунку не показано), що знімається. Далі зводять захоплювачі 2 до контакту їх з бічною поверхнею деталі. Потім 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 із деталі.

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

Також для полегшення операцій розбирання пресових з'єднань було запропоновано конструкцію знімача з керованими захоплювачами [39].

У цьому знімачі (дод. Л) зведення і розведення захоплювачів здійснюється дистанційно причому одна з операцій, залежно від схеми під'єднання линв і встановлення пружин здійснюється автоматично і захоплювачі притискаються до деталі, що знімається, під дією пружин і перебувають у такому положенні до моменту їх розведення оператором за допомогою переміщення муфти.

На рис. 3.22 зображено знімач з керованими захоплювачами – загальний вигляд та поперечний переріз – А-А, захищений патентом на корисну модель (див. дод. Л).

Знімач із керованими захоплювачами складається зі силового циліндра 1 з штоком 2 і поршнем 3, траверси 4, зафіксованої на циліндрі 1 стопорним кільцем 5. У пазах траверси 4 розміщені захоплювачі 6. Ззовні пази траверси 4 закриті вставками 7, що зафіксовані гвинтами 8. За допомогою гвинтів 9 та 10 на траверсі закріплені ролики 11. Аналогічним чином на ручці 12, закріпленій на протилежному торці гідроциліндра 1, закріплені ролики 11, на яких базується линва 13, кінці якої фіксуються за допомогою штуцерів 14, вкручених у муфту 15 і зафіксованих гайками 16. За допомогою затискача 17 линви закріплені на захоплювачах 6. За допомогою штифта 18 до ручки 12 прикріплений підпружинений двоплечий важіль 19 із фрикційною колодкою 20, яка фіксує від осьового переміщення муфту 15. Шток 3 оснащений змінною вставкою 22.

Запропонований знімач з керованими захоплювачами функціонує таким чином.

Довжину керованих захоплювачів підбирають так, щоб розмір L був більший або рівний віддалі від зовнішнього торця вала до тильної частини захоплюваної деталі, а розмір D повинен бути більшим від зовнішнього діаметра захоплюваної деталі. Гідравлічний знімач базують на торці вала за допомогою змінної вставки 22. Натискають на коротше плече важеля 19,

звільняють муфту 15, яка під дією пружин 21 переміщується в бік траверси 4 і тягне за собою відповідні кінці ливн 13, які обкочуються по роликах 11 та переміщують затискачі 17 разом із захоплювачами 6 у напрямі до осі штока 2, доки вони не притиснуться до зовнішньої поверхні деталі, що знімається. Після цього оператор натискає на клапан подачі робочої рідини в циліндр (на рисунку не зображено), поршень 3 під тиском робочої рідини переміщує шток 2, який виходить із циліндра 1, і відбувається процес знімання захопленої деталі. Після зняття деталі оператор натискає на коротше плече важеля 19, щоб звільнити муфту 15 від колодки 20, і зусиллям руки переводить муфту 15 в попереднє положення. При цьому захоплювачі 6 розводяться до зовнішніх торців траверси 4 і зняту деталь звільняють від захоплення.

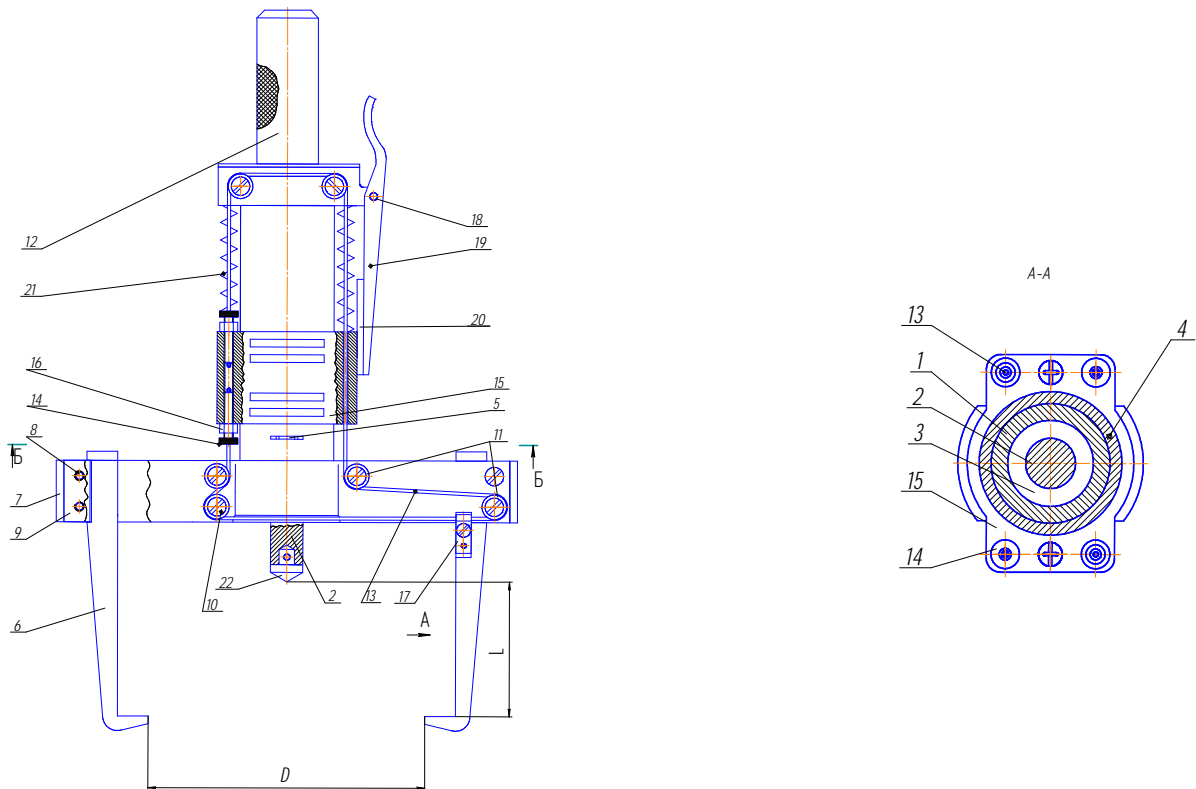


Рисунок 3.22 – Схема знімача з керованими захоплювачами: 1-циліндр; 2-шток; 3- поршень; 4-траверса; 5-стопорне кільце; 6-захоплювачі; 7-вставки; 8, 9, 10-гвинти; 11-ролики; 12-ручка; 13-линва; 14-штуцери; 15-муфта; 16-гайки; 17-затискачі; 18-штифт; 19-двоплечий важіль; 20-фрикційна колодка; 21-пружини; 22-змінна вставка.

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

3.6 Методика визначення оптимальних геометричних параметрів конструкції знімача

Сучасні підприємства з проєктування та виготовлення інструментів та обладнання зацікавлені в підвищенні надійності і якості своєї продукції за одночасного зниження її ваги і трудомісткості виготовлення. Щоб відповідати численним вимогам, передові компанії на різних етапах проєктування все частіше використовують інструменти оптимізації конструкцій, їх топології. Час розробки готового продукту помітно скорочується за рахунок створення оптимальної конструкції, що відповідає прикладним навантаженням [17; 34].

Поняття оптимізації конструкцій включає три тісно пов'язані, але різні за своєю постановкою і вирішенням проблеми: оптимізації розмірів, форми і топології структур [132].

Топологічна оптимізація (ТО) – це оптимізація розподілу матеріалу в проєктній області при впливі на неї заданих навантажень і використанні обмежень різного роду: геометричних, міцності та ін. [134]. ТО є видом оптимізації форми конструкції, іноді званої оптимізацією компоновання. Оптимальне проєктування є одним із найбільш значущих напрямів у проєктуванні та створенні нових, конкурентних конструкцій. Метою проєктування є форма деталі, яка буде легшою від вихідної, але при цьому зберегла попередню міцність.

Останніми роками активний розвиток програмних засобів ТО тісно пов'язаний із появою і вдосконаленням промислових установок, що дозволяють методами 3D-друку виготовлення деталі та конструкції будь-якої складності.

Донедавна це були або спеціалізовані програмні засоби (solidThinking Inspire, TOSCA Structure), або потужні CAE-системи (Abaqus ATOM, ANSYS). Але для конструктора було б зручніше проводити ТО за допомогою програмних засобів для автоматизації проектування (CAD-системи).

Однією з перших у CAD-системі Autodesk Inventor [36; 107] починаючи з версії 2016 R2, з'явилася модель ТО («Генератор форм»).

Процес ТО в різних CAD-системах принципово не відрізняється та складається з таких етапів:

- прикладення навантаження та закріплень, задання матеріалу;
- призначення зон, які не будуть оптимізуватися;
- призначення площини симетрії;
- проведення процесу оптимізації.

3.6.1 Моделювання конструкції знімача для визначення показників міцності

Завантажуємо програму Autodesk Inventor.

Натискаємо кнопку «Пректи» на панелі інструментів «Пуск», і вибираємо створений нами раніше проєкт із назвою «Знімач підшипників».

Відкриваємо файл деталі «Траверса». На вкладці «Середовища» вибираємо інструмент «Аналіз напружень». Створюємо нове моделювання командою «Створити моделювання» (рис. 3.23). Вказуємо вид аналізу – «Одноточковий», «Статистичний аналіз».

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

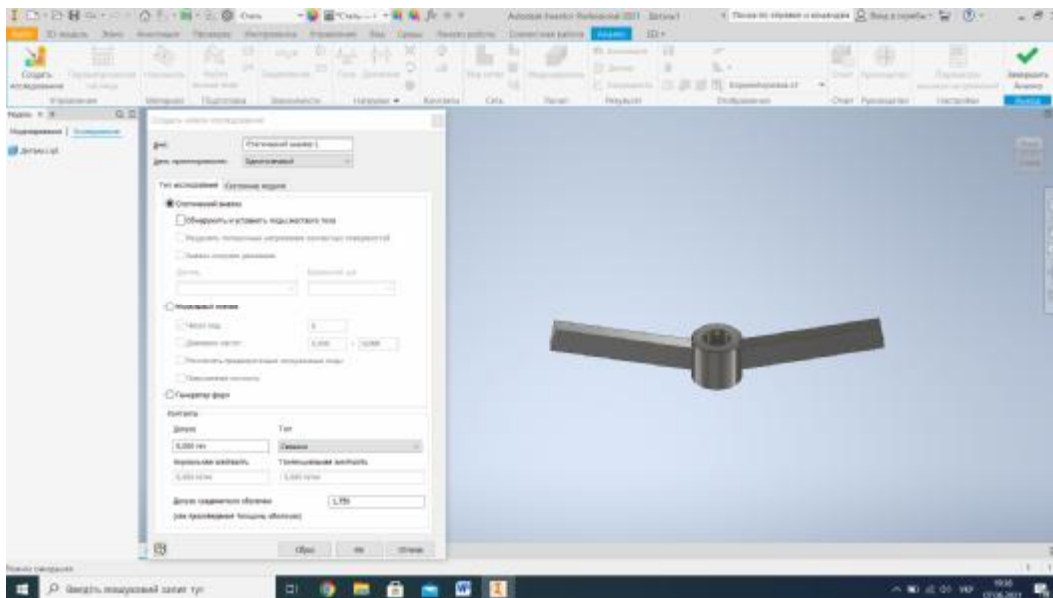


Рисунок 3.23 – Створення моделювання

Вибираємо інструмент «Параметрична таблиця». Використовуючи контекстне меню («Додати залежність проекту»), задаємо параметри, як показано на рис. 3.24.

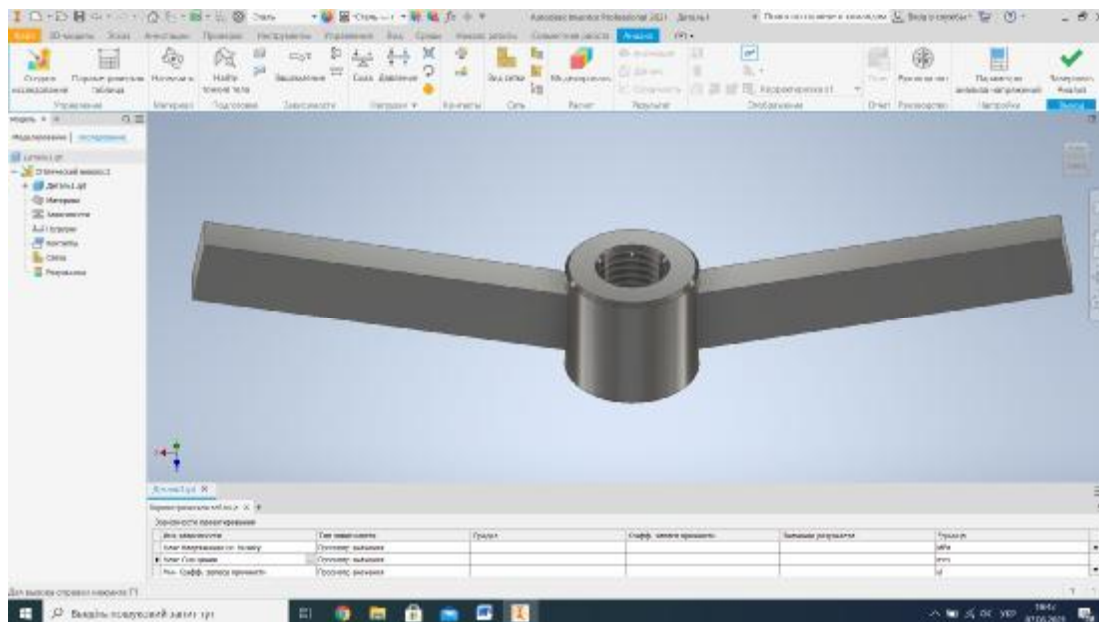


Рисунок 3.24 – Додавання параметрів розрахунку в параметричну таблицю

Перевіряємо призначення матеріалу деталі. Матеріал траверси повинен бути «Сталь». У разі необхідності перевизначаємо матеріал (рис. 3.25).

Вказуємо, що коефіцієнт запасу міцності визначається за межею текучості матеріалу. Коефіцієнт запасу міцності – це відношення межі текучості матеріалу до еквівалентного напруження.

Відкриваємо редактор стилів клавішею Ред. стилей. Редактор стилів дає змогу переглянути і перевизначити властивості матеріалу. Задаємо властивості сталі, як показано на рис. 3.25.

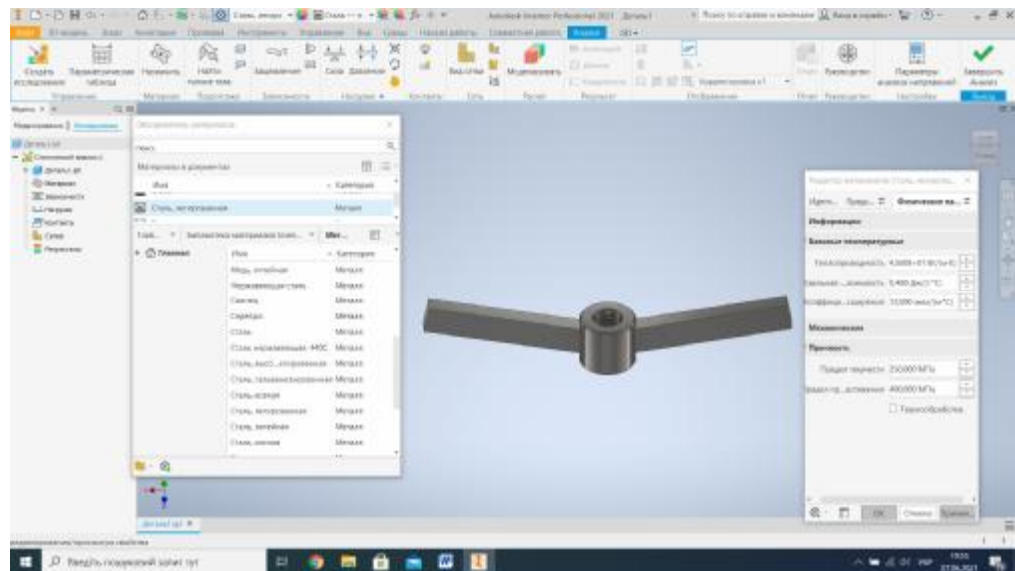



Рисунок 3.25 – Задання властивостей матеріалу


Включаємо відображення сітки кінцевих елементів командою «Вид сітки» на панелі інструментів «Підготовка» (див. рис. 3.25).


Використовуючи панель інструментів «Залежності», задаємо граничні умови.

До граничних умов належать умови спирання (закріплення) деталі. Умови закріплення задаються таким чином, щоб унеможливити переміщення деталі в просторі, як єдиного цілого тіла, під дією навантажень. Для задання граничних умов накладаються залежності, поглинаючи частину степенів вільності вузлів, якими деталь закріплюється в просторі.


«Залежність фіксації»  використовується для закріплення в просторі граней, ребер, вершин твердих тіл. При цьому можна фіксувати переміщення в просторі елементів деталі тільки вздовж вибраної осі системи координат, залишаючи їм свободу переміщення вздовж інших осей. Тут же

можна задавати початкову деформацію деталі і потім розрахувати напруження, які при цьому виникають.

Залежність «Контакт»  використовується для задання циліндричних опор. Команда дає змогу фіксувати можливі переміщення вузлів циліндричної поверхні деталі в радіальному, осьовому і дотичному напрямках.

Залежність «Без тертя»  застосовується для подавлення степенів вільності вузлів вибраної грані деталі вздовж нормалі до цієї грані.

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 напрям для циліндричної поверхні центрального отвору траверси (рис. 3.26). Тим самим деталь фіксується в просторі від можливих переміщень під дією зовнішніх навантажень. Фіксація дотичного напрямку не дозволить деталі обертатися і переміщатися в площині торця отвору, а фіксація осьового напрямку не дозволить переміщатися вздовж нормалі до цієї площини. Радіальний напрям можна не фіксувати, що відповідає реальній картині деформації деталі.

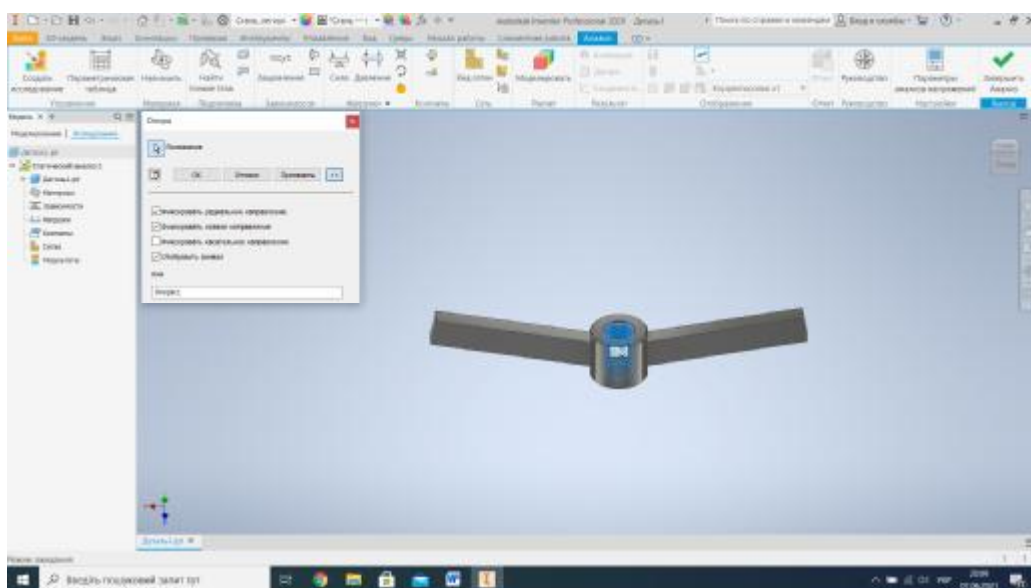


Рисунок 3.26 – Задання умов опирання траверси

Задаємо зовнішнє навантаження з боку захоплювачів. Сила передається з кожного захоплювача через плече траверси. Припускаємо, що сили рівні і діють у напрямі, паралельному осі центрального отвору (рис. 3.27). Вибираємо місця в плечах траверси для розміщення сил, задаємо напрям дії сил уздовж осі центрального отвору і значення сил 1500 Н.

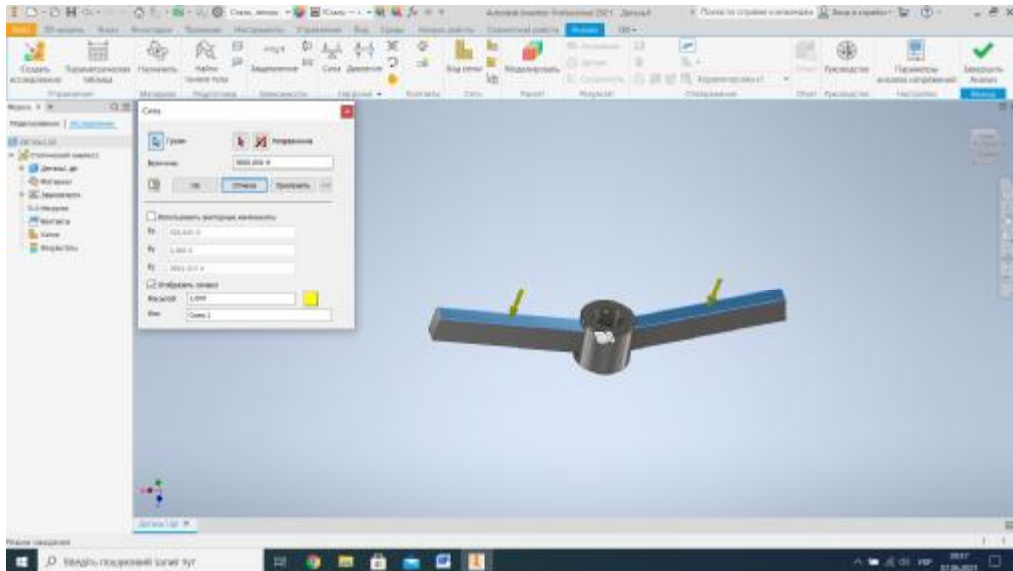


Рисунок 3.27 – Задання навантажень

За допомогою команди «Вид сітки» відображаємо сітку КЕ. Налаштовуємо параметри сітки, як показано на рис. 3.28.

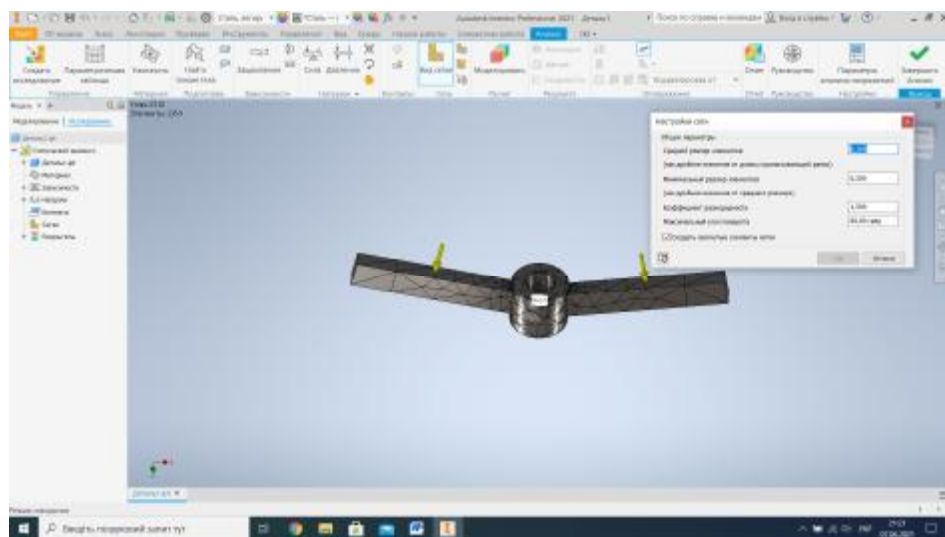


Рисунок 3.28 – Налаштування параметрів сітки

Командою «Моделювання» на панелі «Розрахунок» запускаємо розрахунок деталі (натискаємо кнопку «Вітка») (рис. 3.29).

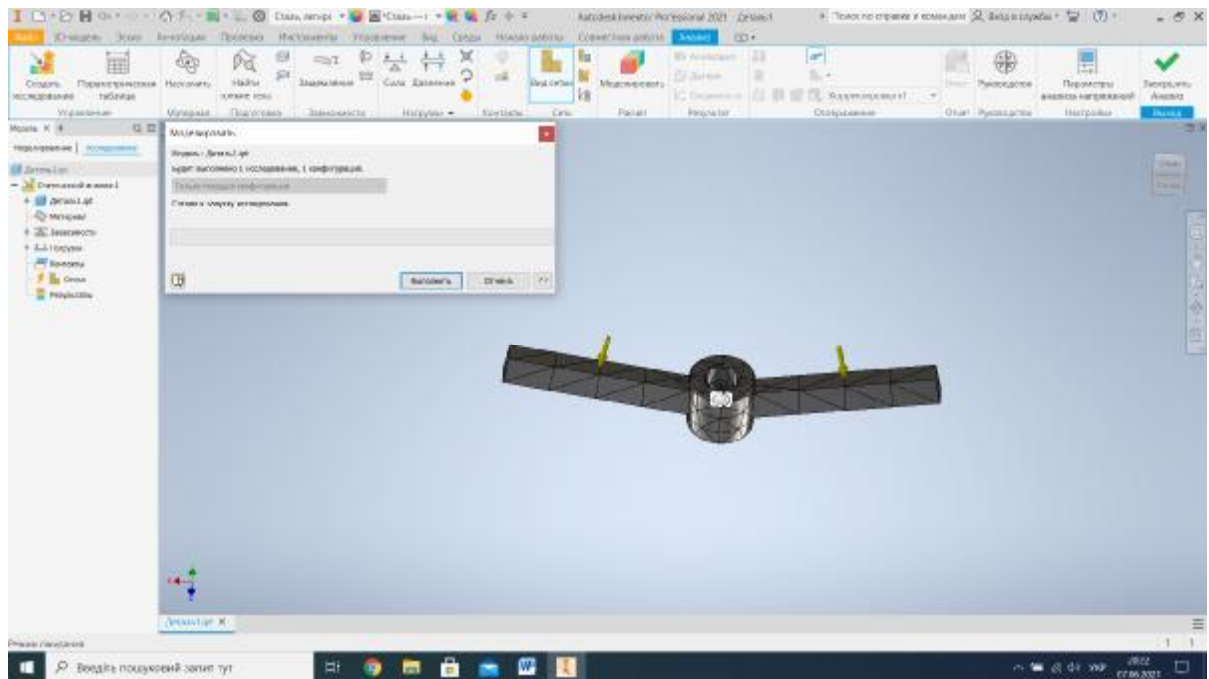


Рисунок 3.29 – Розрахунок траверси

Проводимо аналіз розрахунку.

Задаємо в браузері виведення результатів у вигляді напружень по Мізесу. Напруження по Мізесу – це еквівалентні напруження, пораховані по енергетичною теорією міцності (за четвертою теорією міцності). Натискаємо кнопку «Показати максимальне значення» на панелі інструментів «Відображення» (рис. 3.30). На екрані з'явиться давач, який показує місце виникнення максимальних напружень у деталі і відображає значення цих напружень.

Виводимо на екран параметричну таблицю.

На рис. 3.30 бачимо, що максимальне еквівалентне напруження по Мізесу становить 74,3 МПа, максимальне зміщення вузлів – 0,092 мм, коефіцієнт запасу міцності перевищує 3.

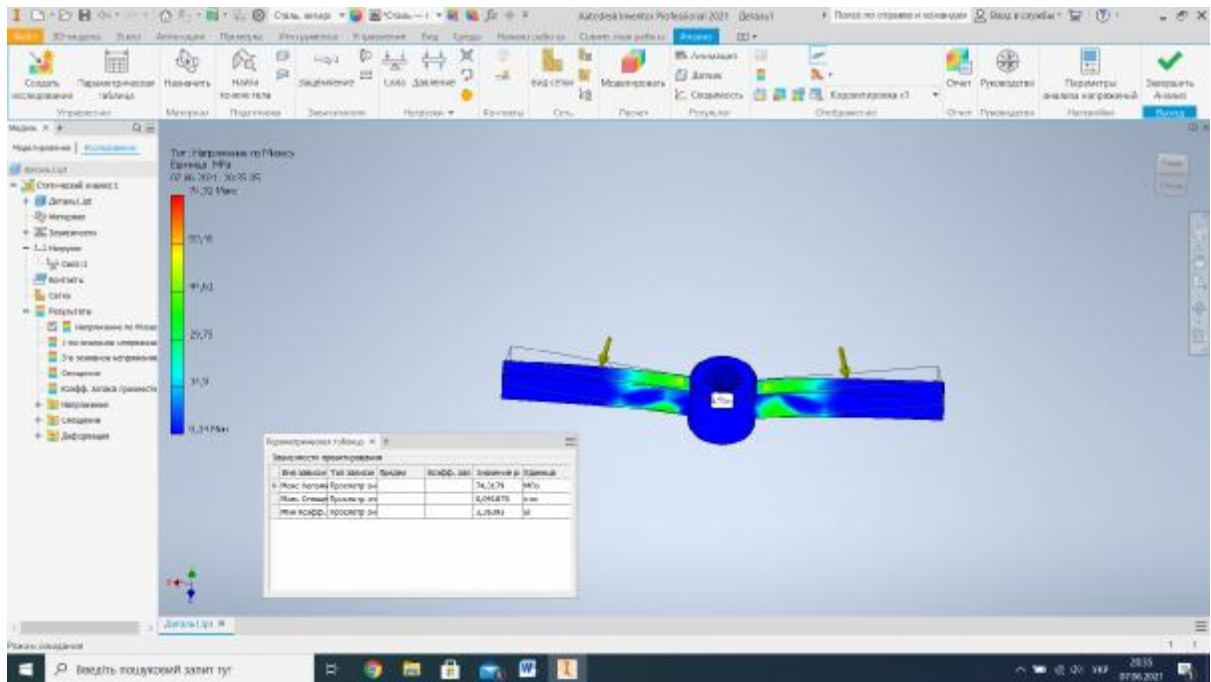


Рисунок 3.30 – Результати розрахунку траверси

Для забезпечення умов міцності деталі необхідно, щоб еквівалентне напруження по Мізесу не перевищувало допустимі напруження для матеріалу деталі.

Оцінку працездатності деталі можна провести на основі розрахованого мінімального коефіцієнта запасу міцності. Раніше, при заданні матеріалу деталі (див. рис. 3.25), було вказано, що коефіцієнт запасу міцності вираховується за межею текучості матеріалу. Тому в даному випадку коефіцієнт запасу міцності – це відношення межі текучості матеріалу до напруження по Мізесу. Якщо коефіцієнт запасу менший 1.0, то це означає, що напруження в деталі перевищили межу текучості і деталь не витримає заданого навантаження. У машинобудуванні прийнято, що коефіцієнт запасу за межею текучості повинен бути більшим від 1,5.

Оскільки в результаті розрахунків отримано мінімальний коефіцієнт запасу 3,36, то це означає, що умова міцності траверси виконується.

Проведемо уточнений розрахунок траверси.

У зонах примикання плечей траверси до її циліндричної частини

виникає концентрація напружень. Рекомендується в таких зонах створювати густішу сітку КЕ.

Задаємо параметри сходження розрахунків, як показано на рис. 3.31. Розрахунки виконуватимуться в декілька етапів, на кожному етапі буде уточнюватися сітка кінцевих елементів і розраховуватися напруження по Мізесу. Етапи виконуватимуться доти, доки різниця між результатами розрахунків не зменшиться до 3 %. Перерозраховуватися будуть тільки $(1 - 0,75) * 100 = 25$ % КЕ з найбільшими напруженнями.

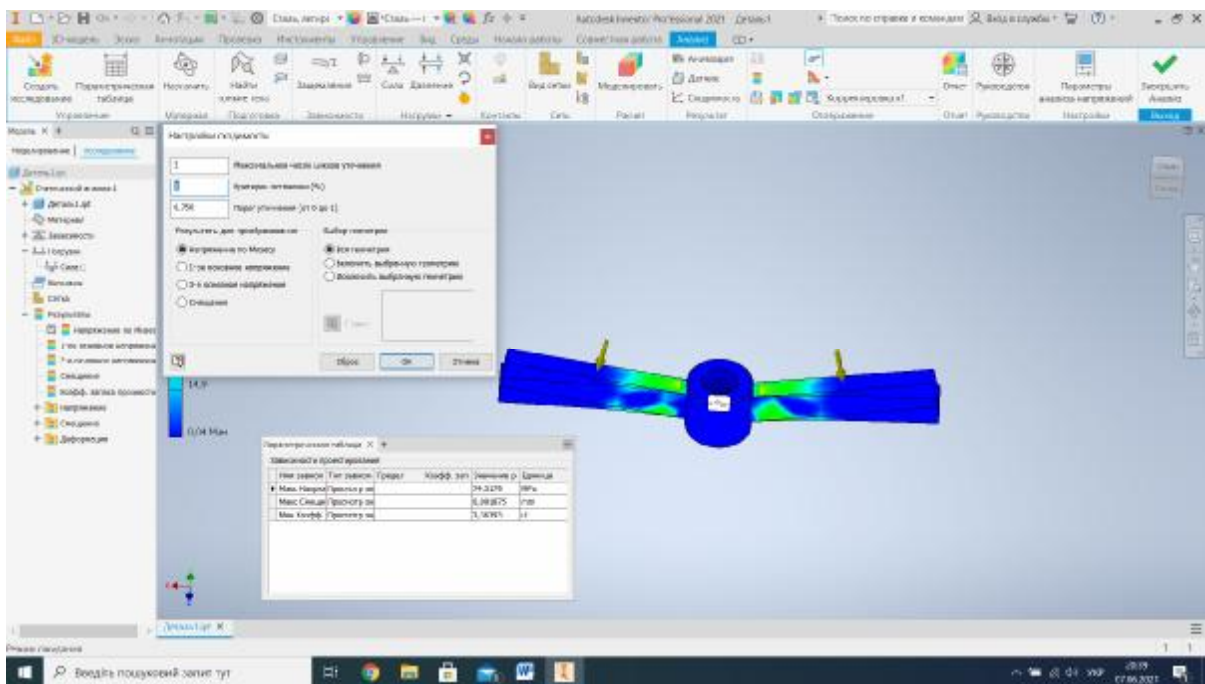


Рисунок 3.31 – Налаштування сходження для уточненого розрахунку

Запускаємо розрахунок на міцність командою «Моделювання».

Результати повторного розрахунку показані на рис. 3.32. Бачимо, що в процесі уточненого розрахунку в зонах концентрації напружень була побудована густіша сітка КЕ. Нові уточнені розрахункові максимальні напруження збільшилися і становлять 150,1 МПа.

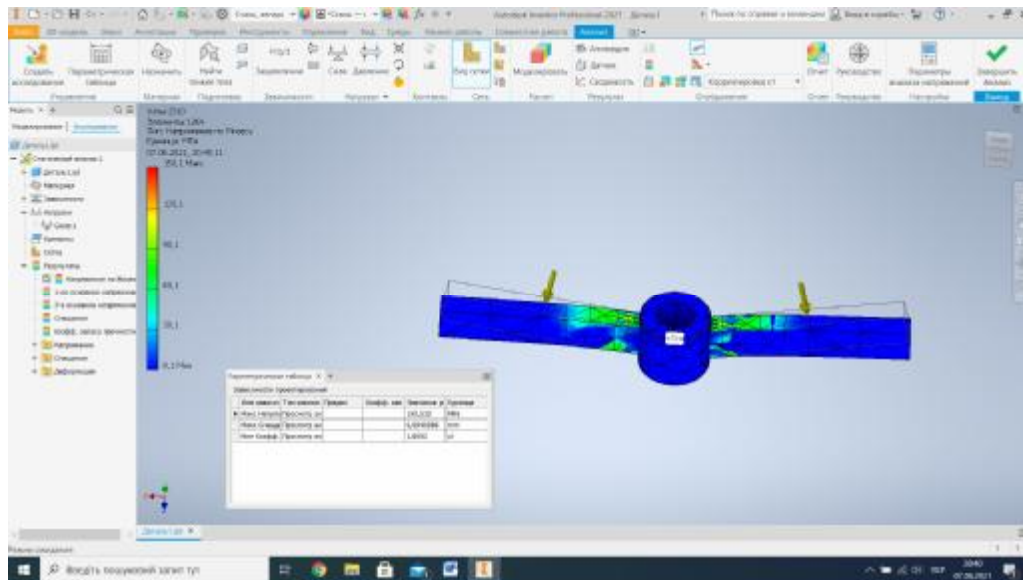


Рисунок 3.32 – Результати уточненого розрахунку

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. За необхідності підбираємо розміри, що забезпечують умову міцності деталі.

Розраховуємо на міцність збірку - знімач підшипників.

Відкриваємо збірку – знімач підшипника.

Запускаємо аналіз напружень.

Створюємо нове моделювання. Як тип контакту між деталями за замовчуванням вказуємо "Поділ". Це потрібно надалі під час формування контактів між деталями.

Заповнюємо параметричну таблицю для перегляду значень максимальних напружень, зміщення і мінімального коефіцієнта запасу міцності як показано на рис. 3.24.

Перевіряємо правильність призначення матеріалів для деталей знімача.

З метою спрощення і прискорення розрахунків збірки 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 вилучити з моделювання. Гвинт на першому етапі розрахунку збірки також може бути вилучений з розрахунків.

Використовуючи контекстне меню в браузері, вилучаємо з моделювання гвинт, один з двох захоплювачів (рис. 3.33).

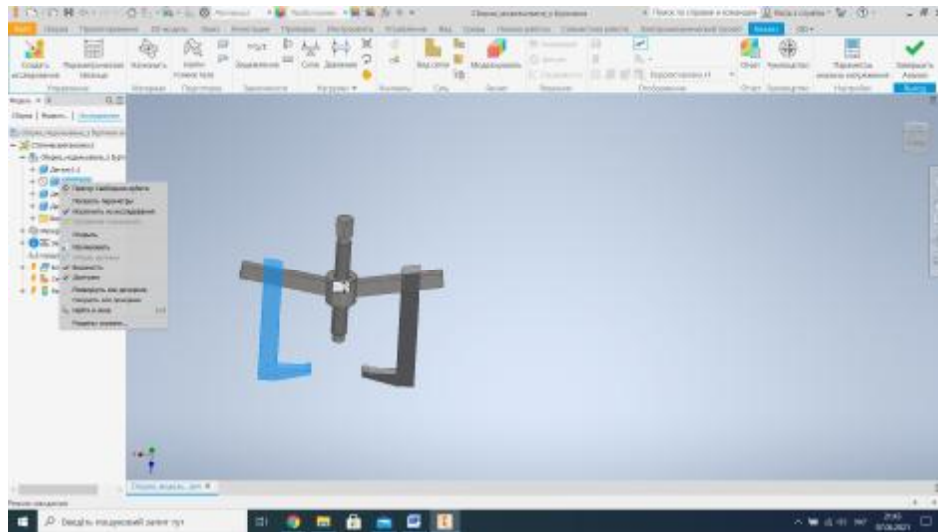


Рисунок 3.33 – Вилучення з моделювання окремих деталей і збірок

Задаємо умови обпирання конструкції. Зафіксуємо всі три напрями для циліндричної поверхні центрального отвору траверси (рис. 3.34).

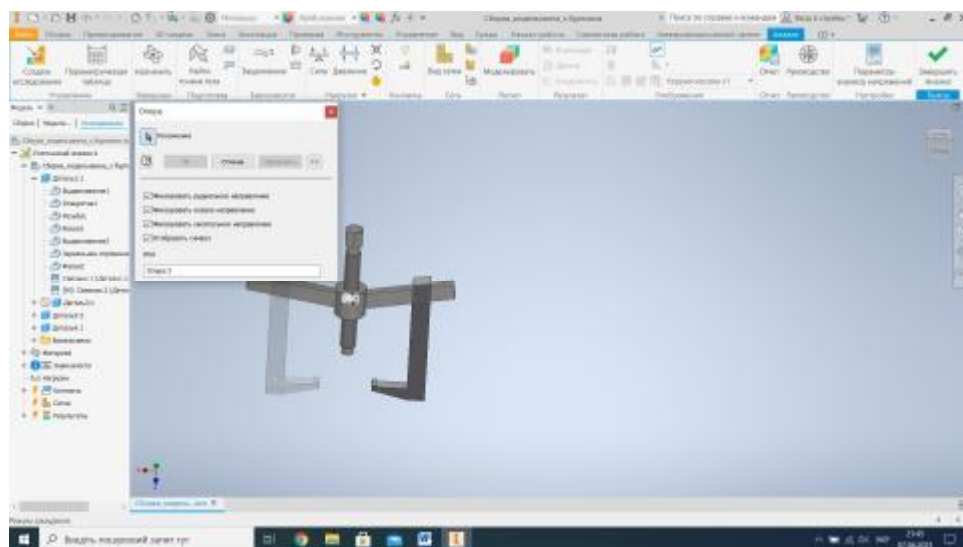


Рисунок 3.34 – Задання умов обпирання

Задаємо зовнішнє навантаження. Зусилля з боку підшипника діє на лапу захоплювача в напрямі осі гвинта (рис. 3.35).

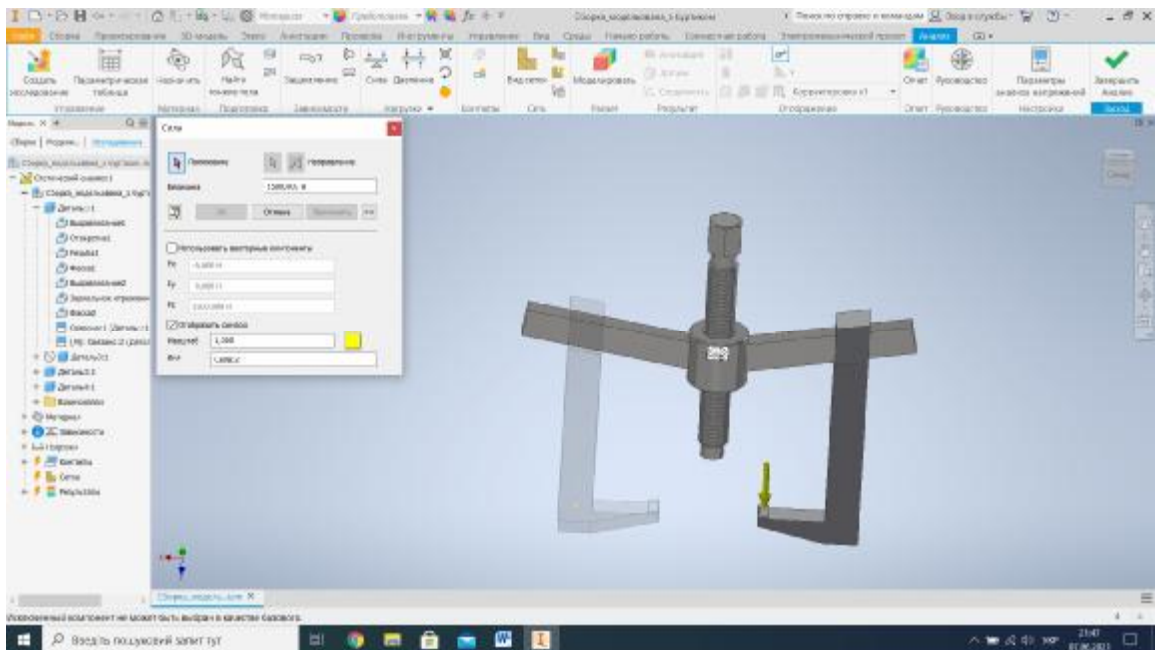
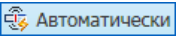


Рисунок 3.35 – Задання зовнішнього навантаження

Задамо вид контактів між деталями в збірці. Спочатку сформуємо контакти в автоматичному режимі. Виберемо інструмент  «Автоматически» на панелі інструментів «Контакти». Autodesk Inventor автоматично сформує безліч контактів виду «Поділ» між усіма контактуючими деталями (рис. 3.36). Вид контактів вибирається відповідно до раніше зазначеного виду. Такий вид контактів передбачає можливість ковзання деталей одна відносно іншої з можливістю їх часткового поділу внаслідок деформацій.

Усі контакти відобразяться в браузері (див. рис. 3.36). 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 в роботі знімача не є істотними, за наявності зазору вони можуть не виникати, тому їх можна придушити.

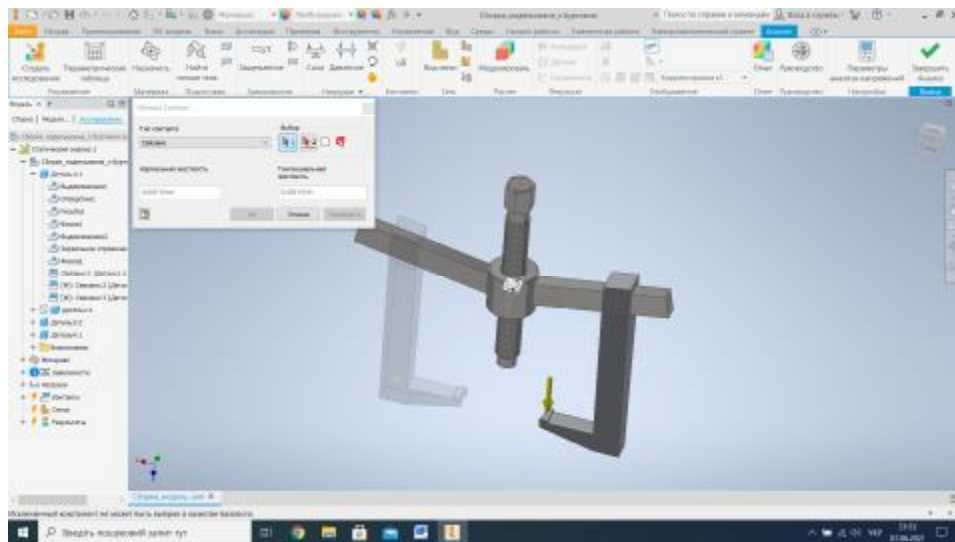



Рисунок 3.36 – Створення нового контакту

Перевіримо наявність контакту між траверсою і захоплювачем. Між цими деталями повинен бути контакт виду «Ковзання без поділу». Створимо його за допомогою інструмента  «Вручну» на панелі інструментів "Контакти" (див. рис. 3.36).

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

Проведемо розрахунок на міцність. Результати розрахунку подано на рис. 3.37.

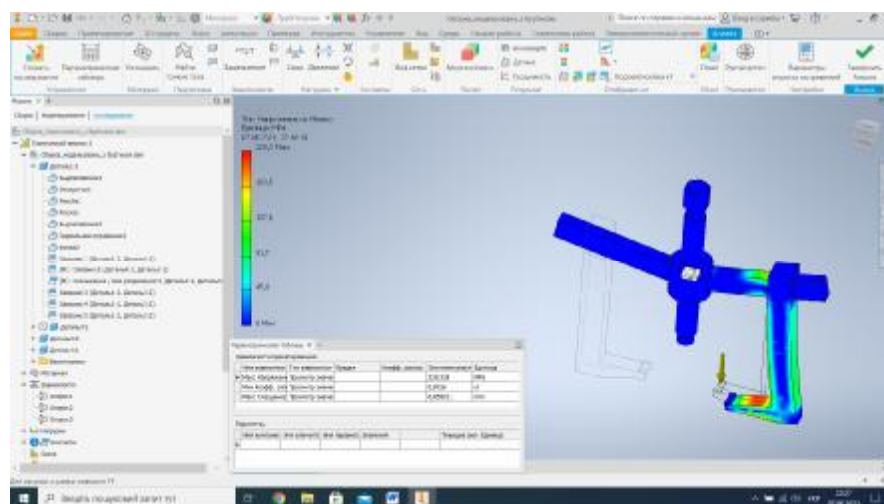


Рисунок 3.37 – Результати розрахунку знімача в зборі

Висновки до розділу 3

1. Виготовлене обладнання дало змогу фіксувати зміну зусилля монтажу та демонтажу підшипників.
2. Експериментально встановлено, що при повторенні операцій монтажу-демонтажу зміна зусилля запресування для одного взірця не перевищувало 5%.
3. Збільшення натягу на 0,002 мм призводить до зменшення радіального зазору на 0,001 мм. Подальше збільшення натягу призводить до початку схоплювання і згодом до заклинювання підшипника.
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 25,03мм для підшипників № 6205.
5. Експериментальне моделювання показало, що вага знімача на підставі його моделювання в системі Autodesk Inventor може бути зменшена на 20% за рахунок раціонального розподілу матеріалу по об'єму деталей.

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ АНАЛІЗ

Експериментальні дослідження виконані на основі методики і експериментального обладнання описаного у розділі 3 і в наших працях [118; 120; 132; 137].

4.1 Результати визначення зусилля демонтажу підшипників

Процес демонтажу підшипників із валів характеризується зусиллям демонтажу, яке повинно забезпечити безруйнівний демонтаж підшипника з вала. Для дослідження були використано найпоширеніші підшипники №№ 6306, 6207, 6209. На підставі отриманої інформації здійснено оцінку зусилля, яке зумовлює можливість виконання процесу демонтажу підшипника для кожної окремої серії.

Статистичне опрацювання значень (репрезентативних вибірок) [25–29; 112] зусилля демонтажу підшипника № 6306 дало змогу визначити числові характеристики, а також обґрунтувати теоретичний закон розподілу (рис. 4.1), який узгоджується за нормальним законом розподілу, функція густини якого має такий вигляд:

$$f(P_{6306}) = 4,695 \cdot \exp \left[-\frac{(P_{6306} - 1,972)^2}{0,014} \right]. \quad (4.1)$$

Для цієї гістограми має місце нормальний закон розподілу, математичне сподівання $M[P_{6306}] = 1,972$ кН, середнє квадратичне відхилення становить $S[P_{6306}] = 0,085$ кН. Значення критерію згоди χ^2 -Пірсона становить $2,517 < 7,779$, що свідчить про відповідність гіпотези

нормальному теоретичному закону [13; 15; 25; 28; 29; 38;]. Інші розрахункові дані наведено в табл. Н. 1 (дод. Н).

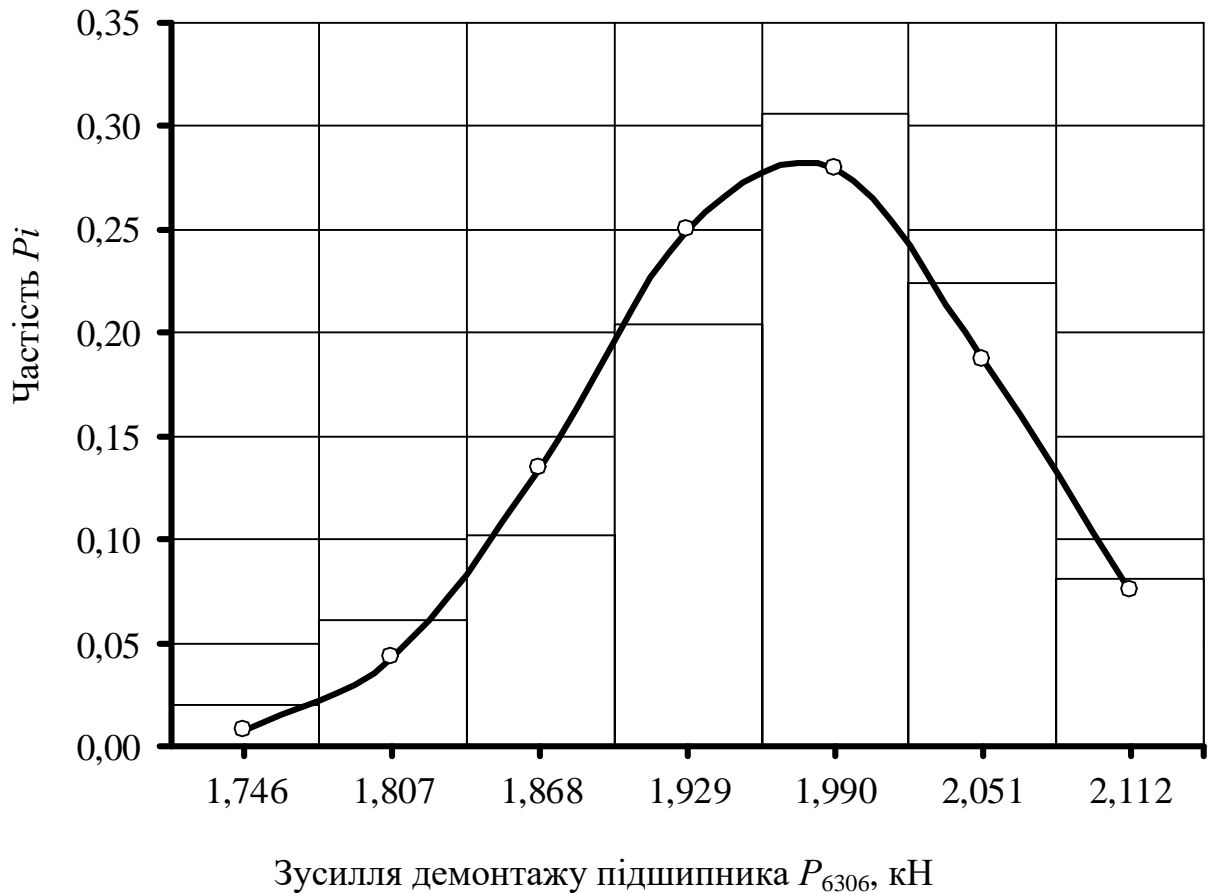


Рисунок 4.1 – Гістограма та теоретична крива розподілу досліджуваних результатів зусилля демонтажу підшипника № 6306 з вала

Статистичне опрацювання значень (репрезентативних вибірок) [25–29; 111; 112] зусилля демонтажу підшипника №6207 дало змогу визначити числові характеристики, а також обґрунтувати теоретичний закон розподілу (рис. 4.2), який узгоджується за законом розподілу Лапласа-Шарльє, функція густини якого має такий вигляд:

$$f(P_{6207}) = 0,293 \cdot \exp\left[-\frac{(P_{6207} - 2,264)^2}{3,410}\right]. \quad (4.2)$$

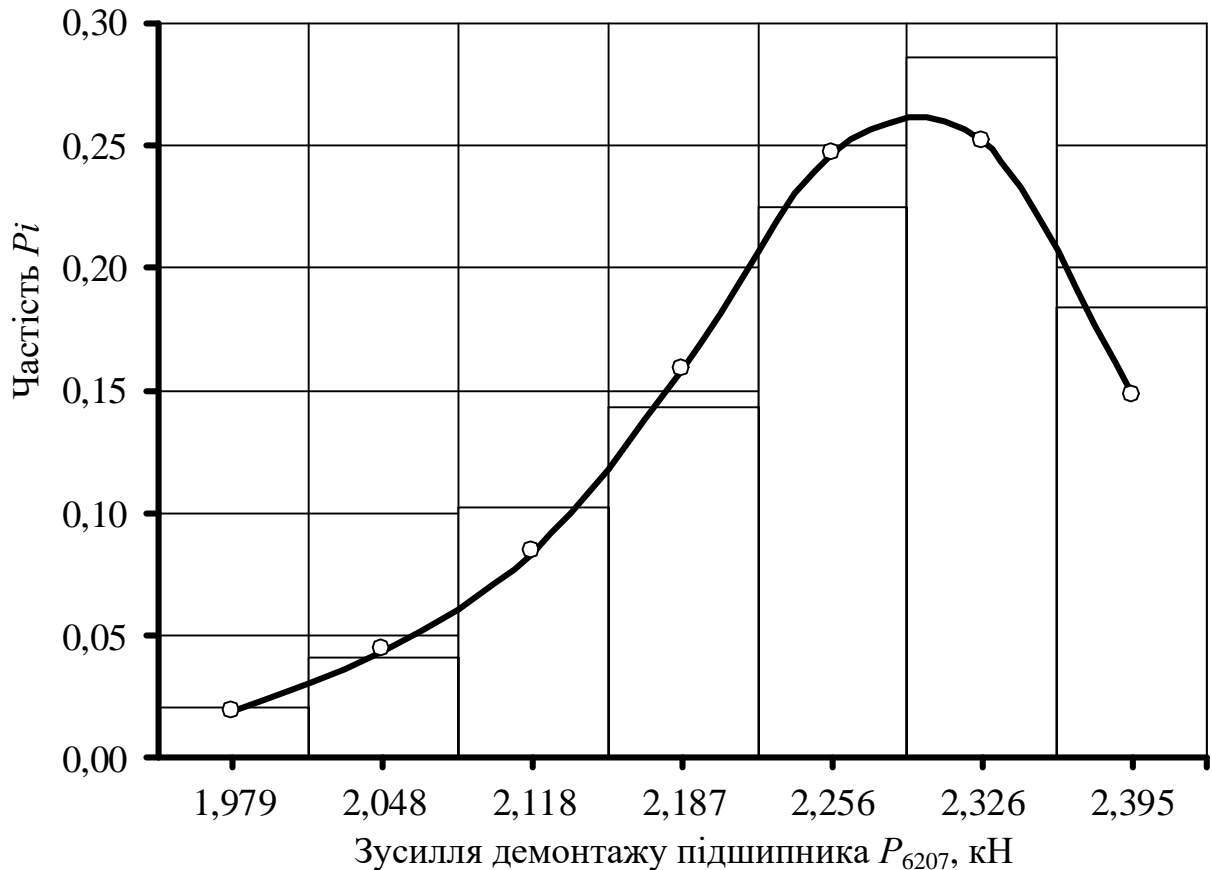


Рисунок 4.2 – Гістограма та теоретична крива розподілу досліджуваних результатів зусилля демонтажу підшипника №6207 з вала

Для цієї гістограми має місце закон розподілу Лапласа-Шарльє, математичне сподівання $M[P_{6207}] = 2,264$ кН, середнє квадратичне відхилення становить $S[P_{6207}] = 0,104$ кН. Значення критерію згоди χ^2 -Пірсона становить $1,011 < 4,605$, що свідчить про відповідність гіпотези теоретичному закону розподілу Лапласа-Шарльє [6; 48; 49; 31; 32; 80; 92; 93,]. Інші розрахункові дані наведено в табл. Н. 2 (див. дод. Н).

Статистичне опрацювання значень (репрезентативних вибірок) [13; 48; 56] зусилля демонтажу підшипника № 6209 дало змогу визначити числові характеристики, а також обґрунтувати теоретичний закон розподілу (рис. 4.3), який узгоджується за нормальним законом розподілу, функція густини якого має такий вигляд:

$$f(P_{6209}) = 3,559 \cdot \exp\left[-\frac{(P_{6209} - 2,442)^2}{0,025}\right]; \quad (4.3)$$

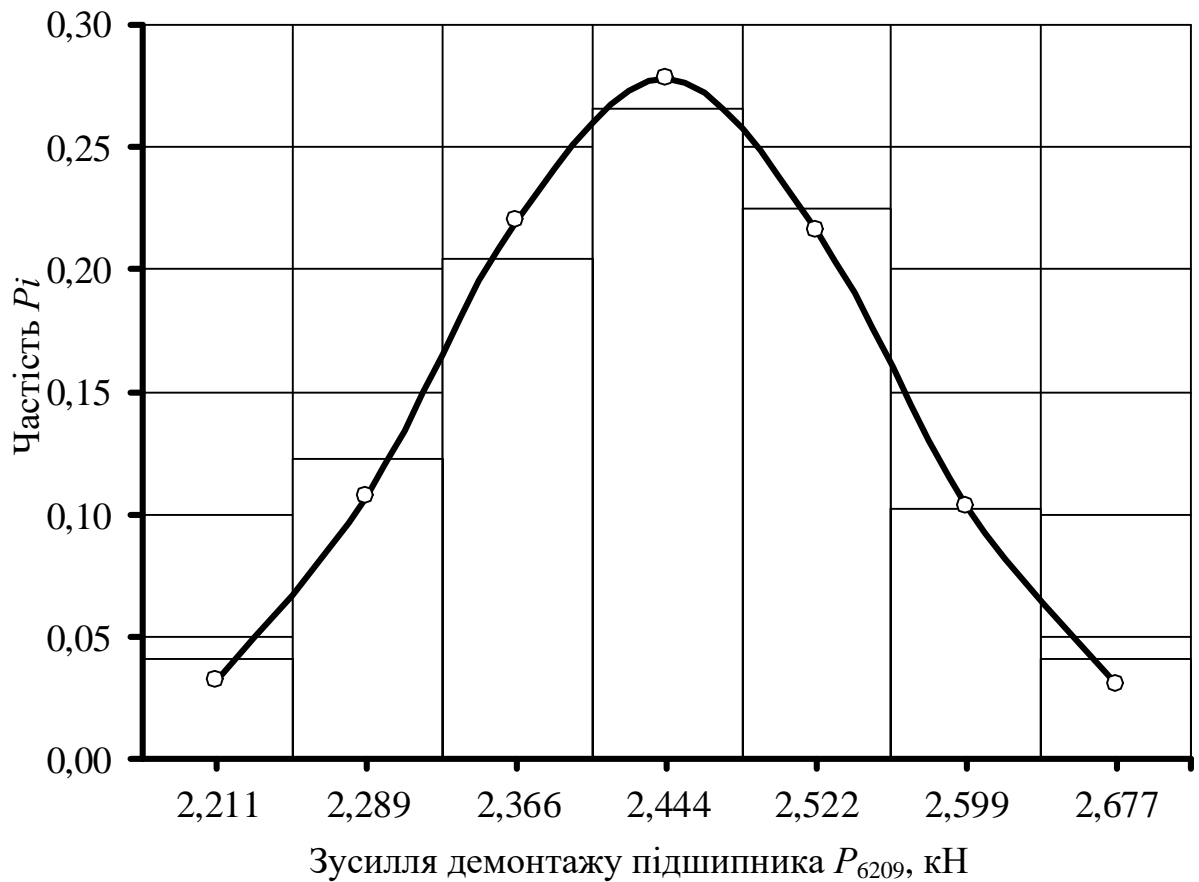


Рисунок 4.3 – Гістограма та теоретична крива розподілу досліджуваних результатів зусилля демонтажу підшипника № 6209 з вала.

Для цієї гістограми має місце нормальний закон розподілу, математичне сподівання $M[P_{6209}] = 2,442$ кН, середнє квадратичне відхилення становить $S[P_{6209}] = 0,112$ кН. Значення критерію згоди χ^2 -Пірсона становить $0,493 < 7,779$, що свідчить про відповідність гіпотези нормальному теоретичному закону [13; 32; 48; 56; 62]. Інші розрахункові дані наведено в табл. Н 3 (див. дод. Н).

У результаті проведених досліджень виявлено, що більшість досліджених значень зусиль демонтажу підшипників з валів є меншими від розрахункових, за відомою методикою, у межах 20%.

Якщо має місце відхилення допусків кільця підшипника або деталі, з якою воно спряжене, можливі два варіанти порушення технічних вимог: а) зменшений натяг, що може призвести до провертання кільця на валу та інтенсивного спрацювання шийки вала; б) спряження із збільшеним натягом кільця, що порушує кінематичний режим підшипникового вузла, підвищує температуру нагріву і може призвести до заклинювання підшипника.

4.2 Результати експериментальних досліджень визначення зусиль, що призводять до заклинювання підшипника та руйнування їх кілець

Виконані нами дослідження дали змогу побудувати залежність необхідного значення зусилля для створення допустимого натягу посадки кулькового підшипника на вал (рис. 4.4).

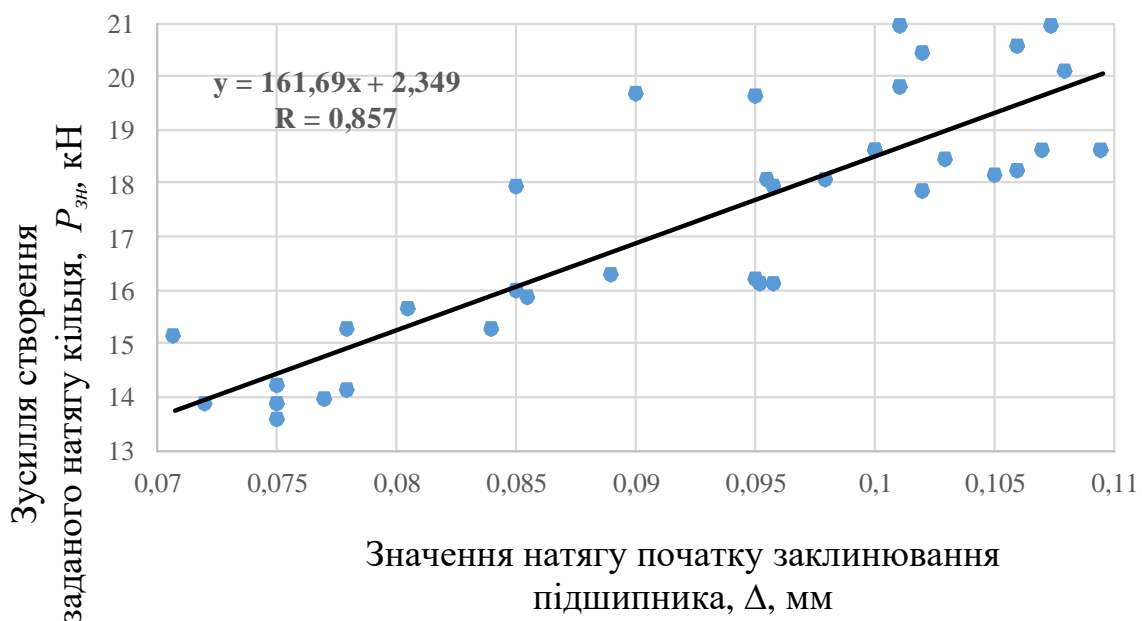


Рисунок 4.4 – Залежність необхідного зусилля для створення заданого натягу посадки кулькового підшипника на вал

Отримана залежність має явно виражену пряму кореляцію та сильну кореляційну залежність $r = 0,857$ і відповідно описується таким рівнянням:

$$P_{zn} = 161,69x + 2,349 . \quad (4.4)$$

У результаті опрацювання даних нами було побудовано гістограму та теоретичну криву розподілу необхідного зусилля для створення заданого натягу (рис. 4.5).



Рисунок 4.5 – Гістограма та теоретична крива розподілу необхідного зусилля для створення заданого натягу P_{zn} , кН

На підставі проведених досліджень побудовано розподіл необхідного зусилля для створення заданого натягу P_{zn} (див. рис. 4.2), головні статистичні характеристики якого такі: оцінка математичного сподівання $M[P_{zn}] = 17,155$ кН; оцінка середньоквадратичного відхилення – $S[P_{zn}] = 1,732$ кН. Значення критерію згоди χ^2 –Пірсона відповідно становить $1,599 < 6,251$, що свідчить про прийнятність гіпотези щодо нормального закону розподілу [13; 32; 48; 56; 62]. Інші розрахункові дані наведено в табл. П.1 (дод. П.) Отриманий розподіл необхідного зусилля для створення заданого натягу P_{zn} описується такою функцією густини:

$$f(P_{зн}) = 0,23 \times \exp\left[-\frac{(P_{зн} - 17,155)^2}{5,999}\right]. \quad (4.5)$$

Наступні виконані нами дослідження дали змогу побудувати залежність критичного значення зусилля для створення натягу посадки, при якому відбувається руйнування кільця кулькового підшипника (рис. 4.6).

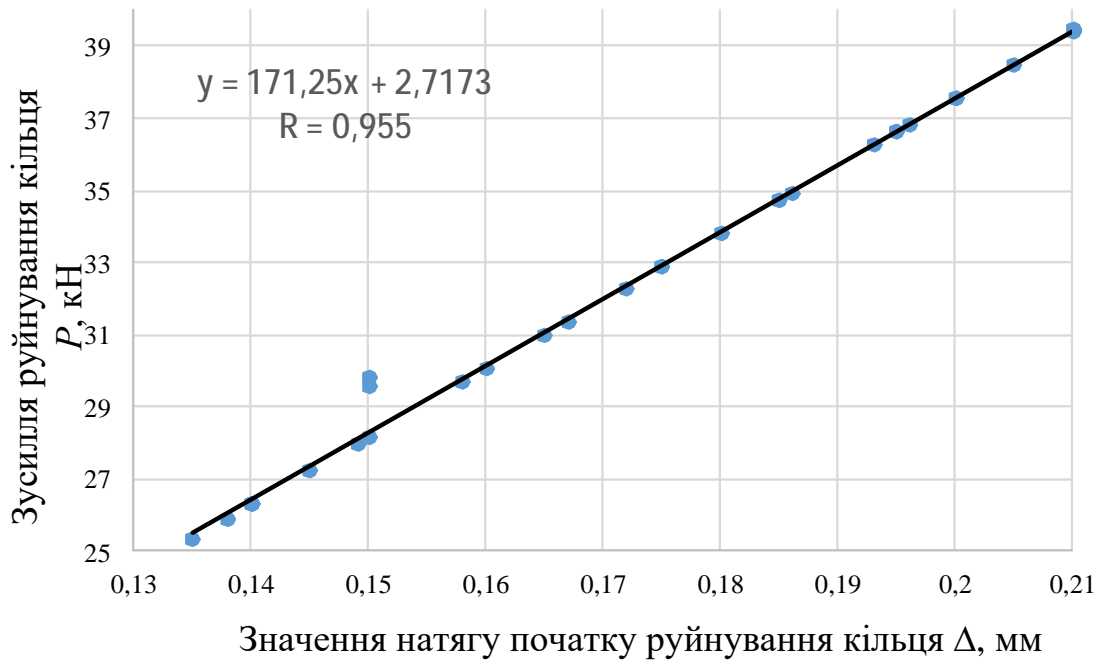


Рисунок 4.6 – Залежність критичного значення зусилля для створення натягу посадки, при якому відбувається руйнування кільця кулькового підшипника

Отримана залежність має явно виражену пряму кореляцію та сильну кореляційну залежність $r = 0,955$ і відповідно описується таким рівнянням:

$$P_{рк} = 171,25x + 2,7173. \quad (4.6)$$

У результаті опрацювання даних нами було побудовано гістограму та теоретичну криву розподілу зусилля руйнування кільця підшипника (рис. 4.7).

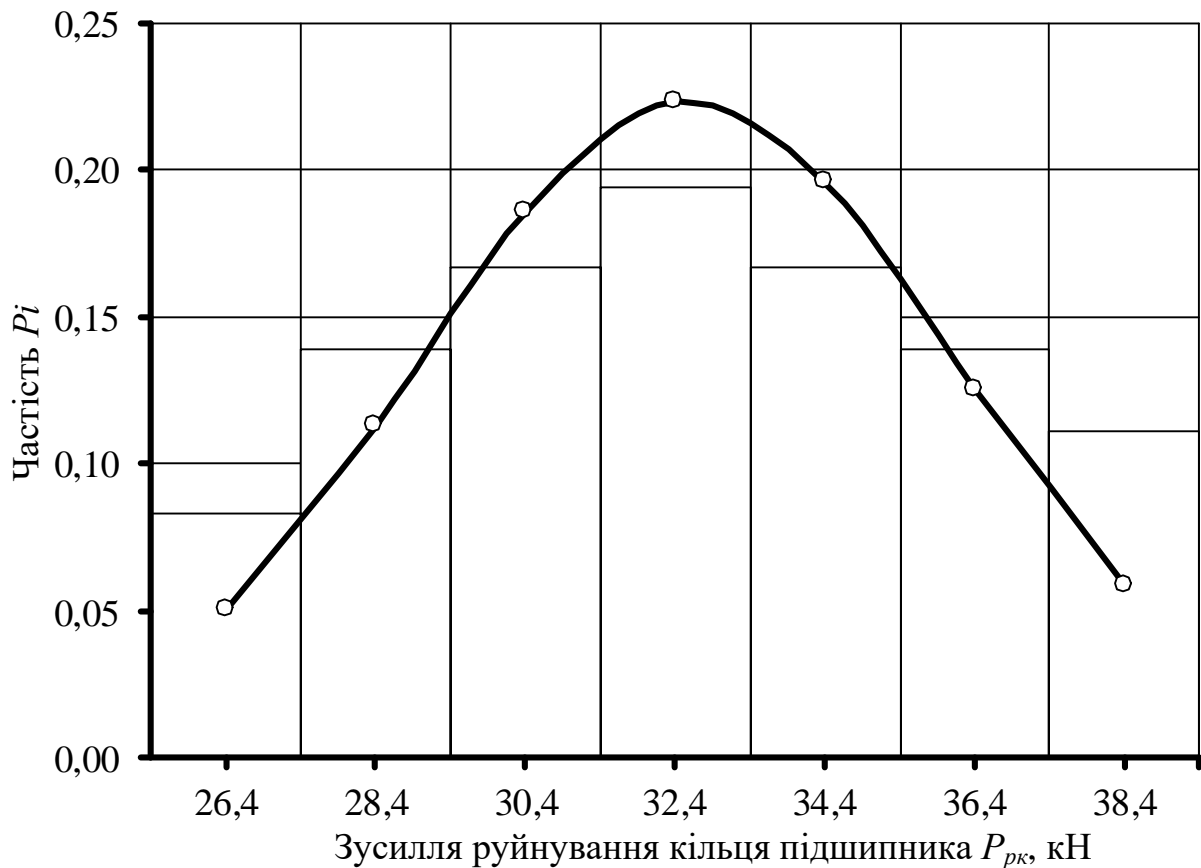


Рисунок 4.7 – Гістограма та теоретична крива розподілу зусилля руйнування кільця підшипника $P_{рк}$, кН

На підставі проведених досліджень побудовано розподіл зусилля руйнування кільця підшипника $P_{рк}$ (див. рис. 4.7), головні статистичні характеристики якого такі: оцінка математичного сподівання відповідно $M[P_{рк}] = 32,563$ кН; оцінка середньоквадратичного відхилення – $S[P_{рк}] = 3,592$ кН. Значення критерію згоди χ^2 -Пірсона відповідно становить $3,075 < 7,779$, що свідчить про прийнятність гіпотези щодо нормального закону розподілу [13; 25–29; 31; 32; 75; 92; 93]. Інші розрахункові дані наведено в табл. П.2 (див. дод. П). Отриманий розподіл зусилля руйнування кільця підшипника $P_{рк}$ описується такою функцією густини:

$$f(P_{pk}) = 0,111 \times \exp \left[-\frac{(P_{pk} - 32,563)^2}{51,61} \right]. \quad (4.7)$$

На підставі проведених експериментальних досліджень можна стверджувати таке.

Для підшипникових вузлів з новими підшипниками і натягом, що не призводить до заклинювання підшипників зусилля демонтажу не буде більшим, ніж на 20 % від розрахункового, з точки зору міцності кільця.

Для підшипникових вузлів з підшипниками, що були у використанні і встановлених з натягом близьким до критичного, який може призвести до руйнування кільця, зусилля демонтажу не може бути більшим ніж на 94% від розрахункового.

4.3 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. 4.8.

Основна увага зверталася на надійність захоплення кільця підшипника, а саме на випадки зіскакування з нього лап в процесі демонтажу.

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 [13; 25–29; 31; 32; 75; 92; 93]. У результаті цього обґрунтовано такі розподіли: 1) часу знімання різними знімачами підшипника № 6203А (t_{6203A}); 2) часу знімання різними знімачами підшипника № 6306 (t_{6306}).



а)



б)



в)



г)



д)

Рисунок 4.8 – 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 (дод. К).

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. 4.9):

$$f(t_{6203A-1}) = 0,182 \left(\frac{t_{6203A-1} - 17}{6,59} \right)^{0,203} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t_{6203A-1} - 17}{6,59} \right)^{1,203} \right]. \quad (4.8)$$

Головні статистичні характеристики розподілу $t_{6203A-1}$ такі: математичне сподівання $-M[t_{6203A-1}] = 23,210$ с.; коефіцієнт варіації $-u[t_{6203A-1}] = 0,843$. Довірчий інтервал $t_{6203A-1}$ становить 13...17 с. Інші статистичні характеристики наведено в табл. Р.1 (дод. Р).

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. 4.10). Диференціальна функція цього розподілу така:

$$f(t_{6306-1}) = 0,148 \left(\frac{t_{6306-1} - 18}{11,396} \right)^{0,69} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t_{6306-1} - 18}{11,396} \right)^{1,69} \right]. \quad (4.9)$$

Головні статистичні характеристики розподілу t_{6306-1} : $M[t_{6306-1}] = 28,170$ с; $u[t_{6306-1}] = 0,604$. Довірчий інтервал (t_{6306-1}) лежить у межах 17...20 с. Інші статистичні характеристики наведено в дод. Р (табл. Р.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. 4.11.

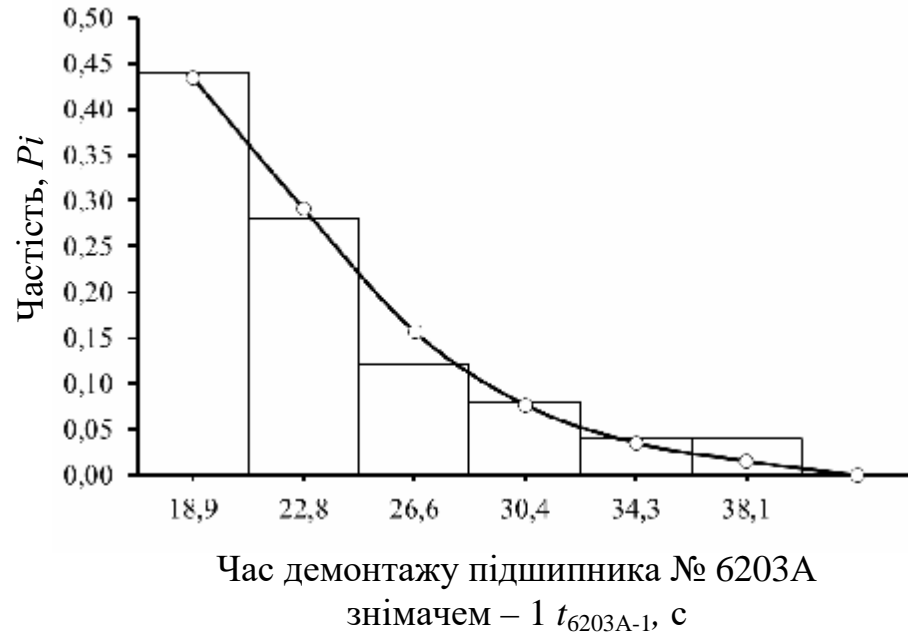


Рис. 4.9 – Гістограма та теоретична крива розподілу часу ($t_{6203A-1}$) демонтажу підшипника (Вейбулла).

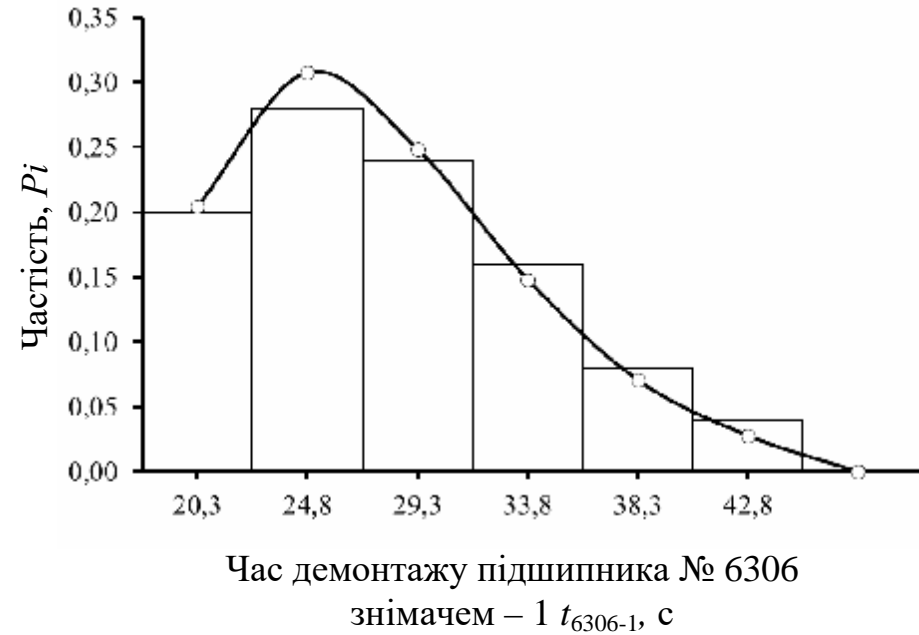


Рис. 4.10 – Гістограма та теоретична крива розподілу часу (t_{6306-1}) демонтажу підшипника (Вейбулла).

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

Таким чином, обґрунтовані тривалості демонтажу підшипників дають змогу здійснити об'єктивне відображення затраченого часу на демонтаж підшипника. 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	
			$\bar{M}[t], c$	$\bar{u}[t]$
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

Продовження табл. 4.1

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	$f(t_{6203A-4}) = 0,304 \left(\frac{t_{6203A-4} - 17}{5,057} \right)^{0,537} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t_{6203A-4} - 17}{5,057} \right)^{1,53} \right];$	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

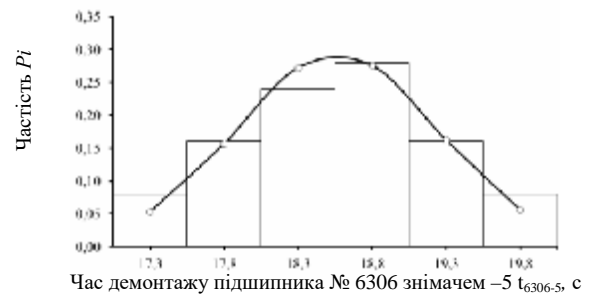
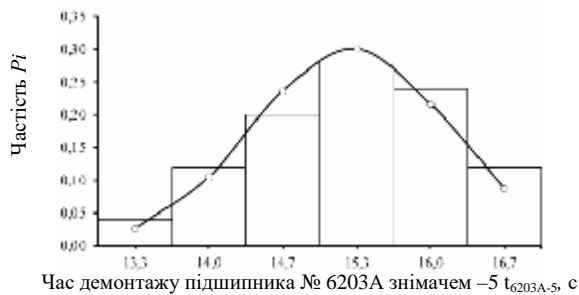
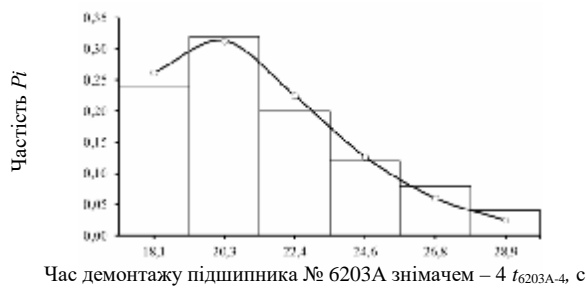
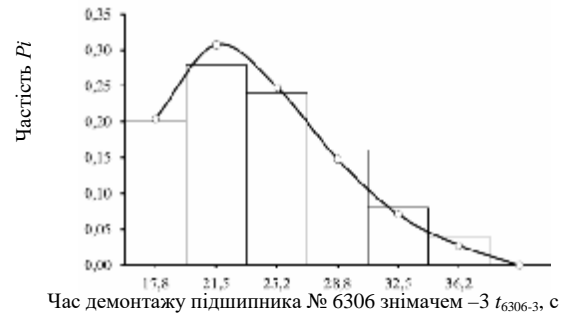
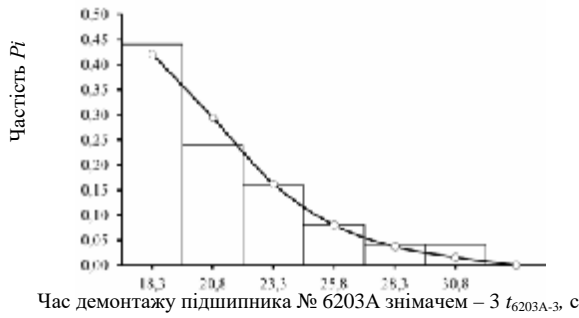
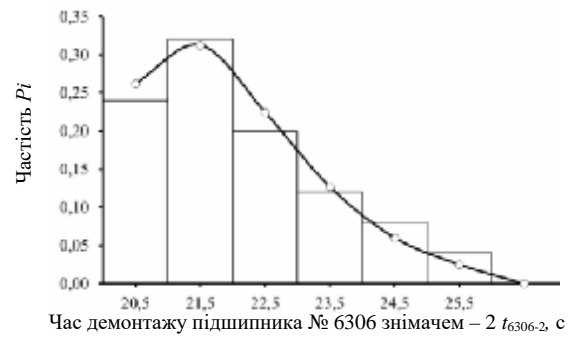
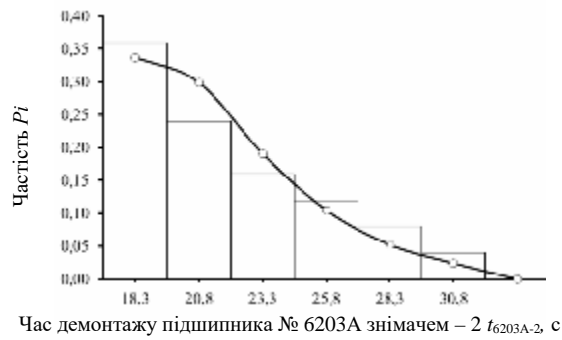


Рисунок 4.11 – Гістограми та теоретичні криві розподілу часу демонтажу підшипників № 6203А та № 6306: 1–6 – Вейбулла; 7, 8 – Нормальний.

На основі табл. 4.1 побудовано залежності: часу (математичне сподівання) демонтажу з вала підшипника № 6203А від конструкції знімача

(рис. 4.12) та часу (математичне сподівання) демонтажу з вала підшипника № 6306 від конструкції знімача (рис. 4.13).

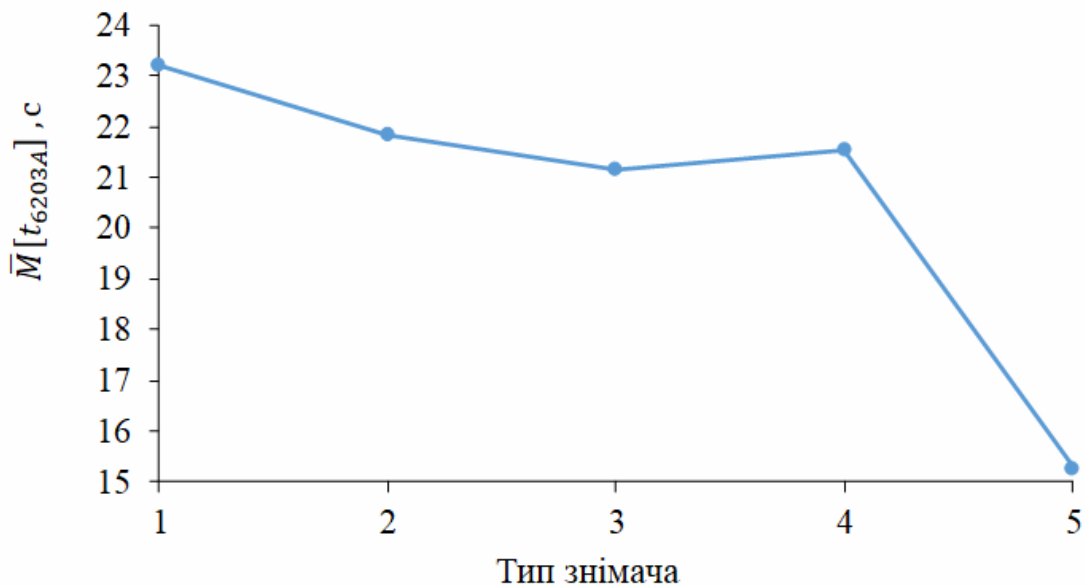


Рисунок 4.12 – Залежність часу (математичне сподівання) демонтажу з вала підшипника № 6203А від конструкції знімача

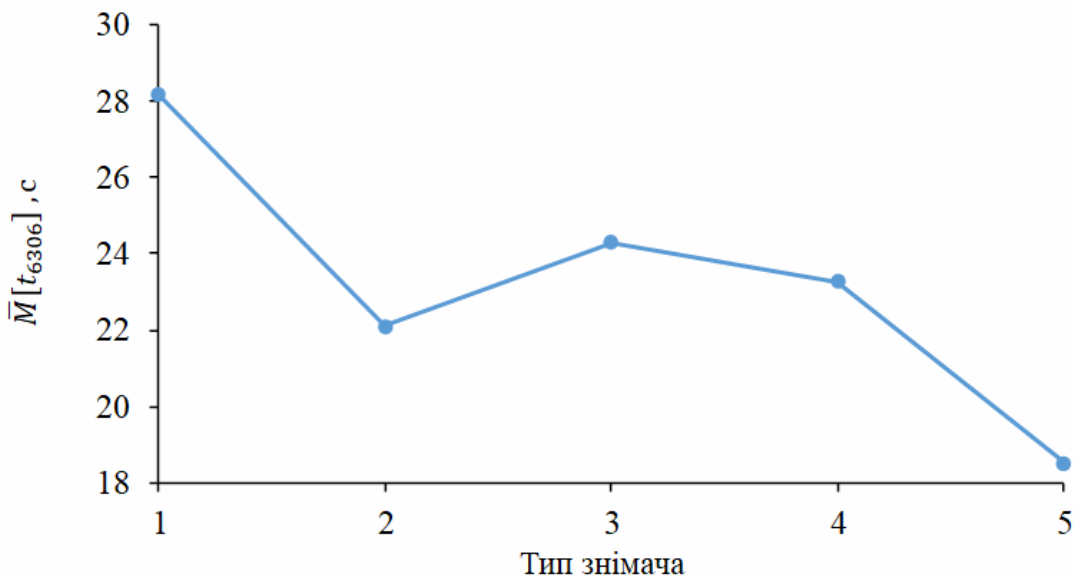


Рисунок 4.13 – Залежність часу (математичне сподівання) демонтажу з вала підшипника № 6306 від конструкції знімача

4.4 Результати обґрунтування геометричних параметрів елементів знімачів

На підставі теоретичних розрахунків отримано залежності площі контакту захоплювача з кільцем підшипника від зусилля випресування, зображені на рис. 4.14. Розрахунки площі контакту захоплювача знімача проводились для підшипників різного діаметра та різних марок сталей.

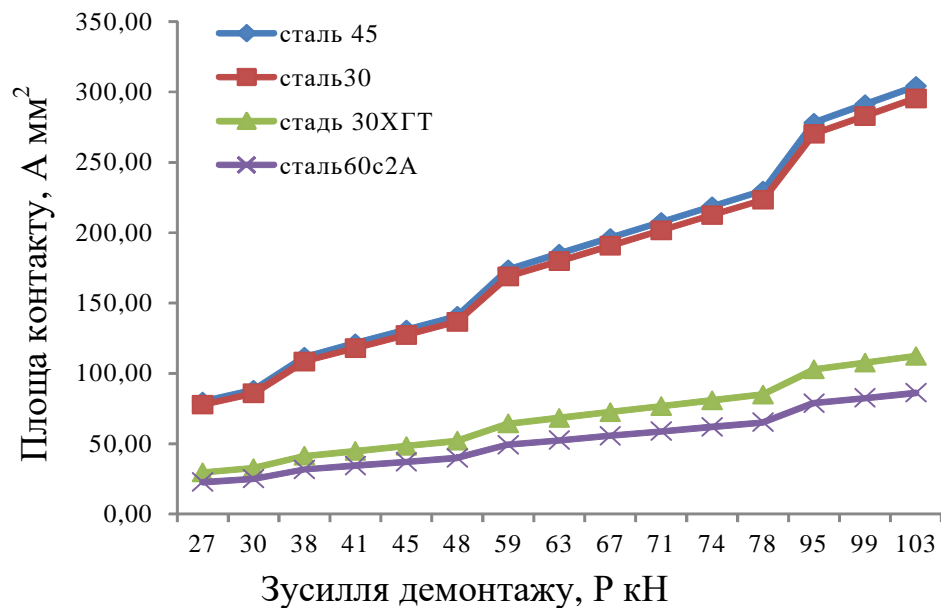


Рисунок 4.14 – Залежність площі контакту захоплювача знімача з внутрішнім кільцем підшипника від зусилля випресування підшипників з різним внутрішнім діаметром для різних матеріалів за умови $\beta = \beta_1$

Аналіз отриманої залежності (див. рис. 4.14) свідчить, що зі збільшенням зусилля випресування розрахункова площа контакту захоплювача збільшується. Ця залежність дає змогу розділити знімачі на чотири типорозміри за площею контакту захоплювача. Із запропонованих нами чотирьох типорозмірів знімачів перший (найменший) розмір знімача дає змогу демонтувати підшипники діаметром до 40 мм за розрахунковим зусиллям 38 кН, другий – підшипники діаметром від 40 мм до 60 мм за розрахунковим зусиллям 59 кН, третій – підшипники діаметром від 60 мм до 90 мм за розрахунковим зусиллям 95 кН та четвертий (найбільший) –

підшипники діаметром від 90 мм до 100 мм за розрахунковим зусиллям 104 кН.

Зменшити площу контакту лапи знімача з внутрішнім кільцем підшипника можна за рахунок використання матеріалу з кращими міцнісними характеристиками. Використання високовуглецевих легованих сталей дає змогу зменшити площу контакту, зокрема для діаметра 40 мм з 111,6 мм² (сталь 30) до 25,0 мм² (сталь 60С2А), відповідно використання високовуглецевих легованих сталей (сталь 60С2А) дає змогу зменшити площу контакту на 28 %.

Проаналізувавши залежність (див. рис. 4.14) бачимо, що зі зростанням зусилля випресування підшипника зростає площа контакту захоплювача знімача з внутрішнім кільцем підшипника. Це зумовлює збільшення металомісткості знімача. Проте використання високовуглецевих легованих сталей дає змогу зменшити площу контакту захоплювача знімача з кільцем підшипника і тим самим зменшити металомісткість знімача, не порушивши функціональних властивостей.

Результати розрахунку лапи на міцність показано на рис. 4.15.

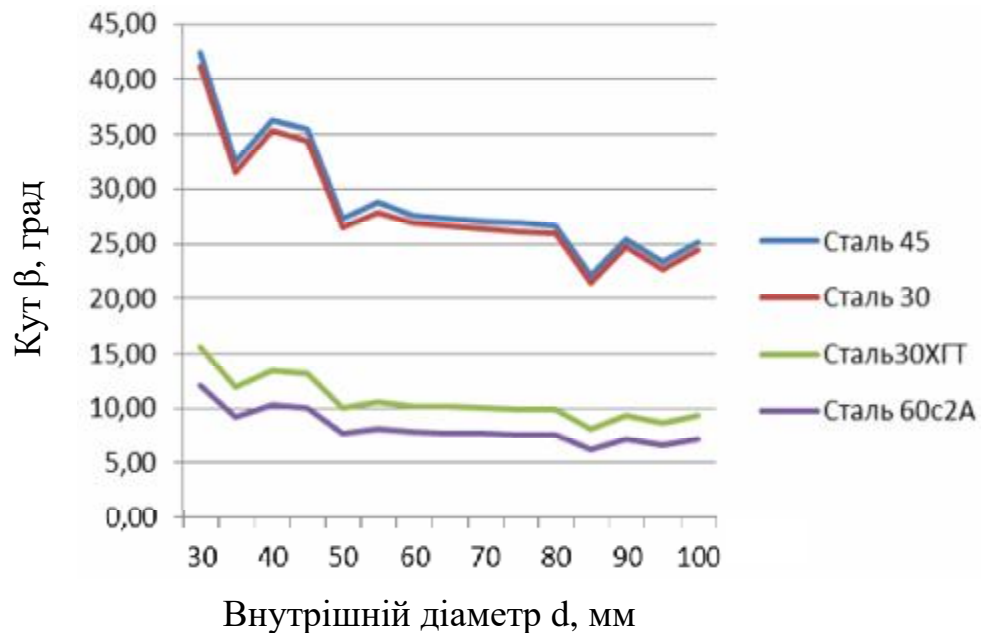


Рисунок 4.15 – Залежність кута β від внутрішнього діаметра для різних матеріалів за умови $\beta = \beta_1$

На рис 4.16 – 4.18 показано залежності кроку різі гвинта, висоти гайки та його діаметру від зусилля демонтажу підшипників з різним внутрішнім діаметром для різних матеріалів.

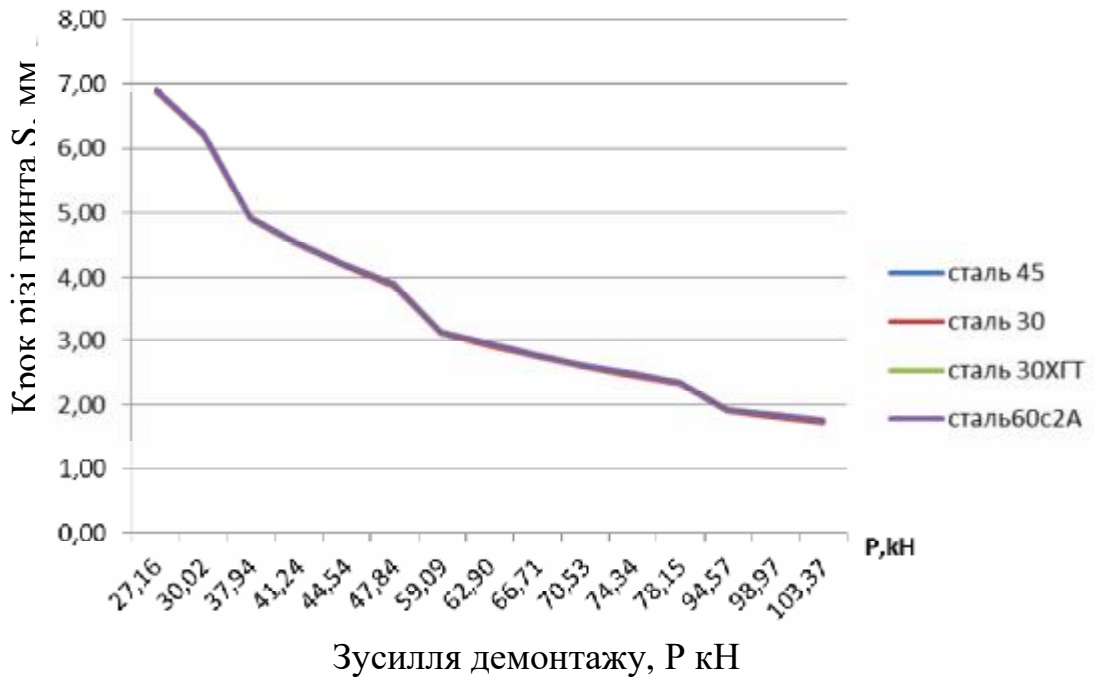


Рисунок 4.16 – Залежність кроку різі гвинта знімача від зусилля демонтажу підшипників з різним внутрішнім діаметром для різних матеріалів

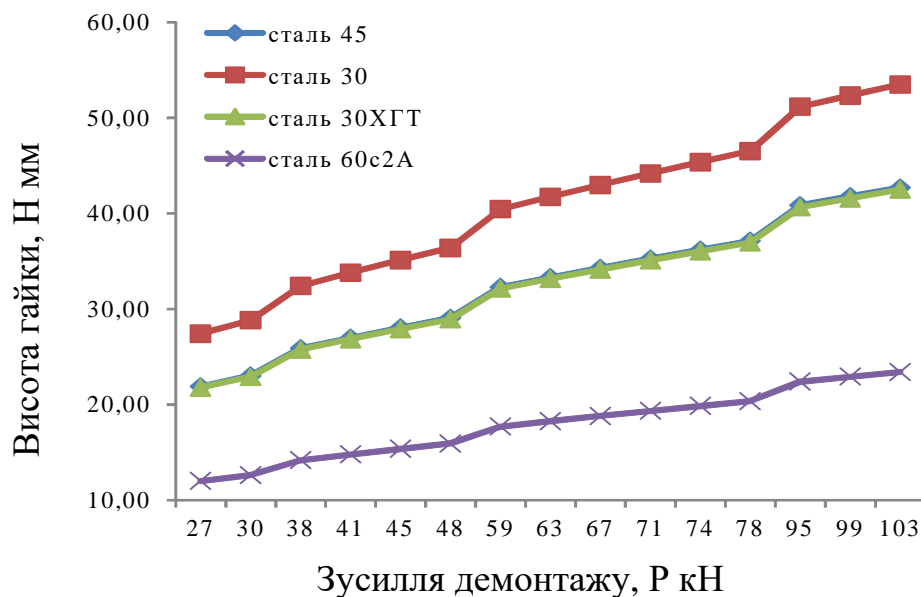


Рисунок 4.17 – Залежність висоти гайки знімача від зусилля демонтажу підшипників з різним внутрішнім діаметром для різних матеріалів

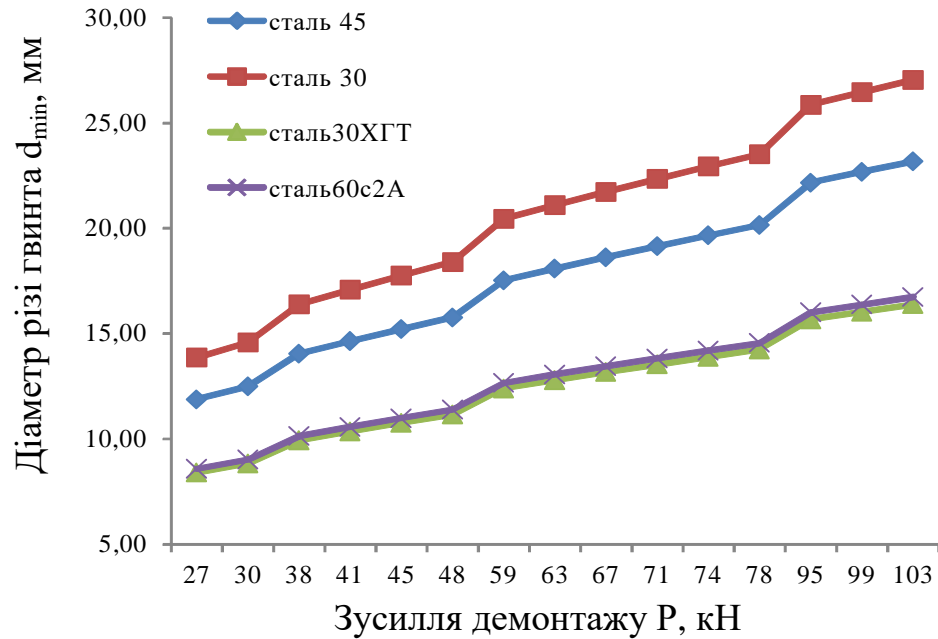


Рисунок 4.18 – Залежність діаметра різі гвинта знімача від зусилля демонтажу підшипників з різним внутрішнім діаметром для різних матеріалів

Залежно від підшипникових вузлів, які планується розбирати знімачем, знаючи зусилля демонтажу, користуючись графіками показаними на рис. 4.15 – 4.18, можна вибрати матеріал з якого доцільно виготовити елементи даного знімача.

4.5 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 4.19 – 4.25 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.

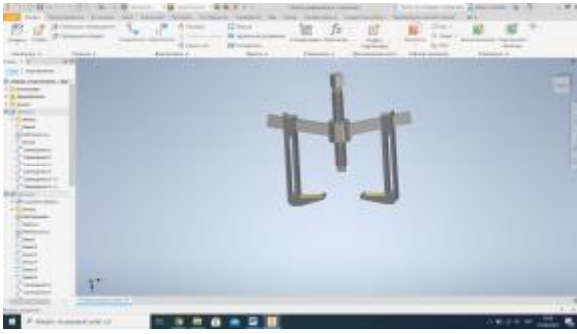


Рисунок 4.19 – Ескіз розробленого знімача

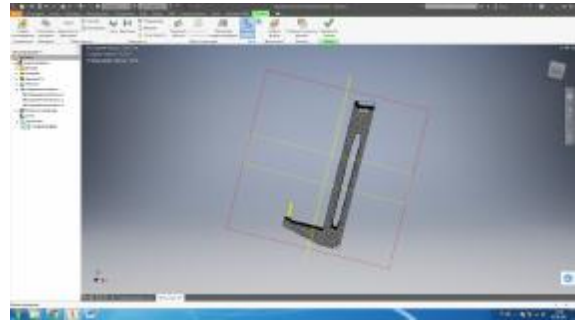


Рисунок 4.20 – Ескіз нового захоплювача знімача

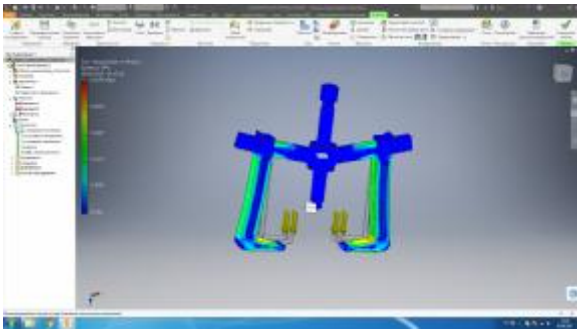


Рисунок 4.21 – Розподіл напружень по Мізесу

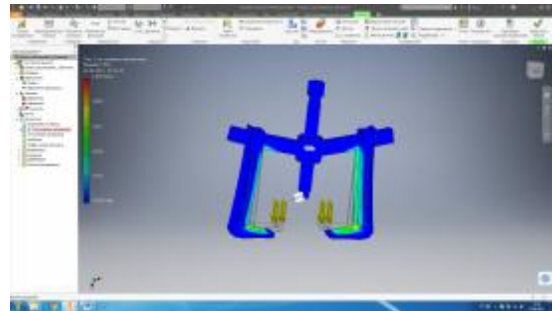


Рисунок 4.22 – Перше основне напруження

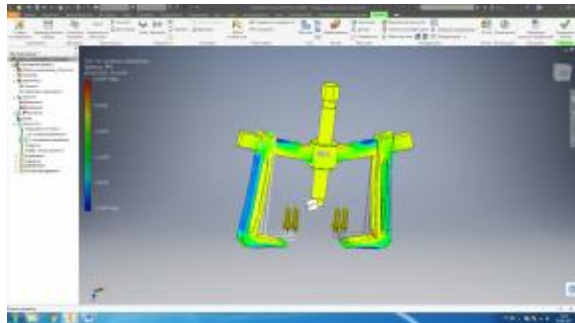


Рисунок 4.23 – Третє основне напруження

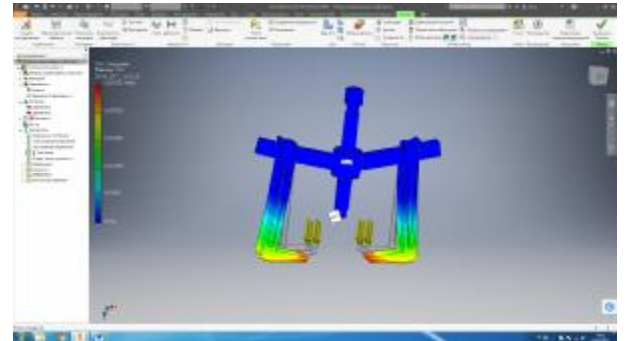


Рисунок 4.24 – Зміщення

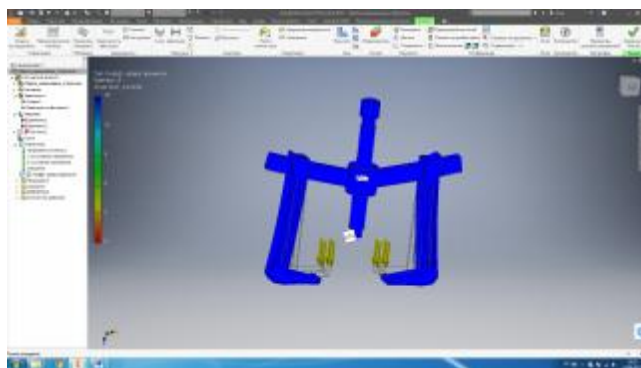


Рисунок 4.25 – Коефіцієнт запасу міцності

Також із рисунків 4.19 – 4.25 бачимо, що під час повторного моделювання знімача він витримує ті ж навантаження, причому його маса зменшилася на 7,8 %.

4.6 Варіанти технологічних схем відновлення ресурсу підшипникових вузлів

Як свідчить практика ремонтних підприємств під час ремонту техніки, кулькові підшипники демонтують з валів у двох випадках: за умови їх незадовільного технічного стану та з метою створення доступу для демонтажу інших деталей. Здебільшого після демонтажу підшипників і очищення визначають їх технічний стан [59; 95; 100].

Залежно від технічного стану підшипника, наявної матеріально-технічної бази та конкретної виробничої ситуації для відновлення ресурсу підшипникового вузла можна виконати певні технологічні операції згідно з технологічною схемою поданою на рис. 4.26 [19; 40; 114-116].

Як один із варіантів технології відновлення підшипників кочення є запропонований нами спосіб [36], захищений патентом (дод. М), що включає операції обтискання деталей пластичним деформуванням в спеціальному пристрої з підігрівом до температури 450-650°C протягом 5-7с, з подальшим гартуванням, відпуском, та шліфуванням по торцях, шліфуванням і поліруванням транспортних доріжок. При потребі замінюють тіла кочення на більші за розмірами.

Як один із варіантів технології відновлення підшипників кочення є запропонований нами спосіб [36], захищений патентом (дод. М), що передбачає операції обтискання деталей пластичним деформуванням у спеціальному пристрої з підігрівом до температури 450-650 °C протягом 5-7 с з подальшим гартуванням, відпуском та шліфуванням по торцях, шліфуванням і поліруванням транспортних доріжок. За потреби замінюють тіла кочення на більші за розмірами.



Рисунок 4.26 – Технологічна схема варіантів відновлення та/або збільшення ресурсу підшипникових вузлів

На рис. 4.27 зображено схему до способу пластичного деформування обтисканням зовнішніх і внутрішніх кілець на ремонтні розміри, а на рис. 4.28 – схему шліфування транспортної доріжки зовнішнього кільця підшипника.

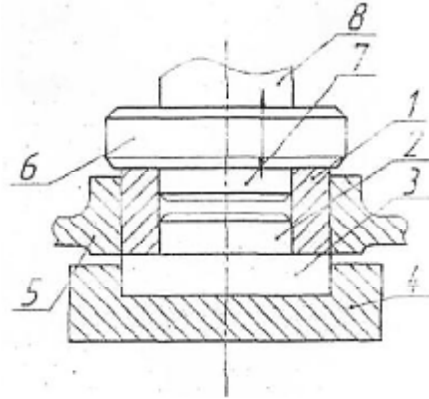


Рисунок 4.27 – Схема до способу пластичного деформування обтисканням зовнішніх і внутрішніх кілець на ремонтні розміри

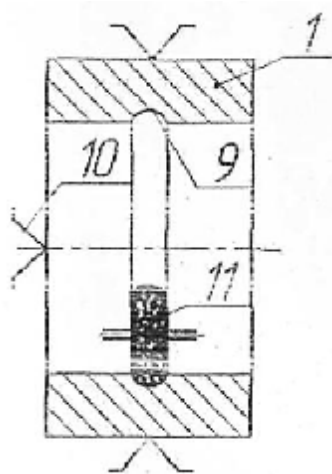


Рисунок 4.28 – Схема шліфування транспортної доріжки зовнішнього кільця підшипника

Спосіб відновлення підшипників кочення реалізується таким чином.

Зовнішнє кільце 1 підшипника для збільшення зовнішнього і зменшення внутрішнього діаметрів встановлюють внутрішнім діаметром на установчий палець 2 матриці 3, яка запресована в нижню плиту 4 штампа. По зовнішньому діаметру зовнішнє кільце 1 встановлене в обмежувальний корпус 5, який обмежує збільшення цього діаметра і відхилення його поверхні від циліндричної.

Зверху над матрицею 3 і установчим пальцем 2 в пресі встановлено пуансон 6, вісь якого є співвісною з матрицею і пальцем. Центрування пуансона 6 по кільцю підшипника 1 здійснюється центрувальним пальцем 7, а кріплення до повзуна преса-циліндричним хвостовиком 8 (прес на схемі не показано).

Шліфування і полірування транспортної доріжки 9 здійснюється їх жорстким встановленням у кріпильний пристрій (на схемі не показаний), який зображений базовими елементами 10 і шліфувальними та полірувальними кругами 11 при їх обертанні.

Технологічний процес реалізації способу відновлення підшипників кочення здійснюється в такій послідовності.

Підшипник розбирають, і зношені зовнішні і внутрішні кільця 1 проходять наступні однакові операції, тому опис операцій здійснено в загальному вигляді.

Під час підготовки технологічного процесу торцевого обтискування кільце підбирають матрицю 3 з установчим пальцем 2 відповідного діаметра, аналогічно підбирають пуансон 6 з центрувальним пальцем 7. Після цього кільце 1 нагрівають поза зоною пристрою і встановлюють на установчий палець 2 і в обмежувальний корпус 5. Після цих підготовчих операцій розпочинають виконання самого технологічного процесу.

Спочатку виконують торцеве обтискування зовнішніх і внутрішніх кілець підшипників таким чином.

Зовнішнє кільце нагрівають до температури 850–900 °С поза зоною пристрою відомим способом, встановлюють на установчий елемент 2 матриці 3 і в обмежувальний корпус 5, після чого пуансон 6 опускають униз. При цьому кільце 1 деформується, збільшуючись за зовнішнім діаметром і зменшується за внутрішнім до необхідних розмірів. У разі потреби кільця 1 можна нагрівати струмами високої частоти відомим способом у самому пристрої.

Аналогічним способом обтискуються й внутрішні кільця підшипників,

в яких зовнішні діаметри збільшуються, а внутрішні зменшуються аналогічно до зовнішнього кільця. Після цього пуансон 6 піднімається вгору і деформоване кільце 1 виймають із зони формоутворення.

Здійснюють гартування нагрівом кільця 1 до температури 720–850 °С відпуск за температури 250–300 °С. Наступні дії способу відновлення підшипників кочення: шліфують зовнішні і внутрішні кільця за зовнішнім і внутрішнім діаметрами на шліфувальних верстатах, а по торцях кільця шліфують парами – внутрішнє кільце встановлюють у внутрішнє і шліфують на плоскошліфувальному верстаті; шліфують транспортні доріжки профільними кругами, в яких радіус заокруглення за зовнішнім діаметром дорівнює половині діаметра радіусної канавки транспортної доріжки; полірують транспортну доріжку на полірувальному верстаті повстятим кругом; контролюють розміри кілець на спеціальному контрольному пристрої відомим способом.

Аналогічним чином здійснюється відновлення внутрішнього кільця, тільки різниця в тому, що транспортні доріжки у різних кілець різні: у зовнішніх кілець шліфують внутрішні, а у внутрішніх – зовнішні.

Шліфують транспортні доріжки за розмірами тіл кочення більших розмірів.

Після виконання перелічених операцій здійснюють складання відремонтованих підшипників відомим способом з використанням сепараторів (на кресленні не показано) і збільшених тіл кочення.

Приклад конкретного виконання способу відновлення підшипників кочення приведені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Перелік операцій технологічного процесу відновлення підшипника

№	Параметри зовнішнього кільця підшипника	Обладнання
1	Обтискання	Прес ТГ-2432А
2	Гартування і відпуск (температура нагріву 720–850 °С; 250–300 °С)	Установка нагріву струмами високої частоти
3	Шліфування	Прес ТГ-2432А
4	Шліфування транспортних доріжок	Шліфувальний верстат
5	Полірування транспортних	
6	Контрольна операція розмірна	Контрольний пристрій
7	Складальна операція	Спеціальний стенд
8	Змащення і консервація	Шприц-нагнітач

До переваг способу належить підвищення терміну використання підшипників кочення та економія високоякісних підшипникових матеріалів.

4.7 Порівняльний аналіз теоретичних досліджень з експериментальними результатами

На підставі теоретичних даних, відображених в п. 2.3, і експериментальних даних, відображених в п. 4.4, можна зробити висновок, що зусилля демонтажу і монтажу підшипників встановлене експериментальним шляхом, є більше від розрахункового. Отже, під час проєктування технологічного оснащення варто скористатися результатами, що мають більше значення.

На підставі теоретичних розрахунків, викладених в п. 2.3, і експериментальних даних, викладених в п. 4.4, можна стверджувати, що під час проєктування технологічного обладнання для розбирання і збирання підшипникових вузлів варто користуватися вихідними даними, що вказують на зусилля, що спричинює руйнування кільця підшипника.

Експериментальне моделювання в системі *Autodesk Inventor* вказує на можливість удосконалення конструкції знімача оптимізацією її геометричних параметрів та мінімізацією ваги.

У випадку повторного використання підшипників, які мають збільшений зазор, використовуємо варіант технологічного процесу, який передбачає зменшення внутрішнього діаметра кільця шляхом електролітичного нарощування, наприклад залізнення. Спосіб місцевого залізнення є загальновідомим, доступним в умовах ремонтної майстерні.

Висновки до розділу 4

1. Статистичне опрацювання множин (репрезентативних вибірок) зусилля демонтажу підшипника №6306 дало змогу визначити числові характеристики, а також обґрунтувати теоретичний закон розподілу, який узгоджується за нормальним законом розподілу, математичне сподівання якого $M[P_{6306}] = 1,972$ кН, середнє квадратичне відхилення становить $\sigma[P_{6306}] = 0,085$ кН.

2. На підставі проведених досліджень визначення зусилля для створення заданого натягу $P_{зп}$ ми отримали оцінки математичного сподівання відповідно $M[P_{зп}] = 17,155$ кН, оцінки середньоквадратичного відхилення – $\sigma[P_{зп}] = 1,732$ кН., що свідчить про прийнятність гіпотези щодо нормального закону розподілу; та руйнування кілець підшипників головні статистичні характеристики яких наступні: оцінки математичного сподівання відповідно $M[P_{рк}] = 32,563$ кН; оцінки середньоквадратичного відхилення – $\sigma[P_{рк}] = 3,592$ кН. Значення критерію згоди χ^2 – Пірсона відповідно становить $3,075 < 7,779$, що свідчить про прийнятність гіпотези щодо нормального закону розподілу.

3. Виконані дослідження щодо часу демонтажу підшипників № 6203А та № 6306 серійними та запроектованого нами знімачами засвідчило, що у разі застосування серійних зразків можливим є виникнення випадків

зіскакування лап з кільця підшипника. А це, відповідно, спричиняє збільшення часу на його демонтаж. Відповідно розроблений нами знімач дав змогу отримати найменший час демонтажу підшипників, що було досягнуто за рахунок надійної фіксації лап на захопленій деталі.

4. Випробування виготовленого знімача показало надійну фіксацію лап на захопленій деталі і збільшення зусилля зведення лап при збільшенні осьового зусилля в гвинті. При куті нахилу траверси відносно площини перпендикулярної осі гвинта 15° .

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОГО ЕФЕКТУ ВІД ЗАПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Економічний ефект від запровадження результатів дисертаційної роботи матиме три основних складових: економія часу виконання операцій розбирання підшипникових вузлів та інших з'єднань із натягом, збільшення ефективності використання техніки за рахунок зменшення часу її простою в ремонті та зменшення витрат на придбання підшипників за рахунок збільшення їхнього ресурсу завдяки зменшенню радіального зазору під час повторного їх встановлення зі збільшеним натягом внутрішнього кільця.

Розрахунковий економічний ефект від запровадження результатів дисертаційної роботи визначаємо за формулою

$$E_p = B_p - Z_p, \text{ грн}, \quad (5.1)$$

де B_p – вартісна оцінка економічних результатів, які отримані за розрахунковий період, грн;

Z_p – вартісна оцінка витрат, пов'язаних із використанням результатів за розрахунковий період, грн.

Під час розрахунку береться до уваги строк використання результатів t , а вартісну оцінку результатів, які отримані за період використання визначаємо за формулою

$$B = \sum_{t=i-n}^{t=i+k} B_t \cdot \alpha_t, \text{ грн}, \quad (5.2)$$

де B_t – вартісна оцінка результатів в t -тому році розрахункового періоду, грн;

t_n – початковий рік розрахункового періоду;

t_k – кінцевий рік розрахункового періоду;

α_t – коефіцієнт зведення до розрахункового року.

Вартісна оцінка результатів у t -му році визначається за формулою

$$B_t = C_t \cdot A_t \cdot \Pi_t, \text{ грн,} \quad (5.3)$$

де C_t – економія коштів від запровадження результатів дисертаційної роботи;

A_t – кількість об'єктів, на яких будуть використовуватися результати дисертаційної роботи, $A_t=1$;

Π_t – кількість використаних результатів даної дисертаційної роботи,

$$\Pi_t = 1.$$

У нашому випадку

$$B_t = B_{1t} + B_{2t} + B_{3t}, \text{ грн,} \quad (5.4)$$

де B_{1t} – вартісна оцінка результатів у t -му році розрахункового періоду від економії часу на виконання операцій розбирання підшипникових вузлів та інших з'єднань із натягом;

B_{2t} – вартісна оцінка результатів у t -му році розрахункового періоду від економії коштів на придбання нових підшипників;

B_{3t} – вартісна оцінка результатів у t -му році розрахункового періоду за рахунок зменшення простою техніки в ремонті.

$$\Pi_t = \Pi_{1t} + \Pi_{2t} + \Pi_{3t}, \quad (5.5)$$

де $\Pi_{1t} = \Pi_{3t}$ – кількість операцій демонтажу підшипників та інших деталей, встановлених з натягом, розробленим знімачем;

Π_{2t} – кількість операцій встановлення підшипників зі збільшеним натягом внутрішнього кільця.

Коефіцієнт зведення до розрахункового року визначаємо за формулою

$$a_t = (1 + E_n)^{t_n - t}, \quad (5.6)$$

де E_n – норматив зведення різночасових витрат і отримання результатів, що чисельно прирівнюються до нормативу ефективності номінальних вкладень,

$$E_n = 0,1;$$

t_p – розрахунковий рік;

t – рік, затрати якого зводяться до розрахункового року.

Результати розрахунків коефіцієнтів зведення до розрахункового року α_t заносимо в табл. 5.1.

Розрахункові дані для визначення економічного ефекту визначаємо за такою методикою.

Економію коштів від запровадження результатів дисертаційної роботи визначаємо за формулою

$$Ц_t = a_t \cdot (e_1 + e_2 + e_3), \text{ грн}, \quad (5.7)$$

де e_1 – економія коштів на оплаті праці виконавців робіт, грн;

e_2 – економія коштів за рахунок повторного встановлення підшипників зі збільшеним натягом внутрішнього кільця, грн;

e_3 – економія коштів за рахунок скорочення тривалості простою техніки в ремонті, грн.

Економію коштів за рахунок зменшення оплати праці на демонтажі визначаємо з виразу:

$$e_1 = e_p \cdot (t_1 - t_2) \cdot W_\delta, \text{ грн}, \quad (5.8)$$

де e_p – середня година тарифна ставка робітника, $e_p = 36,11$ грн. год;

t_1 – середня тривалість демонтажу підшипників серійними знімачами $t_1 = 0,0068$ год;

t_2 – середня тривалість демонтажу підшипників запровадженим знімачем, $t_2 = 0,0051$ год;

W_δ – кількість операцій демонтажу, $W_\delta = 250$ шт.

$$e_1 = 36,11 \cdot (0,0068 - 0,0051) \cdot 250 = 15,25, \text{ грн}.$$

Економію коштів за рахунок зменшення кількості придбання нових підшипників визначаємо з виразу

$$e_2 = k_t \cdot (s_1 - s_2), \text{ грн}, \quad (5.9)$$

де k_t – кількість повторно використаних підшипників, встановлених зі збільшеним натягом;

s_1 – середня вартість одного нового підшипника, $s_1 = 74$ грн;

s_2 – середня вартість одного підшипника, встановленого зі збільшеним натягом, $s_2 = 43$ грн,

$$e_2 = 143 \cdot (74 - 32) = 4433 \text{ грн.}$$

Економію коштів за рахунок скорочення тривалості простою техніки визначаємо з виразу

$$e_3 = e_n \cdot (t_1 - t_2) \cdot W_0, \text{ грн} \quad (5.10)$$

де e_n - середні втрати від години простою одиниці техніки, $e_n = 71$ грн/год.

Підставивши відповідні значення у формулу (5.10), отримаємо:

$$e_3 = 71 \cdot (0,0068 - 0,0051) \cdot 250 = 30,17 \text{ грн.}$$

Підставивши розраховані значення у формулу (5.7), отримаємо вартісну оцінку результатів за перший рік використання

$$C_t = 1 \cdot (15,25 + 4433 + 30,17) = 4478,42 \text{ грн.}$$

Підставивши дане значення у формулу (5.3), отримаємо

$$B_{2022} = 4478,42 \cdot 1 \cdot 1 = 4478,42 \text{ грн.}$$

Аналогічно визначаємо вартісну оцінку для решти років і результати заносимо у табл. 5.1.

Вартісну оцінку витрат визначаємо за формулою:

$$Z = \sum_{t=i-n}^{t=i-k} Z_t \cdot a_t, \text{ грн.} \quad (5.11)$$

де Z_t - значення витрат у t -му році, грн.

Для першого розрахункового року вартісна оцінка витрат складається з вартості виготовлення конструкторської та технологічної документації, вартості матеріалів на один знімач; вартості комплектуючих, вартості виготовлення деталей, вартості складальних, налагоджувальних і випробувальних робіт, витрат на електролітичне нарощування внутрішніх кілець підшипників, організацію і підготовку виробництва за новою

технологією, оплати праці робітників, зайнятих на операціях, передбачених запропонованою технологією.

За даними фактичних витрат і на підставі експертних оцінок фахівців кафедри експлуатації та технічного сервісу машин ім. проф. О.Д. Семковича, ТОВ «ТБК «ЗАХІД»» та ПМП «Вітас», вартісна оцінка витрат за перший рік використання результатів становитиме 1100 грн.

Затрати в подальші роки використання приймаємо 10 % від початкових.

Використовуючи наведені вище формули, проводимо розрахунки на період шести років використання результатів наукових досліджень і результати заносимо в табл. 5.1

Таблиця 5.1 – Результати розрахунку економічного ефекту від запровадження результатів наукових досліджень

Показник	Рік використання пристрою						Разом
	2022	2023	2024	2025	2026	2027	
α_t – коефіцієнт приведення до розрахункового року	1	0,9091	0,8264	0,7513	0,6830	0,6209	
V_t –вартісна оцінка результатів, тис. грн	4,478	4,071	3,701	3,364	3,058	2,780	21,452
Z_t –вартісна оцінка витрат, грн	1100	100,0	90,9	82,5	75,3	68,3	1517
E_t –економічний ефект, тис. грн	3,378	3,971	3,610	3,281	2,983	2,712	19,935

З табл. 5.1 бачимо, що середньорічний ефект за період використання результатів наукових досліджень становитиме понад 3 тис. грн/рік.

Підставивши результати попередніх розрахунків і дані з табл. 5.1 у

формулу (5.1), отримаємо значення економічного ефекту за період використання результатів наших наукових досліджень:

$$E = 21,452 - 1,517 = 19,935 \text{ грн.}$$

Висновки до розділу 5

Очікуваний економічний ефект від впровадження результатів наукової роботи у виробництво, залежно від кількості операцій демонтажу підшипникових вузлів і їх технічного стану, буде становити 19,935 тис. грн.

ВИСНОВКИ

Дисертація є завершеною науково-дослідною роботою, в якій виконано теоретичне узагальнення й подано новий розв'язок актуальної науково-практичної задачі з розробки та обґрунтування параметрів пристроїв для заміни підшипників. Під час виконання дисертаційної роботи одержано такі підсумкові висновки і практичні результати:

1. Геометричні параметри підшипників, що використовуються в техніці агропромислового виробництва, 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.

2. Розглянута нами теорія розрахунку максимально можливого натягу кільця підшипника на валу дає змогу обґрунтувати максимально можливе значення зусилля для демонтажу підшипника з вала, виходячи з міцності кільця. Для успішного виконання процесу демонтажу підшипників, а саме, щоб уникнути можливості зіскакування лап знімача, потрібно забезпечити умову їх надійної фіксації на кільці підшипника. Для цього необхідно виконати узгодження параметрів підшипникового вузла з геометричними параметрами знімача.

Виходячи з умов міцності визначено площу контакту між внутрішнім кільцем підшипника і лапою знімача. На підставі цього можна обґрунтувати кількість лап і геометрію лапи, яка буде контактувати з кільцем. Використання високовуглецевих легованих сталей дає змогу зменшити площу контакту, зокрема для діаметра 40 мм з 111,6 мм (сталь 30) до 25,0 мм (сталь 60С2А), відповідно використання високовуглецевих легованих сталей (сталь 60С2А) дає змогу зменшити площу контакту на 28 %.

3. Статистичне опрацювання множин (репрезентативних вибірок) зусилля демонтажу підшипника № 6306 дало змогу визначити числові характеристики, а також обґрунтувати теоретичний закон розподілу, який узгоджується за нормальним законом розподілу, математичне сподівання якого $M[P_{6306}] = 1,972$ кН, середнє квадратичне відхилення становить $\sigma[P_{6306}] = 0,085$ кН.

4. На підставі проведених досліджень визначення зусилля для створення заданого натягу $P_{зн}$ ми отримали оцінку математичного сподівання $M[P_{зн}] = 17,155$ кН, оцінку середньоквадратичного відхилення – $\sigma[P_{зн}] = 1,732$ кН, що свідчить про прийнятність гіпотези щодо нормального закону розподілу руйнування кілець підшипників, головні статистичні характеристики яких такі: оцінка математичного сподівання відповідно $M[P_{рк}] = 32,563$ кН; оцінки середньоквадратичного відхилення – $\sigma[P_{рк}] = 3,592$ кН. Значення критерію згоди χ^2 –Пірсона відповідно становить $3,075 < 7,779$, що свідчить про прийнятність гіпотези щодо нормального закону розподілу.

5. 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.

6. Очікуваний економічний ефект від впровадження результатів наукової роботи у виробництво залежно від кількості операцій демонтажу підшипникових вузлів і їхнього технічного стану становитиме 19,935 тис. грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Авдеев М. В., Воловик Е. Я., Ульман И. Е. Технология ремонта машин и оборудования. Москва: Агропромиздат, 1986. 247 с.
2. Автомобили МАЗ-5335, -5334, -5549, -5429, -5430, 504В: руководство по эксплуатации / под ред. М. С. Высоцкого. Минск: Полымя, 1989. 240 с.
3. Автомобили МАЗ-64229, МАЗ-54323: руководство по эксплуатации / под ред. М. С. Высоцкого. Минск: Полымя, 1989. 224 с.
4. Автомобили УРАЛ-4320-10, УРАЛ-4320-31 и их модификации: Руководство по эксплуатации / Б. Г. Борщев и др. Миасс: Автомобильный завод «УРАЛ», 2003. 219 с.
5. Автомобиль ЗИЛ-431410 и его модификации: руководство по эксплуатации / под ред. А. С. Кузнецова. Москва: Машиностроение, 1988. 320 с.
6. Адлер Ю. И., Маркова Е. В., Грановский Ю. В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. Москва: Наука, 1976. 279 с.
7. Архангельский Б. Е., Виноградов К. Н., Кранцов Л. Н. Тракторы Т-40 и Т-40А. Москва: Колос, 1970. 208 с.
8. Ачкасов К. А. Прогрессивные способы ремонта сельскохозяйственной техники. 2-е изд., перераб. и дополн. Москва: Колос, 1984. 271 с.
9. Бабусенко С. М. Ремонт тракторов и автомобилей. 3-е изд., перераб. и дополн. Москва: Агропромиздат, 1974. 351 с.
10. Барський В. М. Забезпечення технологічності і параметрів експлуатації з'єднань з натягом: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Харків, 1997. 23 с.
11. Барун В. Н., Азаматов Р. А., Трынов В. А. Автомобили КамАЗ: техническое обслуживание и ремонт. Москва: Транспорт, 1984. 251 с.
12. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения:

справочник. Изд. 6-е, перераб. и дополн. Москва: Машиностроение, 1975. 572 с.

13. Бродский А. Д. Краткий справочник по математической обработке результатов измерений. Москва: Стандартгиз, 1960. 180 с.

14. 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.

15. Веденяпин Г. В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных. Москва: Наука, 1973. 451 с.

16. Взаємозамінність, основи стандартизації та технічних вимірювань: підручник / Г. О. Іванов та ін.; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шебаніна. Миколаїв: МНАУ, 2016. 412 с.

17. 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.

18. Вознесенский В. А. Статистические методы планирования эксперимента в технико-экономических исследованиях. Москва: Статистика, 1974. 175 с.

19. Воловик Е. Л. Справочник по восстановлению деталей. Москва: Колос, 1981. 364 с.

20. Вольф В. Г. Статистическая обработка опытных данных. Москва: Колос, 1966. 254 с.

21. Гайдамака А. В. Підшипники кочення. Базові знання та напрямки вдосконалення: навч. посіб. Харків: НТУ «ХПІ», 2009. 248 с.

22. Гайдучок В. М. Довідник слюсаря-ремонтника сільськогосподарських машин. Львів: Каменярь, 1982. 170 с.

23. Галахов М. А., Бурмистров А. Н. Расчет подшипниковых узлов. Москва: Машиностроение, 1988. 271 с.

24. Герасимов А. Д., Голубчик С. Ф., Кульчицкий Р. И. Трактор Т-

25А (Устройство и эксплуатация). Ленинград: Колос, Ленингр. отд-ние, 1972. 175 с.

25. Гершгорн А. С. Элементы теории вероятностей и математической статистики: учеб. Пособие. – Львов, 1961. 254 с.

26. Гидравлический съёмник: А.С. № 1192960 (СССР) В 25 В 27/02; заявл. 04.06.84; опубл. 23.11.85, Бюл. №43.

27. Гидравлический съёмник: А.С. №1192958 (СССР) 25 В 27/02; заявл. 06.03.84; опубл. 23.11.85, Бюл. №43.

28. Гмурман В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика: [учеб. пособие для вузов]. 4-е изд. Москва: Высш. шк., 1972. 368 с.

29. Гмурман В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика: [учеб. пособие для вузов]. 6-е изд. Москва: Высш. шк., 1998. 479 с.

30. Горохов В. А. Справочник сельского ремонтника. Москва: Россельхозиздат, 1975. 383 с.

31. ГОСТ 11.006-75. Прикладная статистика. Правила проверки согласия опытного распределения с теоретическим. Москва: Изд-во стандартов, 1981. 32 с.

32. ГОСТ 11.007-75. Прикладная статистика. Правила определения оценок и доверительных границ для параметров распределения Вейбулла. Москва: Изд-во стандартов, 1980. 30 с.

33. ГОСТ 25346-89. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений. [Действителен от 1990-01-01]. Изд. офиц. Москва: Изд-во стандартов, 1990. 16 с.

34. Гранкін С. Г., Малахов В. С., Черновол М. І., Черкун В. Ю. Надійність сільськогосподарської техніки. Київ: Урожай, 1998. 208 с.

35. Грузовой автомобиль ГАЗ-3307. Руководство по ремонту, эксплуатации и техническому обслуживанию / Г. Ф. Анисимов; под ред. Ю.

В. Кудрявцева. Москва: Колесо, 2001. 192 с.

36. 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.

37. Дрозд В. Д., Чухрай В. Є., Рис В. І. Коректування зазору в підшипниках шляхом зміни величини натягу в спряженні кільця підшипника з валом. *Наука – виробництву, 2009*: тези доп. студентів, магістрантів та аспірантів на III Всеукр. студент. наук.-практ. конф. «Підвищення надійності машин і обладнання» (м. Кіровоград, 15 квіт. 2009 р.). Кіровоград, 2009. С. 48.

38. 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.

39. 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.

40. Какуевицкий В. А. Восстановление деталей автомобилей на специализированных предприятиях. Москва: Транспорт, 1988. 149 с.

41. 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.

42. Капитальный ремонт автомобилей: справочник / Л. В. Дехтеринский, под ред. Р. Е. Есенберлина. Москва: Транспорт, 1989. 335 с.

43. Каталог деталей автомобилей ГАЗ-66-01 и ГАЗ-66-05 / Горьковский автомобильный завод. Москва: Машиностроение, 1983. 236 с.

44. Каталог деталей автомобиля УАЗ-452 и его модификаций / сост. В. М. Крутиков. Москва: Машиностроение, 1985. 288 с.

45. 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.

46. Каталог деталей тракторов «Беларусь» ЮМЗ-6Л/6М. Москва: ВО «Запчасть экспорт», 1980. 390 с.
47. Каталог обладнання, інструментів та пристроїв фірми FORCE. 2003/2004. 296 с.
48. Крутов В. И., Грушко И. М., Попов В. В. Основы научных исследований: учеб. для техн. вузов. Москва: Высшая школа, 1989. 400 с.
49. 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.
50. Курчаткин В. В., Тельнов Н. Ф., Ачкасов К. А. Надежность и ремонт машин / под ред. В. В. Курчаткина. Москва: Колос, 2000. 776 с.
51. Кутовой 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.
52. Куцин А. М. Технологічне забезпечення якості збирання складених одиниць із з'єднанням елементів з натягом: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Харків, 1994. 15 с.
53. Лагода А. Н., Арпентьев Б. М. Классификация соединений, технологических операций и оборудования для построения технологических процессов. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2006. № 3/2(21). С. 74–77.
54. Лауш П. В., Власенко Н. В., Столяров И. П., Чабанный В. Я. Техническое обслуживание и ремонт машин. Київ: Вища шк., 1989. 351 с.
55. Левитский И. С. Технология ремонта машин. Москва: Колос, 1975. 560 с.
56. Львовский Е. Н. Статистические методы построения эмпирических формул: учеб. пособие для вузов. 2-е изд., перераб. и дополн. Москва: Высш. шк., 1988. 239 с.
57. Макиенко Н. И. Слесарно-сборочные и ремонтные работы. Для молодых рабочих. Ленинград: Лениздат, 1978. 320 с.
58. Малышев Г. А. Справочник технолога авторемонтного

производства. Москва: Транспорт, 1977. 432 с.

59. Малышев Г. А. Теория авторемонтного производства. Москва: Транспорт, 1977. 244 с.

60. Масино М. А. Организация восстановления автомобильных деталей. Москва: Транспорт, 1981. 176 с.

61. Матвеев В. А., Пустовалов И. И. Техническое нормирование ремонтных работ в сельском хозяйстве. Москва: Колос, 1979. 286 с.

62. Мельников С. В., Алешкин В. Р., Роцин П. М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. Ленинград: Колос, 1980. 168 с.

63. Механический съемник: А.С. № 1335439 А1 (СССР) В25 В27/02; заявл. 10.12.1985; опубл. 07.09.1987, Бюл. № 33.

64. Молодик М. В., Лангерт Б. А., Бредун А. К. Відновлення деталей машин. Київ: Урожай, 1985. 156 с.

65. Молоков Б. М. Организация восстановления деталей машин в сельском хозяйстве. Москва: Колос, 1979. 192 с.

66. Монтаж-демонтаж подшипников. URL: <http://www.smssbearing.com/directory/assembly-disassembly-of-bearings.html> (дата обращения: 8.09.2017).

67. Монтаж-демонтаж различных конструктивных групп. URL: http://www.podshipnik.ru/analyst/6341/element_6561.html (дата обращения: 5.11.2017).

68. Набор инструмента KLANN для замены подшипников ступиц. *Автосервіс*. 2003. № 02. С.5.

69. Наконечник к съемнику: пат. 4280 Беларусь: В 25 В 27/02; заявл. 27.12.1995; опубл. 30.03.2002.

70. Обґрунтування принципів схем конструкцій знімачів для розбирання підшипникових вузлів / В. Є. Чухрай та ін. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2012. № 16. С. 330–339.

71. Определение возможности увеличения преднатяга подшипниковых узлов главных передач автомобилей КамАЗ: технический отчет № 37.104.05.1804-81. Набережные Челны: Камское объединение по производству большегрузных автомобилей (КамАЗ), 1981. 26 с.

72. Павлице В. Т. Підшипники кочення: основні параметри, конструкції опор, змащування, ущільнення та розрахунки ресурсу. Львів: НУ «Львівська політехніка», 2001. 136 с.

73. Павлова А. А., Лагода А. Н. Нормативное обеспечение технологий разборки соединений с натягом. *Технологический аудит и резервы производства*. 2014. № 1(3). С. 36-38. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Tatrv_2014_1.3_16 (дата обращения: 14.12.2020).

74. Павлова А. А., Лагода А. Н. Разработка нормативно-технической документации для ремонта соединений с натягом. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2011. № 3/1. С. 39–42.

75. Павлыще В. Т. Основы конструирования и расчет деталей машин: учебник. Москва: Высш. шк., 1993. 556 с.

76. Пальмгрен А. Шариковые и роликовые подшипники: пер. с англ. Москва: Машгиз, 1949. 124 с.

77. Петров С. А., Бесноватый С. И. Ремонт сельскохозяйственных машин. Изд. 3-е, перераб. и дополн. Москва: Колос, 1982. 303 с.

78. Петров Ю. Н. Основы ремонта машин. Москва: Колос, 1972. 528 с.

79. Подшипники качения. URL: www.skf.ru (дата обращения: 12.08.2002).

80. Поллард Дж. Справочник по вычислительным методам статистики. Москва: Финансы и статистика, 1982. 344 с.

81. Профессиональный демонтаж, монтаж и диагностика подшипников качения тракторов и сельскохозяйственных машин. URL: http://mcx-consult.ru/professionalnyy_demontazh_montazh (дата обращения: 18.10.2017).

82. Рис В. І. Дослідження впливу величини натягу в спряженні кільця

підшипника з валами на зміну радіального зазору в підшипнику. *Актуальні проблеми та наукові звершення молоді на початку III тисячоліття: матеріали I Всеукр. конф. студентів, магістрів, аспірантів і докторантів* (м. Луганськ, 22 трав. 2008 р.). Луганськ, 2008. Ч. 1. С. 233–235.

83. Рис В. І. Коректування зазору в підшипниках шляхом зміни величини натягу в спряженні кільця підшипника з валом. *Матеріали Всеукраїнської наукової конференції Тернопільського державного технічного університету імені І. Пулюя* (м. Тернопіль, 13-14 трав. 2009 р.). Тернопіль, 2009. С. 87–88.

84. Рис В. Обґрунтування площі контакту захоплювача знімача з кільцем підшипника. *14-й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові: матеріали симп.* (м. Львів, 23-24 трав. 2019 р.). Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2019. С. 90.

85. Рыс В. И. Съёмник для демонтажа деталей. *MOTROL Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2015. Vol. 17, No. 4. P. 169–175.

86. Сборка и монтаж изделий машиностроения: справочник: в 2 т. / под ред. В. С. Корсакова, В. К. Замятина. Москва: Машиностроение. 1983. Т. 1. 480 с.

87. Сборка и монтаж изделий машиностроения: справочник / под ред. В. С. Корсакова, В. К. Замятина. Москва: Машиностроение, 1983. Т. 2. 359 с.

88. Селиванов А. И., Артемьев Д. Н. Теоретические основы ремонта и надежности сельскохозяйственной техники. Москва: Колос, 1978. 248 с.

89. Семенов В. М. Нестандартный инструмент для разборочно-сборочных работ. 2-е изд., перераб. и дополн. Москва: Агропромиздат, 1985. 287 с.

90. Состояние и эффективность реформирования ремонтно-обслуживающей базы АПК: отчет о НИР руководители: Ю. Л. Колчинский, И. Г. Голубев. № регистрации 01.09.40.007-09. Москва: Информагротех, 1994. 46 с.

91. Спосіб відновлення підшипників кочення: пат. України на

корисну модель № 46250, В23Р 9/00. № u200907166; заяв. 09.07.09; опубл. 10.12.09, Бюл. № 23.

92. Справочник по вероятностным расчетам / Г. Г. Абергауз, А. П. Тронь, Ю. Н. Копенкин, И. А. Коровина. – 2-е изд. Москва: Воениздат, 1970. 536 с.

93. Справочник по теории вероятностей и математической статистике / В. С. Королюк, Н. И. Портенко, А. В. Скороход, А. Ф. Турбин. Киев : Наук. думка, 1978. 582 с.

94. Стенд для демонтажа прессовых соединений: А.С. № 1388257 (СССР) В 23 Р 19/02; заявл. 24.07.86; опубл. 15.04.88, Бюл. № 14.

95. Таратута А. И., Сверчков А. А. Прогрессивные методы ремонта машин. Минск: Ураджай, 1986. 276 с.

96. Твег Росс. Приспособления для ремонта автомобилей. Москва: За рулем, 2003. 136 с.

97. Тельнов Н. Ф. Ремонт машин. Москва: Агропромиздат, 1992. 500 с.

98. Тельнов Н. Ф. Технология очистки сельскохозяйственной техники. Москва: Колос, 1983. 295 с.

99. Технический сервис в сельском хозяйстве / П. А. Андреев и др.; под общей ред. В. И. Черноиванова. Москва: Колос, 1993. 48 с.

100. Технология ремонта машин и оборудования / А. П. Смелов и др.; под ред. И. С. Левитского. Изд. 2-е, перераб. и дополн. Москва: Колос, 1975. 560 с.

101. Тимошенко С. П., Гудьер Дж. Теория упругости / под ред. Г.С. Шапиро. Москва: Наука, 1975. 575 с.

102. Трактор Т-150К (Устройство и эксплуатация) / под ред. Б. П. Кашубы и И. А. Коваля. Москва: Колос, 1976. 312 с.

103. Трактори / за заг. ред. Я. Ю. Білоконя. Київ: Урожай, 1991. 368 с.

104. Тракторы МТЗ-80 и МТЗ-82 / под ред. И. П. Ксеневича. 2-е изд., перераб. и дополн. Москва: Колос 1984. 254 с.

105. Тракторы Т-150К, Т-157, Т-158: техн. описание и инструкция по эксплуатации 151.00.000 ТО, 157.00.000 ТО, 158.00.000 ТО / под ред. С. Л. Абдулы, И. А. Ковалю. Харьков: Прапор, 1984. 347 с.
106. Трейер В. Н. Теория и расчет подшипников качения. Москва: Машиностроение и металлообработка, 1936. 96 с.
107. Тремблей Т. Autodesk Inventor 2013 и Inventor LT 2013. Основы. Официальный учебный курс / пер. с англ. Л. Талхина. Москва: ДМК Пресс, 2013. 344 с.
108. Ульман И. Е. Ремонт машин. Москва: Колос, 1982. 504 с.
109. Ульман И. Е. Ремонт машин. Узд. 2-е, перераб. и дополн. Москва: Колос, 1976. 476 с.
110. Учебное пособие «Подшипники качения». «IORS Надежность подшипникового узла». 59 с. URL: http://metal.donntu.org/dl/baltech/podshipnik_baltech.pdf (дата обращения: 15.03.2018).
111. Хайлис Г. А., Ковалев М. М. Исследования сельскохозяйственной техники и обработка данных. Москва: Колос, 1974. 169 с.
112. Хастингс Н., Пикок Дж. Справочник по статистическим распределениям. Москва: Статистика, 1980. 94 с.
113. Хітров І. О., Гавриш В. С. Ремонт машин і обладнання: навч. посіб. Рівне: НУВГП, 2012. 184 с.
114. Черновол М. И. Восстановление и упрочнение деталей сельскохозяйственной техники. Киев: УМК ВО, 1989. 256 с.
115. Черноиванов В. И., Андреев В. П. Восстановление деталей сельскохозяйственных машин. Москва: Колос, 1983. 288 с.
116. Черноиванов В. И., Андреев В. П. Новые технологические процессы и оборудование для восстановления деталей сельскохозяйственной техники. Москва: Высш. шк., 1983. 95 с.
117. Чухрай В. Є. Обоснование технологических параметров оборудования для операций разборки-сборки машин в условиях ремонтной базы их владельцев. *Механізація і електрифікація сільськогосподарського господарства*:

научн. изд. Глеваха, 2000. Вып. №83. С. 234–238.

118. Чухрай В. Є., Кулинич І. Я, Рис В. І., Блауцяк О. І. Технологічні аспекти процесів розбирання та складання машин під час їх ремонту. *Науково-практичні аспекти кормовиробництва та ефективного використання кормів*: матеріали Міжнар. наук.-практ. конф. (м. Львів, 15 верес. 2003 р.). Львів, 2003. С. 439–445.

119. Чухрай В. Є., Рис В. І. Вплив геометричних параметрів деталей підшипникових вузлів на режими процесів розбирання та складання. *Крамаровські читання: VIII Міжнар. наук.-техн. онлайн-конф. з нагоди 114-ї річниці від дня народження д-ра техн. наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віцепрезидента УАСГН Володимира Савовича Крамарова (1906–1987)*. Київ, 2021. С. 79–82.

120. Чухрай В. Є., Рис В. І. Дослідження впливу величини натягу в спряженні кілець підшипників з валами на зміну радіального і осьового зазору в підшипнику. *Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2007. № 11. С. 184–190.

121. Чухрай В. Є., Рис В. І. Знімач для демонтажу деталей встановлених з натягом на вал. *Вчені Львівського національного аграрного університету виробництву: каталог наукових розробок / під ред. В. В. Снітинського, Г. В. Черевка*. Львів: ЛНАУ, 2008. Вип. 8. С. 146–147.

122. Чухрай В. Є., Рис В. І. Знімач для демонтажу деталей, встановлених з натягом на вал. *Вчені Львівського національного аграрного університету виробництву: каталог інноваційних розробок / за заг. ред. В. В. Снітинського, Г. В. Черевка*. Львів: Львів. нац. аграр. ун-т, 2008 Вип. 8., С. 146–147.

123. Чухрай В. Є., Рис В. І. Знімач з керованими захоплювачами. *Вчені Львівського національного аграрного університету виробництву: каталог інноваційних розробок / за заг. ред. В. В. Снітинського, В.І Лопушняка*. Львів: Львів. нац. аграр. ун-т, 2018. Вип. 18. 39 с.

124. Чухрай В. Є., Рис В. І. Обґрунтування параметрів обладнання для

заміни підшипників вантажних автомобілів. *Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2003. № 7. С. 236–246.

125. Чухрай В. Є., Рис В. І. Обґрунтування параметрів обладнання для заміни підшипників вантажних автомобілів. *Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2003. №7. С. 236–246.

126. Чухрай В. Є., Рис В. І. Обґрунтування принципів схем конструкцій знімачів для розбирання підшипникових вузлів. *Підвищення надійності машин і обладнання: тези доп. XII Всеукр. наук.-практ. конф. студентів, аспірантів та молодих вчених (м. Кропивницький, 18-20 квіт. 2018 р.)*. Кропивницький. 2018. С. 122–125.

127. Чухрай В. Є., Рис В. І., Ніщенко І. О. Визначення впливу геометричних параметрів деталей підшипникових вузлів на режими процесів розбирання та складання. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2005. № 9. С. 364–371.

128. Чухрай В., Рис В. Аналіз обладнання для розбирання підшипникових вузлів. *Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2004. № 8. С. 348–357.

129. Шаповалов В. И., Вольвак С. Ф., Пермигин М. Ф., Евсюков В. А. Многофакторный эксперимент. метод. указания по проведению и обработке результатов. Луганск: ЛГАУ, 1999. 38 с.

130. Шевцов С. Н. Методы оптимизации конструкций: курс лекций. Ростов-на-Дону: Донск. гос. техн. ун-т, 2010. 97 с.

131. Эксплуатационная надежность подшипников качения / пер. ст. Г. Берлинг. *Kugelager-Zeitschrift*. 1976. Vol. 51, No. 188. P. 1–10.

132. Chukhrai V., Rys V. Pullers with operated pinchers. *MOTROL Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2017. Vol. 19, No.1. P. 25–29.

133. Rys V. Substantiation of parameters of the bearer remover. *TEKA Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2017. Vol. 17, No. 4. P. 45–50.

134. Saleem W., Lu H., Yuqing F. Topology Optimization – Problem Formulation and Pragmatic Outcomes by integration of TOSCA and CAE tools. *Proceedings of the World Congress on Engineering and Computer Science 2008, WCECS 2008*. San Francisco, USA, 2008. 6 p.

135. SKF. General Catalogue 5000 E. Printed in Germany. Media-Print, 2003. 354 p. URL: www.imparayaycia.com/SKF_CATALOGO_GENERAL.pdf/ (Last accessed: 8.09.2004).

136. Snare B. How Reliable are Bearings? *The Ball Bearing Journal*. SKF Industries Inc. Philadelphia, 1970. No. 162. 127 p.

137. Stribeck P. Kugellager fur beliebige Belastungen. *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure VDI Zeitschrift*. Berlin, 1901. Vol. 45, No. 3. P. 73–79, 118–125.

ДОДАТКИ

Список публікацій здобувача

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

Статті у наукових фахових виданнях України

20. Чухрай В. Є., **Рис В. І.** Обґрунтування параметрів обладнання для заміни підшипників вантажних автомобілів. *Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2003. № 7. С. 236–246. (Здобувачем обґрунтовано параметри знімачів для заміни підшипників).

21. Чухрай В. Є., **Рис В. І.** Аналіз обладнання для розбирання підшипникових вузлів. *Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2004. № 8. С. 348–357. (Здобувачем проаналізовано обладнання для демонтажу підшипникових вузлів).

22. Чухрай В. Є., Ніщенко І. О., **Рис В. І.** Визначення впливу геометричних параметрів деталей підшипникових вузлів на режими процесів розбирання та складання. *Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2005. № 9. С. 364–372. (Здобувачем досліджено вплив геометричних параметрів деталей підшипникового вузла на режими процесів монтажу і демонтажу).

23. Чухрай В. Є., **Рис В. І.** Дослідження впливу величини натягу в спряженні кілець підшипників з валами на зміну радіального і осьового зазору в підшипнику. *Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2007. № 11. С. 184–190. (Здобувачем досліджено вплив величини натягу в спряженні кілець підшипників з валами на зміну радіального і осьового зазору в підшипнику).

24. Чухрай В. Є., **Рис В. І.**, Білань О. В., Юхимчук О. В. Шура М. Б. Обґрунтування принципів схем конструкцій знімачів для розбирання підшипникових вузлів. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2012. № 16. С. 330–339.

(Здобувачем обґрунтовано принципові схеми конструкції знімачів для демонтажу підшипникових вузлів).

Статті у наукових виданнях інших держав

25. **Рыс В. И.** Съёмник для демонтажа деталей. MOTROL *Commission of Motorization and Energetics in Agriculture: An International Journal on Operation of Farm and Agri–food Industry Machinery*. Vol. 17, No. 4. P. 169 – 175. (Здобувачем обґрунтовано оптимальний кут встановлення траверси знімача відносно площини, перпендикулярної до осі гвинта (штока)).

26. Chukhrai V., **Rys V.** Pullers with operated pinchers. MOTROL *Commission of Motorization and Energetics in Agriculture: An International Journal on Operation of Farm and Agri–food Industry Machinery*. Vol. 19, No. 1. P. 25 – 29. (Здобувачем запропоновано конструкцію знімача підшипників з керованими захоплювачами).

27. **Rys V.** Substantiation of parameters of the bearer remover. ТЕКА *Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2017. Vol. 17, No. 4. P. 45 – 50. (Здобувачем встановлено, що раціональною формою лапи знімача є така, що виконана у формі сегмента круга).

Матеріали наукових конференцій

28. Чухрай В. Є., Кулинич І. Я., **Рис В. І.**, Блауцяк О. І. Технологічні аспекти процесів розбирання та складання машин під час їх ремонту. *Науково-практичні аспекти кормовиробництва та ефективного використання кормів*: матеріали Між нар. наук.-практ. конф. (м. Львів, 15 верес. 2003 р.). Львів. 2003. С. 439–445. (Здобувачем проаналізовано технологічний процес монтажу і демонтажу підшипникових вузлів).

29. **Рис В. І.** Дослідження впливу величини натягу в спряженні кільця підшипника з валами на зміну радіального зазору в підшипнику. *Актуальні проблеми та наукові звершення молоді на початку III тисячоліття*: матеріали тез I Всеукр. конф. студентів, магістрів, аспірантів і докторантів

(м. Луганськ, 22 трав. 2008 р.). Луганськ, 2008. Ч. 1. С. 233–235. (*Здобувачем досліджено вплив величини натягу підшипника на зміну радіального зазору в підшипнику*).

30.**Рис В. І.** Коректування зазору в підшипниках шляхом зміни величини натягу в спряженні кільця підшипника з валом. *Матеріали Всеукраїнської наукової конференції Тернопільського державного технічного університету імені І. Пулюя*. (м. Тернопіль, 13-14 трав. 2009 р.). Тернопіль, 2009. С. 87–88. (*Здобувачем досліджено вплив натягу підшипникового вузла на зазор у підшипнику*)

31.Дрозд В. Д., Чухрай В. Є., **Рис В. І.** Коректування зазору в підшипниках шляхом зміни величини натягу в спряженні кільця підшипника з валом. *Наука – виробництву, 2009*: тези доп. студентів, магістрантів та аспірантів на III Всеукр. студентській наук.-практ. конф. «Підвищення надійності машин і обладнання» (м. Кіровоград, 15 квіт. 2009 р.). Кіровоград, 2009. С. 48. (*Здобувачем досліджено вплив натягу підшипникового вузла на зазор у підшипнику*).

32.Чухрай В. Є., **Рис В. І.** Обґрунтування принципів схем конструкцій знімачів для розбирання підшипникових вузлів. *Підвищення надійності машин і обладнання*: тези доп. XII Всеукр. наук.-практ. Конф. студентів, аспірантів та молодих вчених (м. Кропивницький, 18-20 квіт. 2018 р.). Кропивницький, 2018. С. 122–125. (*Здобувачем обґрунтовано принципові схеми знімачів підшипників*).

33.**Рис В.** Обґрунтування площі контакту захоплювача знімача з кільцем підшипника. *14-й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові*: матеріали симп. (м. Львів, 23-24 трав. 2019 р.). Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2019. С. 90. (*Здобувачем обґрунтовано площу контакту захоплювача знімача*).

34.Чухрай В. Є., **Рис В. І.** Вплив геометричних параметрів деталей підшипникових вузлів на режими процесів розбирання та складання. Крамаровські читання: VIII Між нар. наук.-техн. онлайн-конф. з нагоди 114-ї

річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віцепрезидента УАСГН Володимира Савовича Крамарова (1906–1987). Київ, 2021. С. 79–82. *(Здобувачем досліджено вплив геометричних параметрів деталей підшипникових вузлів на режими процесів монтажу і демонтажу).*

Патенти України на корисну модель

35. Знімач для демонтажу з валів деталей, встановлених з натягом: пат. України на корисну модель № 36873, В25В 27/02. № u200806992; заявл. 20.05.2008; опубл. 10.11.2008, Бюл. № 21. *(Здобувачем проаналізовано конструкцію знімачів та запропоновано конструкцію знімача, завдяки якій відбувається підвищення продуктивності праці).*

36. Знімач з керованими захоплювачами: пат. України на корисну модель № 111533, В27/00, В23Р 19/02. № u201605582; заявл. 23.05.2016; опубл. 10.11.2016, Бюл. № 21. *(Здобувачем проаналізовано конструкцію знімачів та запропоновано конструкцію знімача, завдяки якій відбувається підвищення продуктивності праці).*

37. Спосіб відновлення підшипників кочення: пат. України на корисну модель № 46250, В23Р 9/00. № u200907166; заявл. 09.07.2009; опубл. 10.12.2009, Бюл. № 23. *(Здобувачем проаналізовано способи відновлення підшипників кочення та запропоновано новий спосіб відновлення підшипників, який передбачає обжим деталей пластичним деформуванням у спеціальному пристрої з подальшим зовнішнім шліфуванням по торцях).*

Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

38. Чухрай В. Є., **Рис В. І.** Знімач для демонтажу деталей, встановлених з натягом на вал. *Вчені Львівського національного аграрного університету виробництву: каталог інноваційних розробок / за заг. ред. В. В Снітинського, Г. В. Черевка. Львів: Львів. нац. аграр. ун-т, 2008. Випуск 8. С. 146-147. (Здобувачем проаналізовано конструкцію знімачів та запропоновано*

конструкцію знімача, завдяки якій відбувається підвищення продуктивності праці).

1. Чухрай В. Є., **Рис В. І.** Знімач з керованими захоплювачами. *Вчені Львівського національного аграрного університету виробництва: каталог інноваційних розробок / за заг. ред. В. В Снітинського, В. І Лопушняка. Львів: Львів. нац. аграр. ун-т, 2018. Вип. 18. 39 с. (Здобувачем проаналізовано конструкцію знімачів та запропоновано конструкцію знімача, завдяки якій відбувається підвищення продуктивності праці).*



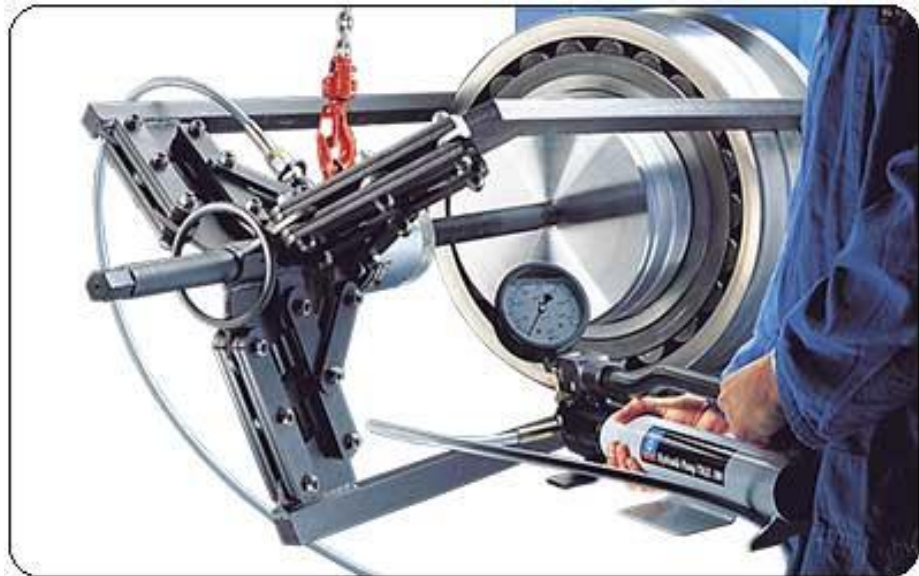
а)



б)



в)



г)



д)



е)

Рисунок Б.1 – Знімачі та пристрої фірми SKF



Рисунок В.1 – Знімачі фірми FORCE

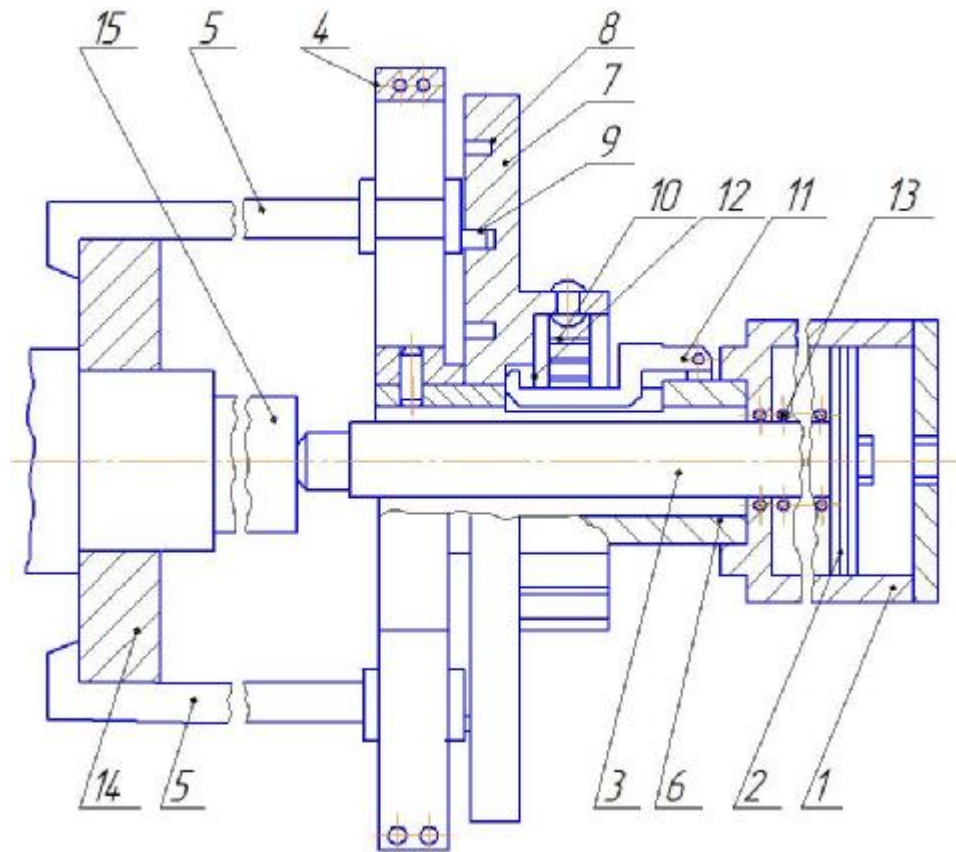


Рисунок Д.1 – Гідравлічний знімач: 1– силовий циліндр; 2 – поршень; 3 – силовий шток; 4 – траверса; 5 – захоплювачі; 6 – втулка; 7 – диск; 8 – канавка диска; 9 – штифт; 10 – спіральна пружина; 11 – фіксатор положень диска; 12 – виїмка для фіксації; 13 – пружина зворотної дії; 14 – деталь, що знімається;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

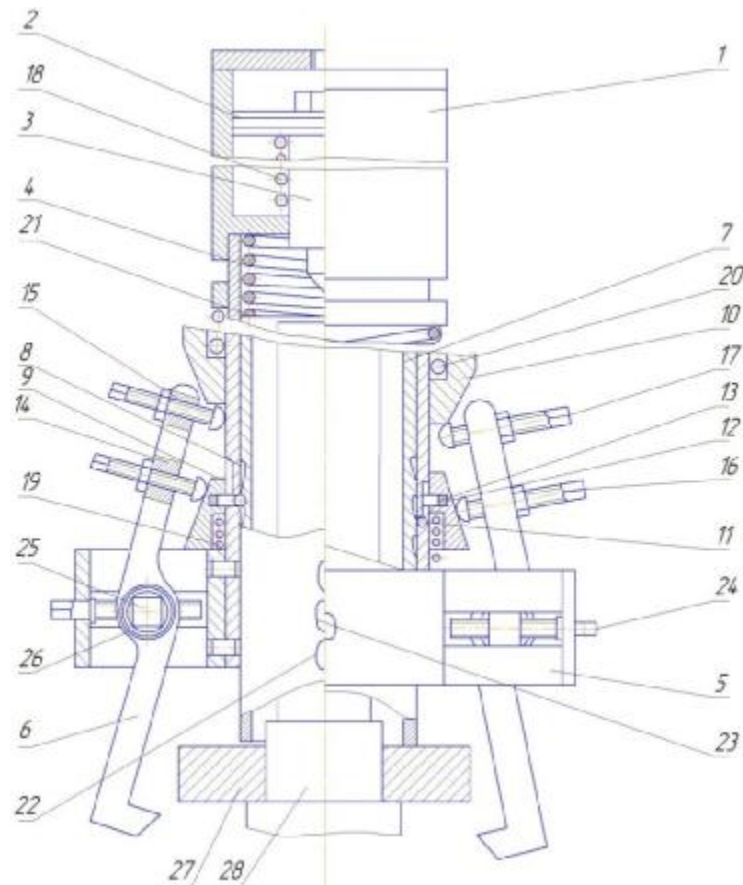


Рисунок Д.2 – Гідравлічний знімач: 1 - силовий циліндр, 2 – поршень, 3 – шток, 4 – основа, 5 – траверса, 6 – захвати, 7 – гільза, 8 – лунки, 9 - розвідна втулка, 10 - фіксуєча втулка, 11 – кулька, 12 – пружина, 13 – шток, 14,15 - різьбові отвори, 16,17 - регулювальні болти, 18 - зворотна пружина, 19,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

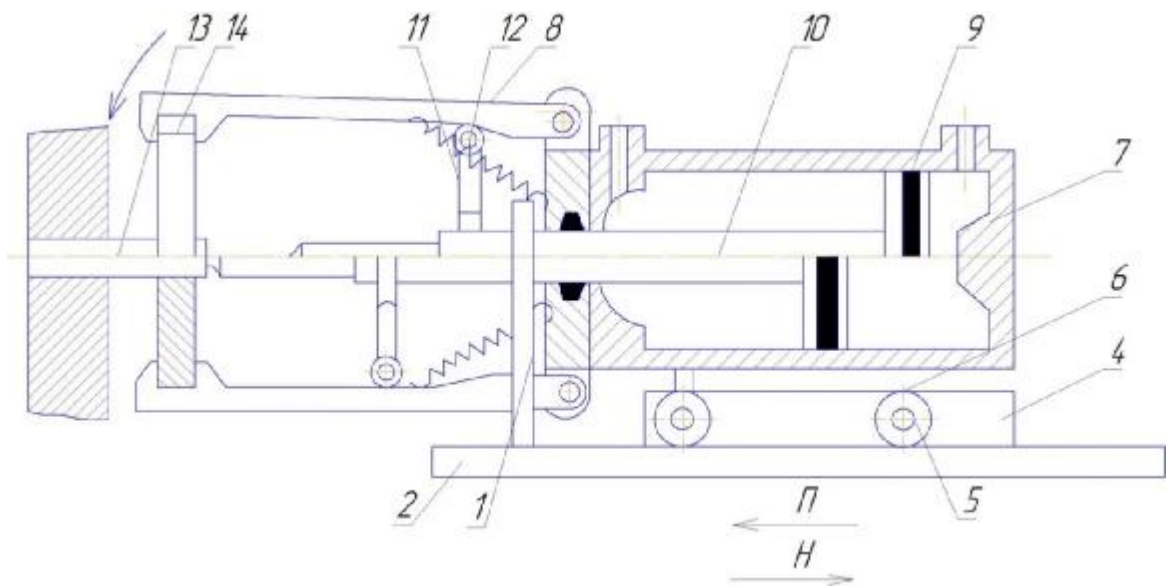


Рисунок Д.3 – Стенд для демонтажу пресових з'єднань 1 – основа; 2 – обмежувач ходу; 3 – мікровимикач; 4 – напрямні; 7 – гідроциліндр; 8 – захоплювачі; 9 – поршень; 10 – силовий шток; 11 – траверса; 12 – переміщувальні ролики; 13 – вал; 14 – деталь, що знімається.

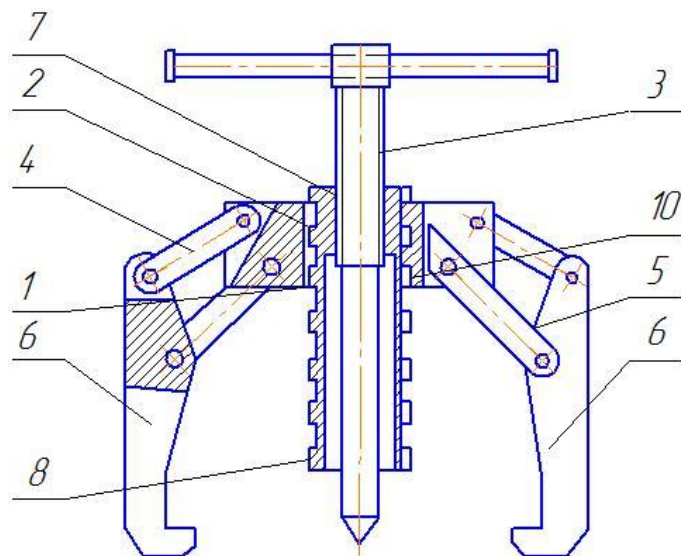


Рисунок Д.4. Механічний знімач: 1 – траверса; 2 – отвір траверси; 3 – силовий гвинт; 4,5 – тяги; 6 – захоплювачі; 7 – різьбова втулка; 8 – радіальні виступи; 9 – пази центрального отвору; 10 – трубчаста насадка

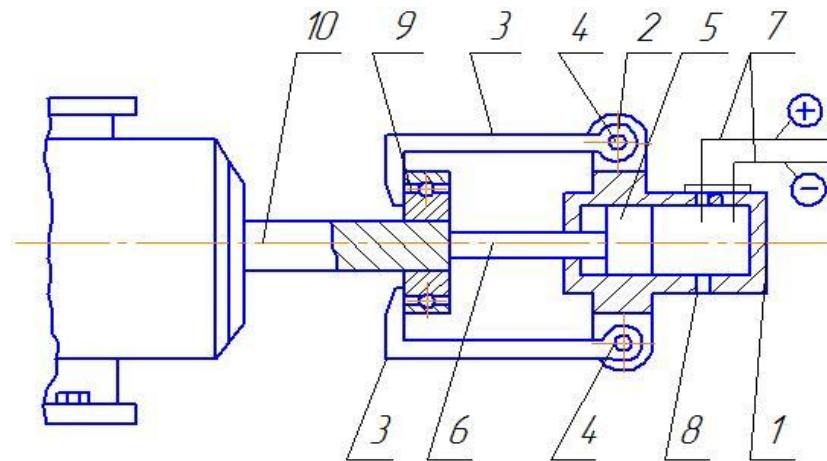


Рисунок Д.5 – Пристрій для демонтажу підшипників з валів: 1 – корпус; 2 – вушка; 3 – захоплювачі; 4 – фіксуючі болти; 5 – поршень; 6 – силовий шток; 7 – електроди; 8 – штуцер; 9 – деталь, що знімається; 10 – вал.

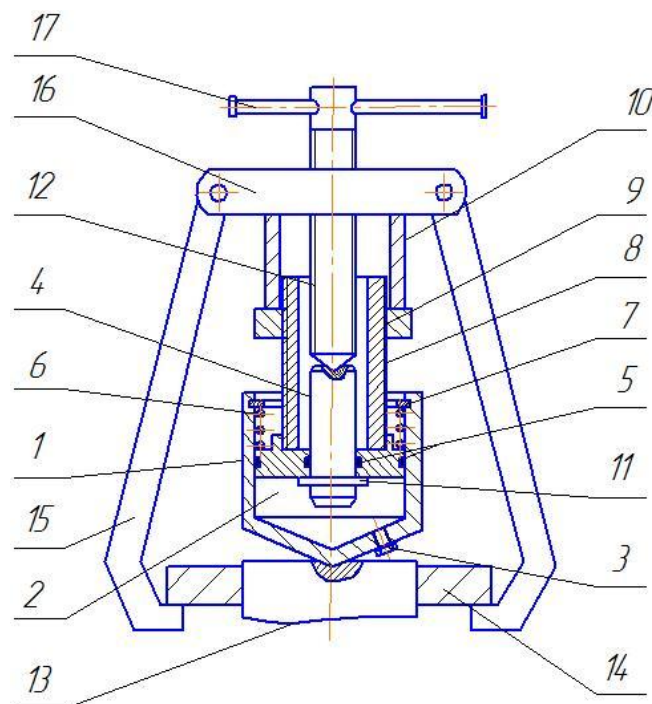


Рисунок Д.6 – Знімач з гідравлічним наконечником: 1 – корпус; 2 – поршень; 3 – болт; 4,11 – штоки наконечника; 5 – ущільнювальні кільця, 6 – пружина; 7 – фіксуюче кільце; 8 – пологий гвинт; 9 – гайка наконечника; 10 – трубчаста насадка; 12 – силовий гвинт; 13 – торець вала; 14 – деталь, що демонтується;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

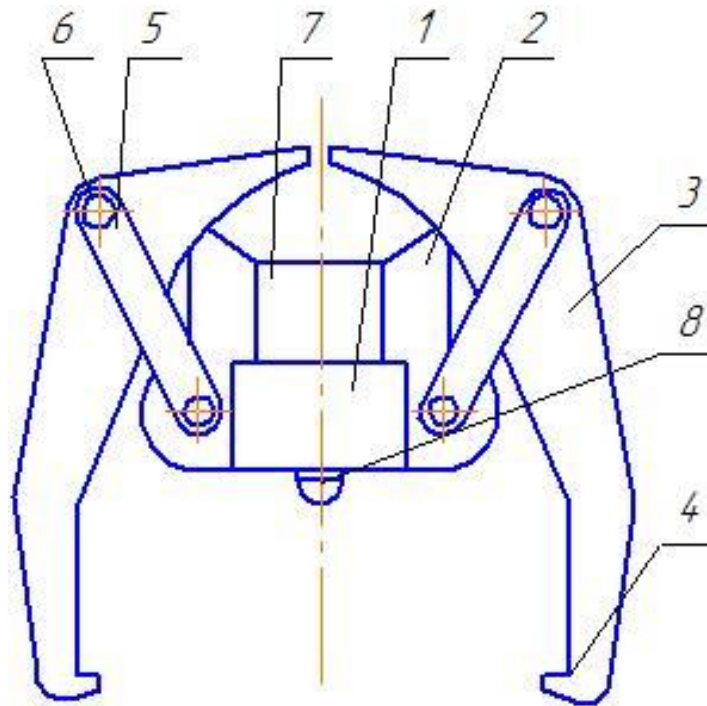


Рисунок Д.7 – Гідравлічний знімач: 1 – поперечка; 2 – кронштейн; 3 – лапи; 4 – захоплююча частина; 5 – тяга; 6 – шарнір; 7 – гідроциліндр; 8 – опорна частина.

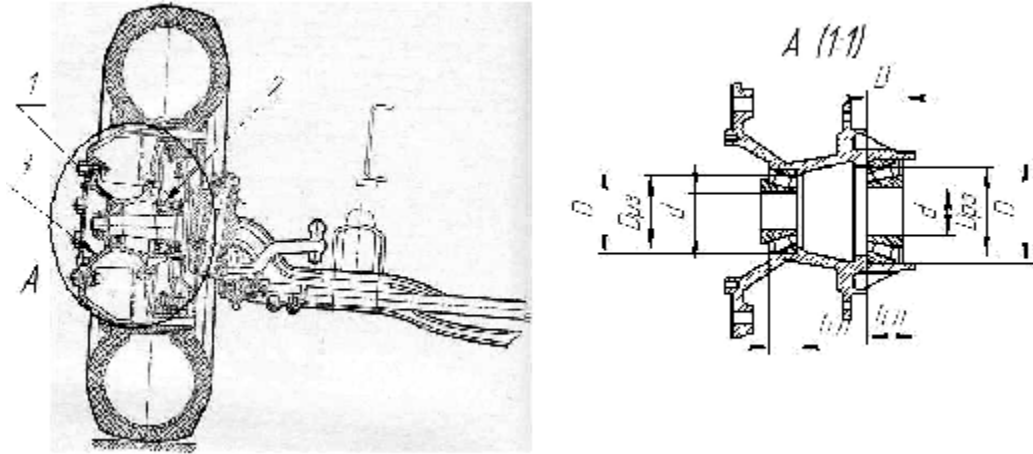


Рисунок Е.1 – Схема підшипнокового вузла в маточині переднього моста КрАЗ-6510: 1 –передній підшипник; 2 – задній підшипник; 3 - маточина.

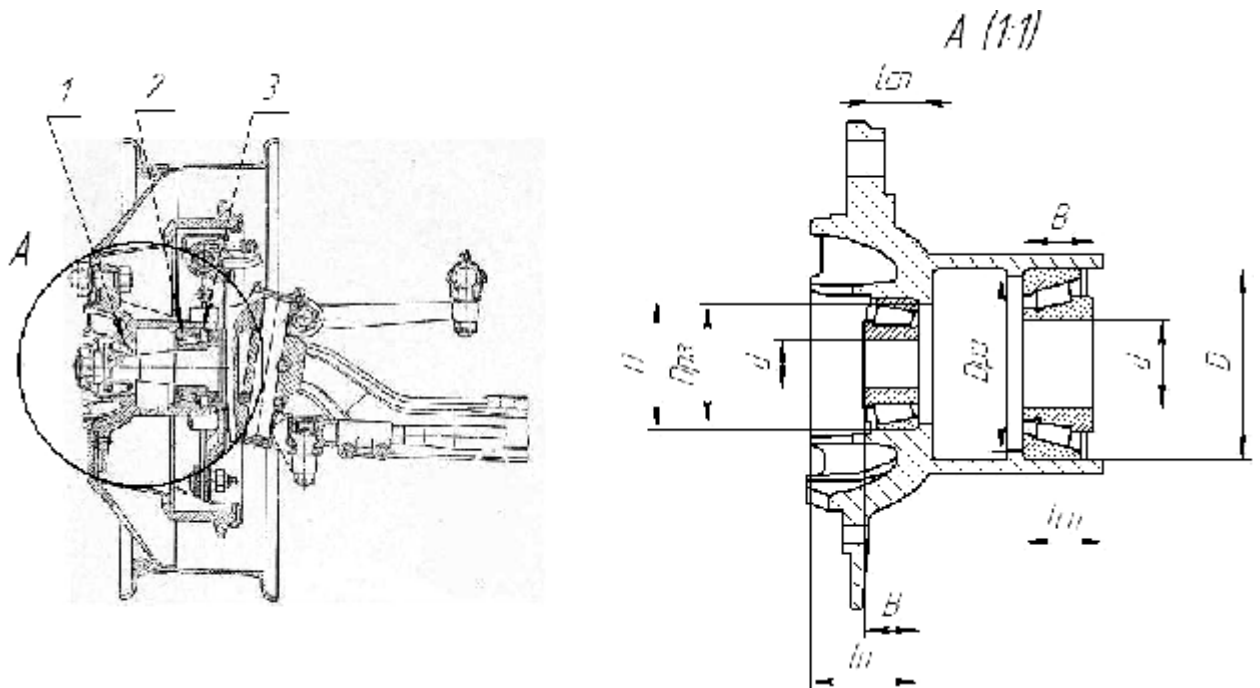


Рисунок Е.2 – Схема підшипнокового вузла в передній маточині автомобіля ГАЗ-3307: 1 –передній підшипник; 2 – задній підшипник; 3 – маточина.

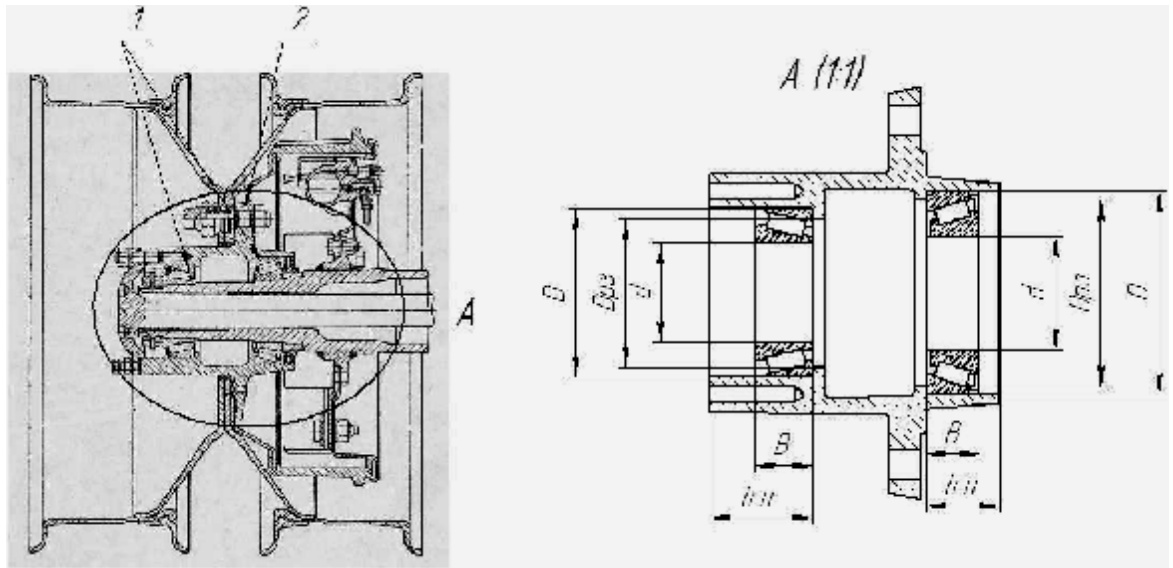


Рисунок Е.3 – Схема підшипникового вузла задньої моточини автомобіля ГАЗ-3307: 1 – роликові конічні підшипники; 2 – моточина.

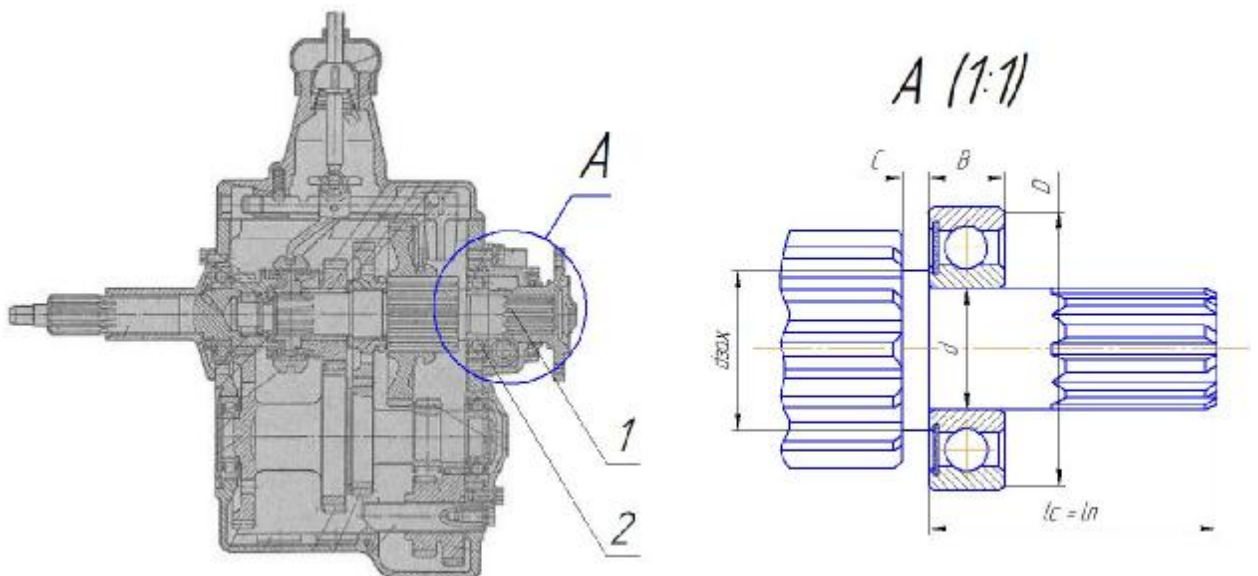


Рисунок Е.4 – Схема встановлення кулькового підшипника на вторинному валу коробки передач автомобіля ГАЗ-3307: 1 – вторинний вал; 2,3 – шестерня першої передачі; 4 – проміжний вал; 5 – первинний вал; 6 – синхронізатор; 7 – підшипник вторинного вала.

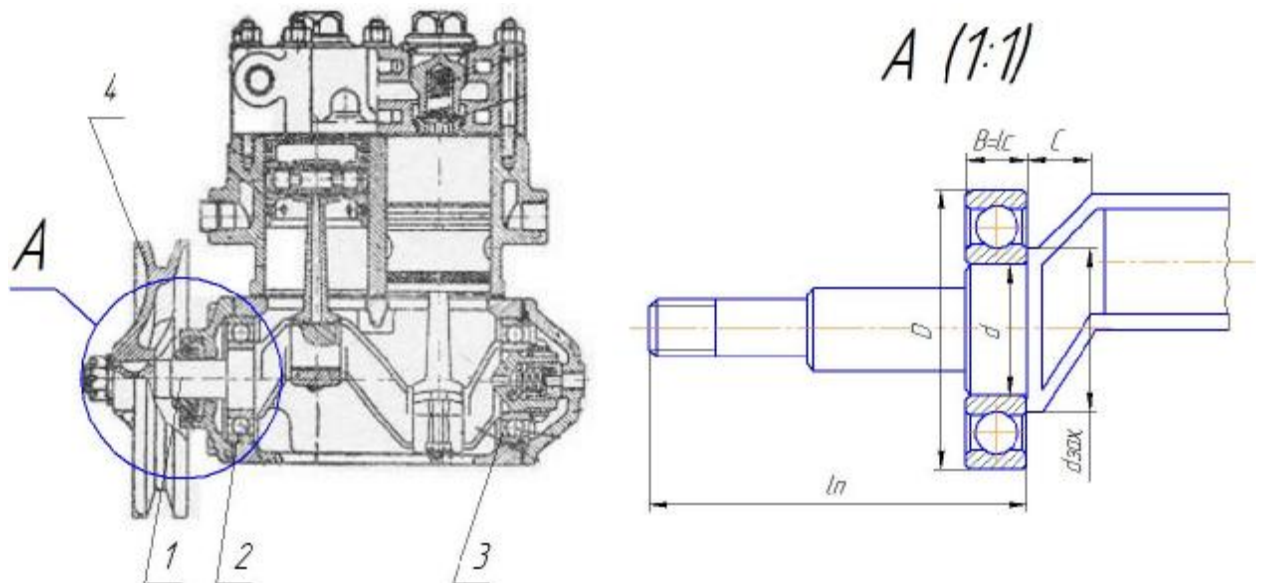


Рисунок Е.5 – Схема встановлення кулькового підшипника на колінчастому валу компресора автомобіля КамАЗ-65115: 1 – колінчастий вал; 2 – підшипник передньої опори вала; 3 – підшипник задньої опори вала; 4 – шків.

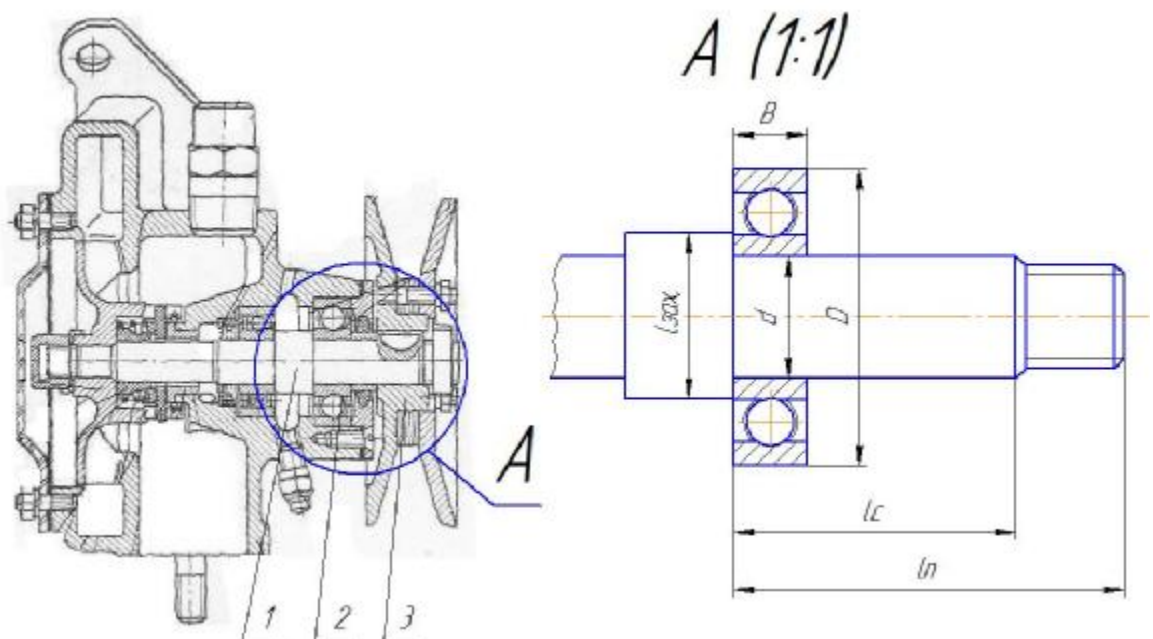


Рисунок Е.6 – Схема встановлення підшипника на валу насоса системи охолодження автомобіля МАЗ-5335: 1 – вал; 2 – кульковий підшипник; 3 – шків.

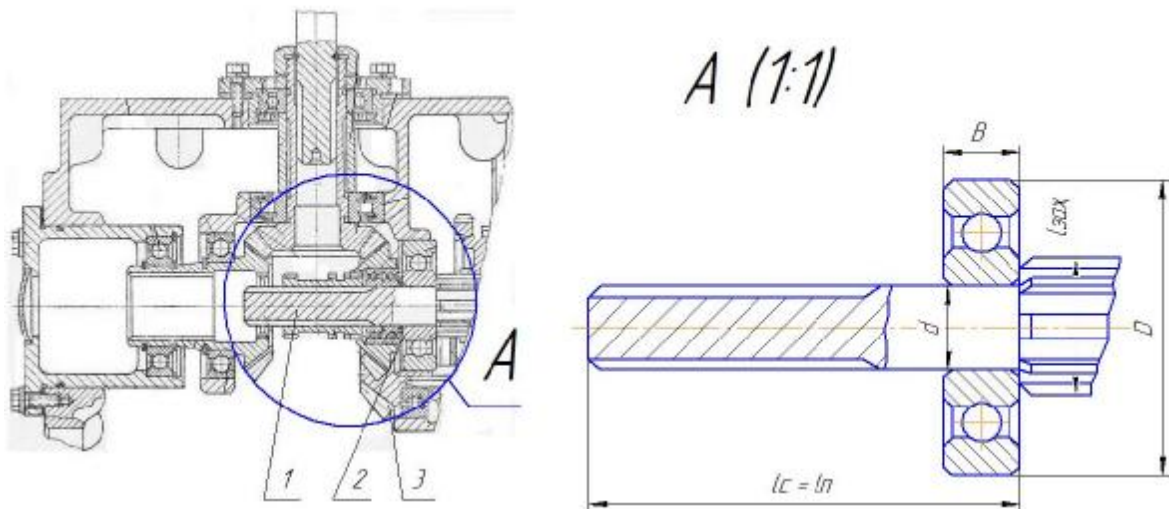


Рисунок Е.7 – Схема встановлення кулькового підшипника на первинному валу коробки передач трактора Т-3512: 1 – первинний вал; 2 – підшипник первинного вала; 3 – вторинний вал.

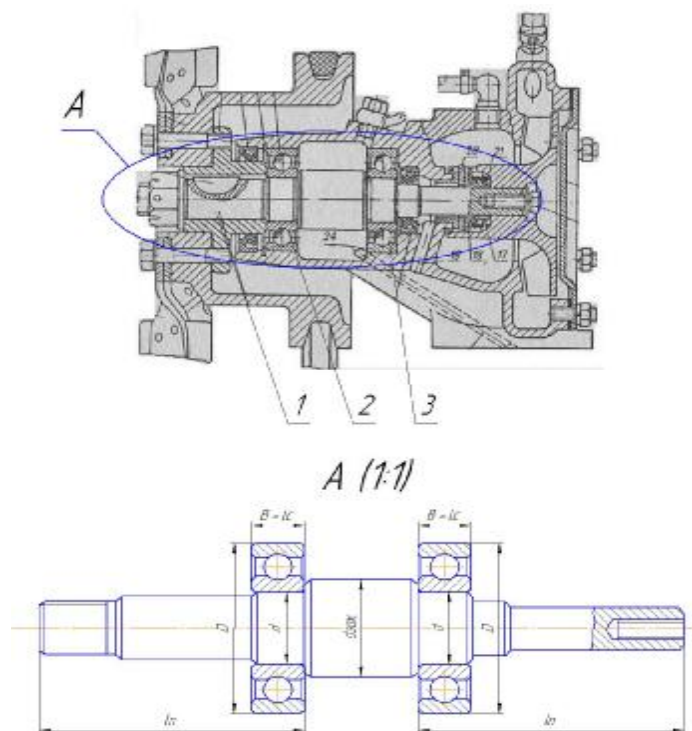


Рисунок Е.8 – Схема встановлення кулькових підшипників на валу насоса системи охолодження трактора Т-242К: 1 – вал насоса; 2,3 – підшипники опор вала.

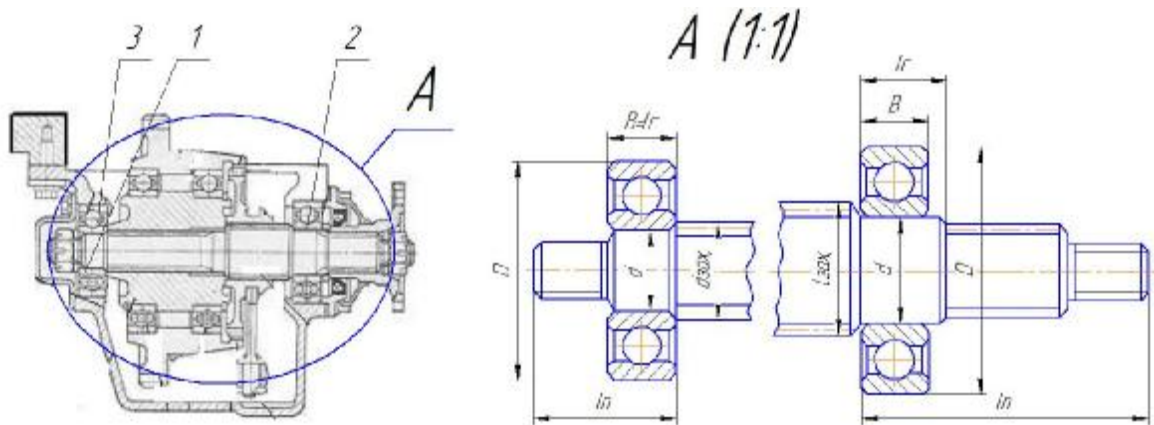


Рисунок Е.9 – Схема встановлення кулькових підшипників на валу приводу переднього моста трактора МТЗ-82.1: 1 – вал приводу переднього моста; 2,3 - кулькові підшипники вала.

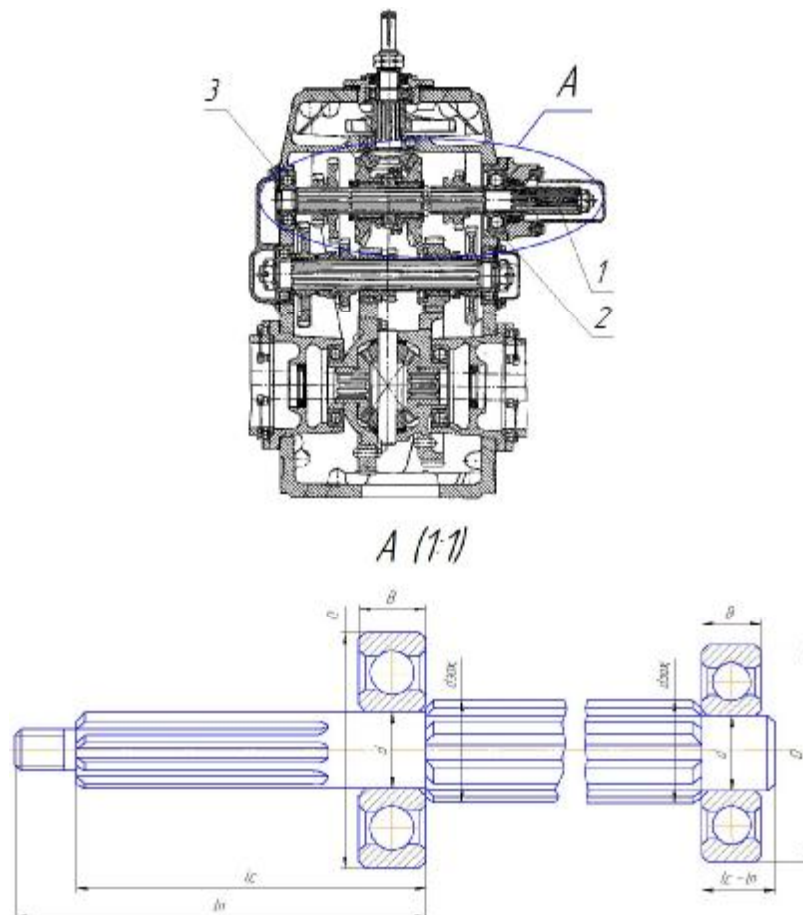


Рисунок Е.10 – Схема встановлення кулькових підшипників на первинному валу головної передачі трактора Т-3512: 1 – первинний вал; 2,3 – підшипники вала.

Програма для розрахунку міцності кільця підшипника

```

1  function CKLADAHHJA
2  -   E1=2.1*10^5; %MPa
3  -   E2=2.1*10^5; %MPa
4  -   mu1=0.25;   clc;
5  -   mu2=0.25; N=30;
6  -   f=0.08;
7  -   H=40; % MM
8  -   Dtmin=0.002; Dtmax=0.1; %MM
9  -   h=(Dtmax-Dtmin)/N; %MM
10 -   Deta=Dtmin:h:Dtmax; %MM
11 -   d2=25; %MM
12 -   D2=30; %MM
13 -   h1=(D2-d2)/N/2;
14 -   r=d2/2:h1:D2/2;
15
16 -   et=(d2/D2)^2;
17 -   H1=(et*(1-mu1)+1+mu2)/(1-et);
18 -   H2=(1-mu1)*E2/E1;
19 -   p=(Deta*E2)./(d2*(H1+H2*(1+Deta/d2))); %MPa
20 -   u23=(D2*et/E2/(1-et))*p; %MM
21 -   Sekv3=(2/(1-et))*p; %MPa
22 -   A=(et/(1-et))*p;
23 -   B=p./(1-et);
24 -   Sr=A-B; Sf=A+B;
25 -   A2=et/(1-et);
26 -   B2=d2^2/(1-et)/4;
27 -   Srp=A2-B2./(r.^2); Sfp=A2+B2./(r.^2);
28 -   Sekv4=sqrt(Sr.^2+Sf.^2-Sr.*Sf); %MPa
29 -   P=pi*f*d2*H*p/1000; %kPa
30 -   A1(:,1)=Deta'; A1(:,3)=p';
31 -   A1(:,4)=Sekv3'; A1(:,2)=u23'; A1(:,5)=Sekv4';

```

```
31 - A1(:,4)=Sekv3'; A1(:,2)=u23'; A1(:,5)=Sekv4';
32 - A1(:,6)=Srp'; A1(:,7)=Sfp'; A1(:,8)=P';
33 - B1=['      Deta      u23      p      Sekv3      Sekv4      Srp      Sfp      P']
34 - A1
35 - figure
36 - grid off
37 - hold on
38 - plot(Deta,u23,'-r');
39 - hold off
40 - grid on;
41
42 - figure
43 - grid off
44 - hold on
45 - plot(Deta,p,'-g');
46 - hold off
47 - grid on;
48
49 - figure
50 - grid off
51 - hold on
52 - plot(Deta,Sekv3,Deta,Sekv4,'r');
53 - hold off
54 - grid on;
55
56 - figure
57 - grid off
58 - hold on
59 - plot(r,Srp,r,Sfp,'r');
60 - hold off
61 - grid on;
62
63 - figure
64 - grid off
65 - hold on
66 - plot(Deta,P,'-g');
67 - hold off
68 - grid on;
```

Програма для розрахунку елементів знімача

```
Lapa2021.m x +
1  function Lapa
2  -   clc;
3  -   f=0.2; f1=0.1;
4  -   gam=0.38; sn=sin(gam);
5  -   tg=tan(gam);
6  -   L1=57.5; L2=250; L4=107.5; Lzn=52;
7  -   E=2.01*10^5; eps=0.0001;
8  -   d=100; d1=113; e1=d/d1;
9  -   D=215; Dzn=215;
10 -   P=10337; Sgm_zm=175; Sgm_zg=180; Tau=65;
11 -   e2=2*P/Sgm_zm/d1^2;
12 -   % Кути однакові
13 -   ul='Кути однакові'
14 -   bet1=e2/(1-e1^2)
15 -   bet=bet1
16 -   bet11=bet*180/pi
17 -   A=bet/4*(d1^2-d^2)
18 -   xc=(d1^3-d^3)/12/A*sin(bet)
19 -   M1=P/2*(Dzn/2-xc);
20 -   h1=4*Tau/Sgm_zg*(Dzn/2-xc)
21 -   b1=3*P*Sgm_zg/16/Tau^2/(Dzn/2-xc)
22
23 -   % Кути різні
24 -   ul='Кути різні'
25 -   bet2=0.05
26 -   bet4=0; z=1;i=0;
27 -   while z>eps
28 -       i=i+1;bet3=e2+bet2*e1^2-e1*sin(bet2-bet4);
29 -       z=abs(bet3-bet4); bet4=bet3;
30 -       if i>1000
31 -           break
32 -       end
33 -   end
34 -   i
```

```

35 -     bet3
36 -     a1=bet3-bet2; s=sin(a1/2);
37 -     s1=sin(a1);c=cos(a1);
38 -         s2=sin(bet2);c2=cos(bet2);
39 -         s3=sin(bet3);c3=cos(bet3);
40
41 -     A1=bet2*d1^2/4
42 -     A2=bet2*d^2/4
43 -     A3=d1*d*s1/8
44 -     A4=a1*d^2/8
45 -     AA=A1-A2+2*A3-2*A4
46 -     x1=d1*sin(bet2)/bet2/3;   x2=d*sin(bet2)/bet2/3;
47 -     x3=(d*cos(bet3)+d1*cos(bet2))/6
48 -     x4=2/3*d*s/a1*cos((bet2+bet3)/2)
49 -     xcc=(x1*A1-x2*A2+2*x3*A3-2*x4*A4)/AA
50 -     xcc=(2*(d1^3*s2-d^3*s3)+d1*d*s1*(d1*c2+d*c3))/24/AA
51
52 -     %Розрахунок траверси
53 -     k4=0.5;   %k4=d4/h4
54 -     h4=(3*P/k4/Sgm_zg*xc)^(1/3)
55 -     d4=k4*h4
56 -     dd4=(P*xc/0.2/Sgm_zg)^(1/3)
57 -     J4=d4*h4^3/12
58
59 -     %Розрахунок вертикального стрижня
60 -     k2=0.5;   %k2=b2/h2
61 -     hh=0;i=0; z=1;
62 -     while z>eps
63 -         i=i+1;
64 -         h2=(P/2/k2/Sgm_zg*(3*(Dzn-xc)+4*hh))^(1/3);
65 -         z=abs(h2-hh); hh=h2;
66 -         if i>1000

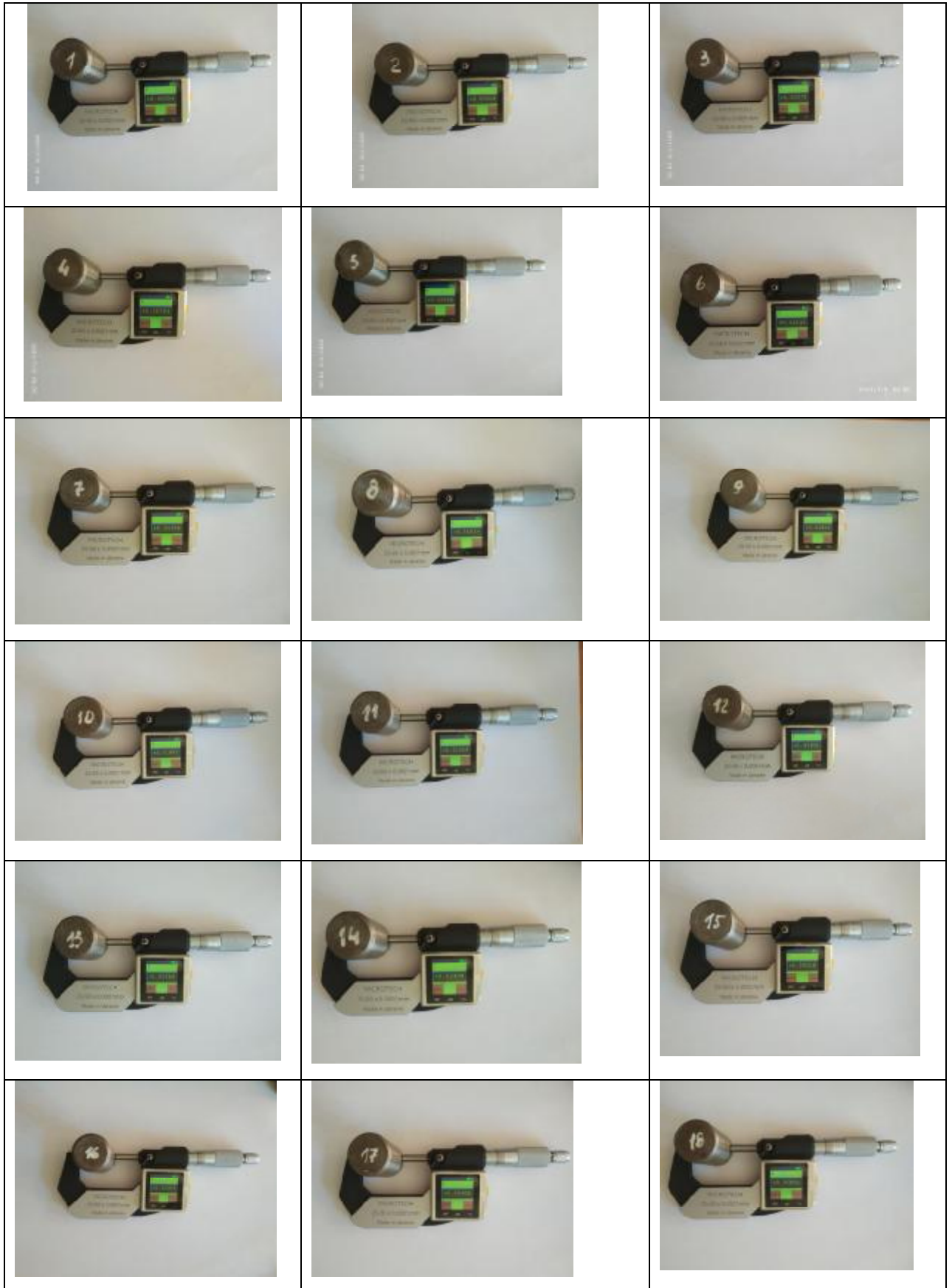
```

```

67 -         break
68 -     end
69 - end
70 -     i
71 -     h2
72 -     b2=k2*h2
73 -     J2=b2*h2^3/12
74 -
75 -     k3=0.5;      %k3=(b3-d4)/h3
76 -     hh=0;i=0; z=1;
77 -     k=2; %коефіцієнт концентрації напружень
78 -     while z>eps
79 -         i=i+1;
80 -         h3=(P/2/k3/Sgm_zg*(3*(Dzn-2*xc+h2)+hh))^(1/3);
81 -         z=abs(h3-hh); hh=h3;
82 -         if i>1000
83 -             break
84 -         end
85 -     end
86 -     i
87 -     h3
88 -     b3=k3*h3+d4
89 -
90 -     %Перевірка умови на зіскакування лапи
91 -     a1=L4*sn/L2; a2=xc/L1;
92 -     a3=L4*J2/3/J4/L2*(1+(1+a1)^2+a1^2)+1;
93 -     a4=L4*J2/2/J4/L2*(1+(1+a1)*(1-a2)-a1*a2)+1;
94 -     ff=3*L1*a3/(2*L2*a4)-(tg-f1)/(1+tg*f1)
95 -
96 -     %Розрахунок гвинта, різи, пайки
97 -     dmin=sqrt(4*P/pi/Sgm_zg)
98 -     d2=dmin+2
99 -     Km=0.7; K1=0.5;M=20000; f2=0.05;
100 -     H=P/(Km*K1*dmin* Tau)
101 -     S=2*pi*M/P-pi*f2*d2

```

Вимірювання параметрів валів





(11) **36873**(19) **UA**(51) МПК (2006)
B25B 27/02

(21) Номер заявки: **u 2008 06992**
(22) Дата подання заявки: **20.05.2008**
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: **10.11.2008**
(46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня: **10.11.2008, Бюл. № 21**

(72) Винахідники:
**Чухрай Володимир Євгенович (UA),
Рис Василь Іванович (UA)**

(73) Власник:
**ЛЬВІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ,
вул. Володимира Великого, 1,
м. Дубляни, Жовківський район,
Львівська обл., 80381
Україна**

(54) Назва корисної моделі:

ЗНІМАЧ ДЛЯ ДЕМОНТАЖУ З ВАЛІВ ДЕТАЛЕЙ, ВСТАНОВЛЕНИХ З НАТЯГОМ

(57) Формула корисної моделі:

Знімач для демонтажу з валів деталей, встановлених з натягом, що містить траверсу з захоплювачами, який відрізняється тим, що містить силовий гвинт з важелем, причому плечі траверси встановлені до осі силового гвинта під кутом α .

УКРАЇНА

(19) UA (11) 36873 (12) U
(81) МПК (2006)
B25B 27/02

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ

**ОПИС
ДО ПАТЕНТУ
НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**

визначається під
відповідальність
власника
патенту

(54) ЗНІМАЧ ДЛЯ ДЕМОНТАЖУ З ВАЛІВ ДЕТАЛЕЙ, ВСТАНОВЛЕНИХ З НАТЯГОМ

1 2

(21) (200806992)
(22) 20.05.2008
(24) 10.11.2008
(46) 10.11.2008, Бюл. № 21, 2008 р.
(72) ЧУХРАЙ ВОЛОДИМИР СВГЕНОВИЧ, UA, РИС
БАСИЛЬ ІВАНОВИЧ, UA
(73) ЛЬВІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УН-

ВЕРСИТЕТ, UA

(57) Знімач для демонтажу з валів деталей, встановлених з натягом, що містить траверсу з захоплювачем, який відрізняється тим, що містить силовий гвинт з важелем, причому плечі траверси встановлені до осі силового гвинта під кутом α .

Корисна модель стосується знімача для демонтажу деталей, напружених на вал, і може бути використана в розбирально-складальних роботах у машинобудуванні, під час ремонту машин.

Відомий пристрій [А.С. СРСР №1192958, МПК B25B 27/02; Опубл. 23.11.85, Бюл. №43], що містить силовий циліндр з поршнем і штоком та траверсу із захоплювачем, встановлену коаксіально до штока штулки, встановлений на штулці перпендикулярно до її осі диск з канавками на одному із торців. На вільних кінцях захоплювача закріплені шпильки. На вільних кінцях захоплювача закріплені спіральна пружина, інший кінець якої з'єднаний з диском. На штулці розміщений фіксатор положення диска, який має паз для фіксації. Шток підпружинений до штулки пружиною. Недоліком цього знімача є те, що значні габарити диска обмежують доступ до деталей та утруднюють оглядаєість зони виконання операцій демонтажу деталей, встановлених з натягом, з валів.

В основу корисної моделі поставлено завдання створити пристрій для демонтажу з валів деталей, встановлених з натягом, зокрема кульових підшипників з вала, в якому шляхом вдосконалення конструкції знімача буде досягнуто самозатягнення деталі, що дозволить покращити умови використання знімача.

Поставлене завдання вирішується тим, що знімач для демонтажу з валів деталей, встановлених з натягом, що містить траверсу із захоплювачем, згідно з корисною моделлю містить силовий гвинт з важелем, причому плечі траверси встановлені до осі силового гвинта під кутом α .

У запропонованому знімачі для демонтажу з валів деталей встановлених з натягом із збільшенням зусилля стиску в силовому гвинті, захоплювач притискається до зовнішньої поверхні деталі, що знімається.

Корисна модель пояснюється зображеннями. На Фіг.1 зображено схему сил в парі плече траверси - захоплювач, де: F_1 - сила тертя, F - сила, під дією якої захоплювач рухається до осі траверси, M_n - згинаючий момент, який діє на плече траверси, N - нормальна реакція траверси від сили $P/2$, $P/2$ - зусилля розтягу в захоплювачі, α - кут між віссю силового гвинта і плечем траверси (наприклад, $\alpha=75^\circ$). На Фіг.2 зображено схему знімача для демонтажу з валів деталей, встановлених з натягом, де: 1 - траверса, 2 - захоплювач, 3 - силовий гвинт, 4 - важіль.

Після контакту силового гвинта з торцем вала (на Фіг. не зображено), а захоплювача з торцем деталі (на Фіг. не зображено), що знімається, в захоплювачах виникає зусилля розтягу $P/2$ (Фіг. 1). Внаслідок того, що захоплювачі встановлені під кутом α , дія сили $P/2$ спричиняє виникнення сили F , направленої до осі силового гвинта, який протидіє силі F_1 , нормальній реакції траверси N та згинаючого моменту M_n , який діє на плече траверси. Із збільшенням сили $P/2$, внаслідок обертання важеля силового гвинта, сила F переважає силу F_1 , 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 таким чином (Фіг.2). Силовий гвинт 3 центрується на торці вала (на Фіг. не зображено), притримуючи траверсу 1. Обертає гвинт в потрібному напрямку, поки захоплювачі 2 не ввійдуть в контакт з деталлю (на Фіг. не зображено), що знімається. Далі зводять захоплювачі 2 до контакту їх з бічною поверхнею деталі. Далі за допомогою важеля 4 обертає гвинт 3 до контакту захоплювачів 2 з торцевою поверхнею деталі і проводить демонтаж

(19) UA (11) 36873 (12) U

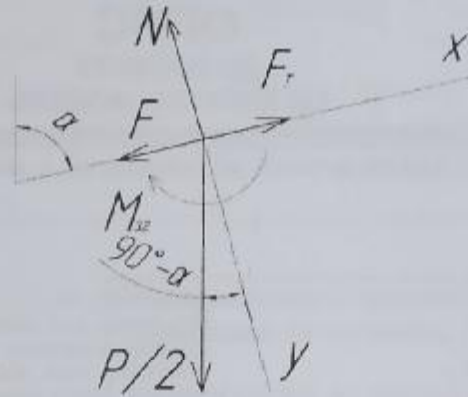
3

36873

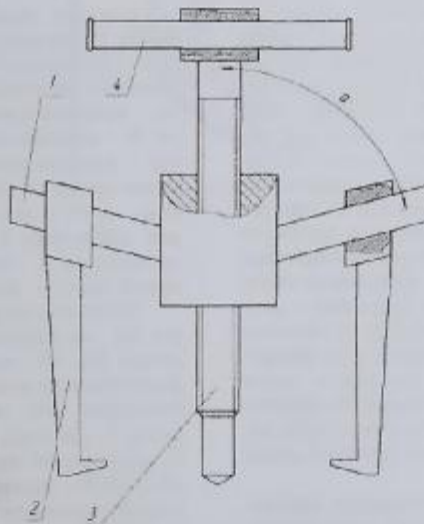
4

деталі, в процесі якого захоплювачі притискаються до бічної поверхні деталі і унеможливується їх розведення та зіскакування з деталі.

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



Фіг. 1



Фіг. 2



(11) 111533

(19) UA

(51) МПК (2016.01)
B25B 27/00
B23P 19/02 (2006.01)

(21) Номер заявки:	u 2016 05582	(72) Винахідники:	Чухрай Володимир Євгенович, UA, Рис Василь Іванович, UA
(22) Дата подання заявки:	23.05.2016	(73) Власник:	ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н, Львівська обл., 80381, UA
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель:	10.11.2016		
(46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня:	10.11.2016, Бюл. № 21		

(54) Назва корисної моделі:

ЗНІМАЧ З КЕРОВАНИМИ ЗАХОПЛЮВАЧАМИ

(57) Формула корисної моделі:

Знімач з керованими захоплювачами, що містить силовий циліндр з поршнем і штоком, траверсу з захоплювачами, який відрізняється тим, що додатково містить встановлену ззовні силового циліндра муфту з циліндричними пружинами, в яку вкручені штуцери з закріпленими в них ланками, з'єднаними через систему роликів з захоплювачами, розміщеними в пазах траверси, а також додатково важіль з пружиною і Фрикційною колодкою, притисненою до поверхні муфти.

UA 111533 U

Корисна модель належить до пристроїв для демонтажу деталей, напресованих на вал, і може бути використана під час виконання робіт з технічного сервісу та ремонту машин, в машинобудуванні і приладобудуванні.

Відомий знімач з керованими захоплювачами [А.С. ССР № 1192958, МПК В 25 В 27/02; 5 Опубл. 23.11.85, Бюл. № 43], що містить силовий циліндр з поршнем і штоком та траверсу з захоплювачами, встановлену коаксіально до штока втулки, встановлений на втулці перпендикулярно до її осі диск з канавками на одному із торців. На вільних кінцях захоплювачів закріплені штифти. На втулці одним кінцем закріплена спіральна пружина, інший кінець якої з'єднаний з диском. На втулці розміщений фіксатор положення диска, який має виїмки для 10 фіксації. Шток підпружинений до втулки пружиною.

Недоліком цього знімача є те, що значні габарити диска збільшують його вагу і обмежують доступ до деталей та затрудняють оглядовість зони виконання операцій демонтажу деталей з валів, погіршують зручність користування знімачем.

В основу корисної моделі поставлена задача спростити конструкцію, зменшити металоемність, розширити технологічні можливості знімача з керованими захоплювачами та зручність його використання.

Поставлена задача вирішується тим, що знімач з керованими захоплювачами, що містить силовий циліндр з поршнем і штоком, траверсу з захоплювачами, згідно з корисною моделлю, додатково містить встановлену ззовні силового циліндра муфту з циліндричними пружинами, в 20 яку вкручені штуцери з закріпленими в них лінвами, з'єднаними через систему роликів з захоплювачами, розміщеними в пазах траверси, а також додатково важіль з пружиною і фрикційною колодкою, притисненою до поверхні муфти.

Знімач з керованими захоплювачами додатково містить встановлену ззовні силового циліндра муфту, що з'єднана з захоплювачами за допомогою лінв з керованими, яка значно 25 менша за вагою та габаритними розмірами від диска з канавкою у вигляді спіралі Архімеда. Технологічні можливості розширені за рахунок зменшення габаритів через відсутність великогабаритного диска і за рахунок кращого огляду. Конструкція спрощена за рахунок відсутності складного у виготовленні диска з канавкою у вигляді спіралі Архімеда на просту у виготовленні муфту із значно меншою вагою і габаритами.

У знімачі з керованими захоплювачами зведення захоплювачів здійснюється через систему 30 лина під дією пружин, а розведення вручну оператором шляхом переміщення муфти.

Запропонована корисна модель пояснюється кресленнями.

На Фіг. 1 зображено загальний вигляд знімача з керованими захоплювачами, на Фіг. 2 зображено поперечний переріз по А-А.

Знімач з керованими захоплювачами складається з силового циліндра 1 зі штоком 2 і поршнем 3, траверси 4, зафіксованої на циліндрі 1 стопорним кільцем 5. В пазах траверси 4 розміщені захоплювачі 6. Зовні пази траверси 4 закриті вставками 7, що зафіксовані гвинтами 8. За допомогою гвинтів 9 та 10 на траверсі 4 і на ручці 12, закріпленій на протилежному торці гідроциліндра 1, встановлені з можливістю вільного обертання ролики 11, в канавках яких 40 базується лінва 13. Кінці лінв закріплені за допомогою штуцерів 14, вкручених в муфту 15 і зафіксованих гайками 16. За допомогою затискачів 17 протилежні кінці лінв закріплені на захоплювачах 6. За допомогою осі 18 на ручці 12 встановлений важіль 19 з фрикційною колодкою 20, яка під дією пружини (на кресленні не показано) притиснена до муфти 15 і фіксує її від осьового переміщення. В осьовому отворі штока 3 встановлена змінна вставка 22.

Запропонований знімач з керованими захоплювачами, функціонує таким чином. 45 Довжину керованих захоплювачів 6 підбирають з наявного комплексу так, щоб розмір L був більший або рівний віддалі від зовнішнього торця вала до тильної частини захоплюваної деталі. Змінну вставку 22 підбирають з наявного комплексу залежно від геометричних параметрів і особливостей конструкції торця вала.

Перед встановленням знімача на вузол, що розбирається, натискають на плече важеля 19 зі 50 сторони ручки 12 і звільняють муфту 15 від фіксування її фрикційною колодкою 20. Після цього переміщують муфту 15 в сторону траверси 4 і переміщують за допомогою лінв 13 захоплювачі 6 в пазах траверси 4 в сторону її зовнішніх торців.

Після цього знімач з керованими захоплювачами базують на торці вала за допомогою 55 змінної вставки 22. Натискають на плече важеля 19 зі сторони ручки 12, звільняють муфту 15 від фрикційної колодки 20 і переміщують її під дією пружин 21 в сторону ручки 12 і тягнуть за відповідні кінці лінв 13, які обкочуються по роликах 11 та переміщують через затискачі 17 захоплювачі 6 в пазах траверси 4 до контакту з поверхнею деталі (на кресленнях не показано), що знімається з вала. Далі натискають на клапан подачі робочої рідини в циліндр (на кресленнях не зображено) під її дією переміщують поршень 3 зі штоком 2, таким чином 60

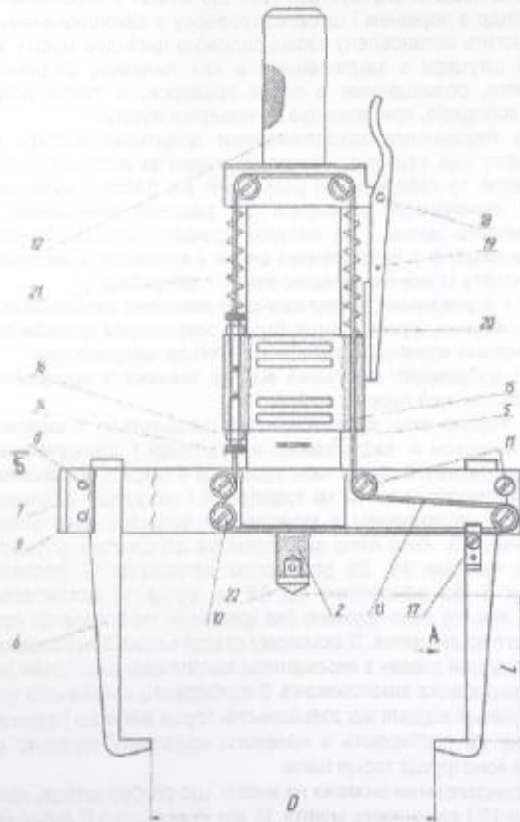
UA 111533 U

знімають захоплену деталь. Після зняття деталі натискають на важіль 19 зі сторони ручки 12, звільняють муфту 15 від дії фрикційної колодки 20 і переміщують її в сторону траверси 4 розсувають захоплювачі 6 до зовнішніх торців траверси 4 і звільнюють зняту деталь від захоплення.

- 5 Запропонована корисна модель може бути використана як ручний переносний інструмент з силовим приводом, зокрема для демонтажу з валів деталей, встановлених з натягом.

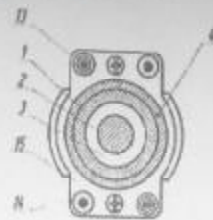
ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

- 10 Знімач з керованими захоплювачами, що містить силовий циліндр з поршнем і штоком, траверсу з захоплювачами, який відрізняється тим, що додатково містить встановлену ззовні силовий циліндра муфту з циліндричними пружинами, а яку вкручені штуцери з закріпленими в них ліназами, з'єднаними через систему роликів з захоплювачами, розміщеними в пазах траверси, а також додатково важіль з пружиною і фрикційною колодкою, притисненою до поверхні муфти.
- 15



Фіг. 1

UA 111533 U



Фіг. 2

Комп'ютерна верстка І. Схворцова

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Василя Липецького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601





УКРАЇНА

 (19) UA (11) 46250 (13) U
 (51) МПК (2009)
 B23P 9/00

 МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
 І НАУКИ УКРАЇНИ

 ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ

**ОПИС
 ДО ПАТЕНТУ
 НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**

 видається під
 відповідальність
 власника
 патенту

(54) СПОСІБ ВІДНОВЛЕННЯ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

1

(21) u200907166

(22) 09.07.2009

(24) 10.12.2009

(46) 10.12.2009, Бюл. № 23, 2009 р.

 (72) ДЗЮРА ВОЛОДИМИР ОЛЕКСІЙОВИЧ, ЧУХ-
 РАЙ ВОЛОДИМИР ЄВГЕНОВИЧ, РИС ВАСИЛЬ
 ІВАНОВИЧ, ДІНЯ ВОЛОДИМИР ІВАНОВИЧ, ГЕВ-
 КО ІВАН БОГДАНОВИЧ

 (73) ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧ-
 НИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮКА

2

(57) Спосіб відновлення підшипників кочення, що включає обтиск деталей пластичним деформуванням в спеціальному пристрої з подальшим зовнішнім шліфуванням по торцях, який відрізняється тим, що обтиск деталей здійснюють з підігрівом при температурі 450-650 °С протягом 5-7 с, піддають подальшому гартуванню; відлускають, шліфують і полірують транспортні доріжки та замінюють тіла кочення на більші за розмірами.

Корисна модель відноситься до галузі машинобудування і може мати практичне використання у всіх галузях народного господарства при виготовленні і відновленні підшипників кочення.

Відомий спосіб відновлення циліндричних деталей, що включає обжим деталей пластичним деформуванням в спеціальному пристрої з подальшим зовнішнім шліфуванням по торцях [Воробьев А.Н. Технология машиностроения. М.: Высшая школа, 1984, рис. 13.36].

Основний недолік способу - обмежені технологічні можливості і мала експлуатаційна надійність і довговічність.

Метою даної корисної моделі є розширення технологічних можливостей і підвищення експлуатаційної надійності і довговічності підшипників кочення шляхом виконання способу, що включає обжим деталей пластичним деформуванням в спеціальному пристрої з подальшим зовнішнім шліфуванням по торцях, причому обжим деталей здійснюють з підігрівом при температурі 450-650 °С протягом 5-7с, піддають подальшому гартуванню, відлускають, шліфують і полірують транспортні доріжки та замінюють тіла кочення на більші за розмірами.

На Фіг.1 зображено спосіб обтискування зовнішніх і внутрішніх кілець на ремонтні розміри і Фіг.2 - шліфування транспортної доріжки у зовнішнього кільця підшипника.

Спосіб відновлення підшипників кочення реалізується наступним чином.

Зовнішнє кільце 1 підшипника для збільшення зовнішнього і зменшення внутрішнього діаметрів встановлюють внутрішнім діаметром на установ-

чий палець 2 матриці 3, яка запресована в нижню плиту 4 штампа. По зовнішньому діаметру зовнішнє кільце 1 встановлено в обмежувач корпусу 5, який обмежує збільшення цього діаметра і відхилення його поверхні від циліндричної.

Зверху над матрицею 3 і установчим пальцем 2 в пресі встановлено пуансон 6, вісь якого є співвісною з матрицею і пальцем. Центрування пуансона 6 по кільцю підшипника 1 здійснюється центрувальним пальцем 7, а кріплення до повзуна преса циліндричним хвостовиком 8 (прес на кресленні не показано).

Шліфування і полірування транспортної доріжки 9 здійснюється їх жорстким встановленням в кріпильний пристрій (на кресленні не показаний), який зображений базуючими елементами 10 і шліфувальними і полірувальними кругами 11 при їх обертанні.

Технологічний процес виконання способу відновлення підшипників кочення здійснюється в такій послідовності.

Підшипник розбирають і зношені зовнішні і внутрішні кільця 1 проходять наступні однакові операції, тому опис операцій здійснено в загальному вигляді.

При підготовці технологічного процесу торцевого обтискування кільця підбирають матрицю 3 з установчим пальцем 2 відповідного діаметра, аналогічно підбирають пуансон 6 з центрувальним пальцем 7. Після чого кільце 1 нагрівають поза зоною пристрою і встановлюють на установчий палець 2 і в обмежувач корпусу 5. Після цих підготовчих операцій приступають до виконання самого технологічного процесу.

(13) U

(11) 46250

(19) UA

3

46250

4

Спочатку виконують торцеве обтискування зовнішніх і внутрішніх кілець підшипників здійснюється наступним чином:

Зовнішнє кільце нагрівають до температури 850-900 °С поза зоною пристрою відомим способом, встановлюють на установчий елемент 2 матриці 3 і в обмежуючий корпус 5, після чого пуансон 6 опускають вниз. При цьому кільце 1 деформується, збільшуючись по зовнішньому діаметру і зменшується по внутрішньому до необхідних розмірів. В разі потреби кільця 1 можна нагрівати струмами високої частоти відомим способом в самому пристрої.

Аналогічним способом обтисковуються і внутрішні кільця підшипників, в яких зовнішні діаметри збільшуються, а внутрішні зменшуються аналогічно до зовнішнього кільця. Після цього пуансон 6 піднімається вгору і деформоване кільце 1 виймають з зони формоутворення.

Здійснюють гартування, яке здійснюється нагрівом кільця 1 до температури 720-850°С і відпуску при температурі 250-300°С. Наступні дії способу відновлення підшипників кочення: шліфують зовнішні і внутрішні кільця по зовнішньому і внутрішньому діаметрах на шліфувальних верстатах, а по торцях кільця шліфують парами – внутрішнє кільце встановлюють у внутрішнє і шліфують на плоскошліфувальному верстаті; шліфують транспортні

доріжки профільними, в яких радіус закруглення по зовнішньому діаметрі є рівним половині діаметра радіусної канавки транспортної доріжки; полірують транспортну доріжку на полірувальному верстаті вайлочним кругом; контролюють розміри кілець на спеціальному контрольному пристрої відомим способом.

Аналогічним чином здійснюється спосіб відновлення внутрішнього кільця, тільки різниця в тому, що транспортні доріжки у різних кілець різні у зовнішніх кілець – шліфують внутрішні, а у внутрішніх – зовнішні.

Шліфують транспортні доріжки за розмірами тіл кочення більших розмірів.

Після виконання вище перерахованих операцій здійснюють складання ремонтних підшипників відомим способом з використанням сепараторів (на кресленні не показано) і збільшених тіл кочення.

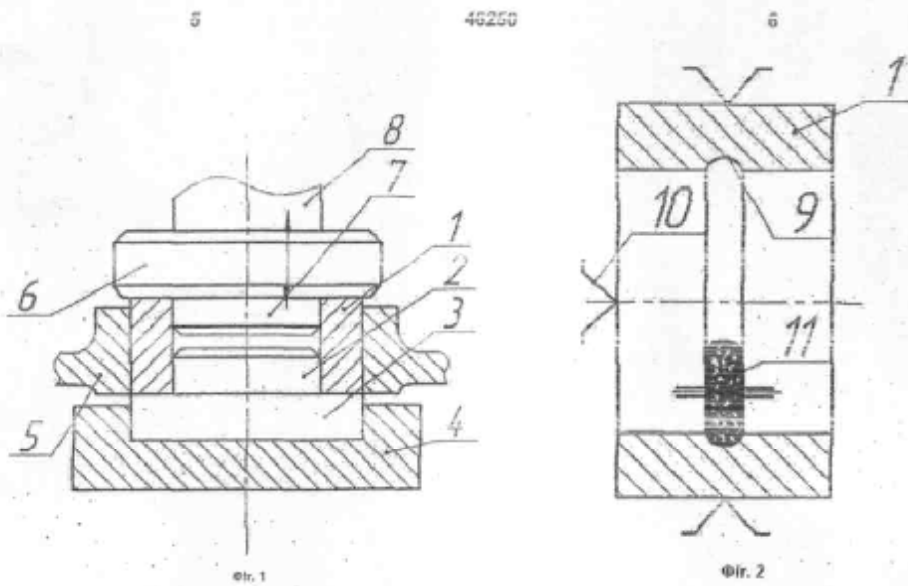
При цьому для забезпечення ремонтпридатності кілець необхідно ще на стадії проектування кілець підшипників закладувати відповідний додатковий запас об'єму металу для подальшого ремонту на основі перерозподілу цього об'єму під час ремонту.

Приклад конкретного виконання способу відновлення підшипників кочення приведені в таблиці.

Таблиця

№	Параметри зовнішнього кільця підшипника	Температура нагріву при обтискуванні	Обладнання
1	Обтискування		Прес ТГ-2432А
2	Гартування і відпуск	720-850°С 250-300°С	Установка нагріву струмами високої частоти
3	Шліфування		Прес ТГ-2432А
4	Шліфування транспортних доріжок внутрішніх		Шліфувальний верстат
5	Полірування транспортних доріжок внутрішніх		
6	Контрольна операція розмірів		Контрольний пристрій
7	Складальна операція		Спеціальний стенд
8	Змащення і консервація		Спеціальний стенд

До переваг способу відноситься підвищення терміну використання підшипників кочення і розширення технологічних можливостей.



Комп'ютерна верстка В. Мацело

Підписне

Тираж 28 прим.

Міністерство освіти і науки України

Державний департамент інтелектуальної власності, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601

Результати математичного опрацювання даних по зусиллі демонтажу підшипників з вала

Таблиця Н.1

Визначення статистичних характеристик та обґрунтування закону розподілу демонтажу підшипника №6205 з вала

№	Униз	Уверх	У _i	М(i)	Р _i	У _i *Р _i	(У _i -У _c) ² *Р _i	f(y)	Теоретична частість
1	1,715	1,776	1,746	1	0,020	0,036	0,001	0,138	0,008
2	1,776	1,837	1,807	3	0,061	0,111	0,002	0,713	0,043
3	1,837	1,898	1,868	5	0,102	0,191	0,001	2,208	0,135
4	1,898	1,959	1,929	10	0,204	0,394	0,000	4,103	0,250
5	1,959	2,020	1,990	15	0,306	0,609	0,000	4,577	0,279
6	2,020	2,081	2,051	11	0,224	0,460	0,001	3,065	0,187
7	2,081	2,142	2,112	4	0,082	0,172	0,002	1,232	0,075
				49	1	1,972	0,007		0,978

Закон розподілу - *Нормальний*

Математичне сподівання	<i>M</i>	1,972	Число ступенів вільності	<i>r</i>	4
Дисперсія	<i>D</i>	0,007	Рівень значимості	<i>a</i>	0,100
Серед.-квадр. відхилення	<i>S</i>	0,085	Хі-квадрат розрахункове	<i>X</i> ²	2,517
Коефіцієнт варіації	<i>n</i>	0,332	Хі-квадрат табличне	<i>(X*)</i> ²	7,779
Параметр мірила	<i>a</i>	0,286	Коефіцієнт	<i>Kb</i>	0,897
Параметр форми	<i>b</i>	3,346	Коефіцієнт	<i>Cb</i>	0,298
			Коефіцієнт	<i>b/a</i>	11,683

**Визначення статистичних характеристик та обґрунтування закону розподілу
демонтажу підшипника №6306 з вала**

№	Униз	Уверх	Уі	М(і)	Рі	Уі*Рі	(Уі-Ус)^2*Рі	f(y)	Теоретична частість
1	1,944	2,013	1,979	1	0,020	0,040	0,002	0,139	0,019
2	2,013	2,083	2,048	2	0,041	0,084	0,002	0,563	0,044
3	2,083	2,152	2,118	5	0,102	0,216	0,002	1,542	0,084
4	2,152	2,222	2,187	7	0,143	0,312	0,001	2,860	0,159
5	2,222	2,291	2,256	11	0,224	0,507	0,000	3,588	0,247
6	2,291	2,361	2,326	14	0,286	0,665	0,001	3,045	0,252
7	2,361	2,430	2,395	9	0,184	0,440	0,003	1,749	0,148
				49	1	2,264	0,011		0,954

Закон розподілу - *Лапласа-Шарльє*

Математичне сподівання	M	2,264	Число ступенів вільності	r	2
Дисперсія	D	0,011	Рівень значимості	a	0,100
Серед.-квадр. відхилення	S	0,104	Хі-квадрат розрахункове	X²	1,011
Коефіцієнт варіації	n	0,326	Хі-квадрат табличне	(X*)²	4,605
Параметр мірила	a	0,356	Коефіцієнт	Kb	0,898
Параметр форми	b	3,410	Коефіцієнт	Cb	0,293
			Коефіцієнт	b/a	9,590

**Визначення статистичних характеристик та обґрунтування закону розподілу
Демонтажу підшипника №6207 з вала**

№	Униз	Уверх	У _i	М(i)	Р _i	У _i *Р _i	(У _i -У _c) ² *Р _i	f(y)	Теоретична частість
1	2,172	2,250	2,211	2	0,041	0,090	0,002	0,415	0,032
2	2,250	2,327	2,289	6	0,122	0,280	0,003	1,382	0,107
3	2,327	2,405	2,366	10	0,204	0,483	0,001	2,834	0,220
4	2,405	2,483	2,444	13	0,265	0,648	0,000	3,576	0,278
5	2,483	2,561	2,522	11	0,224	0,566	0,001	2,778	0,216
6	2,561	2,638	2,599	5	0,102	0,265	0,003	1,329	0,103
7	2,638	2,716	2,677	2	0,041	0,109	0,002	0,391	0,030
				49	1	2,442	0,012		0,987

Закон розподілу - *Нормальний*

Математичне сподівання	M	2,442	Число ступенів вільності	r	4
Дисперсія	D	0,012	Рівень значимості	a	0,100
Серед.-квадр. відхилення	S	0,112	Хі-квадрат розрахункове	X²	0,493
Коефіцієнт варіації	n	0,413	Хі-квадрат табличне	(X*)²	7,779
Параметр мірила	a	0,305	Коефіцієнт	Kb	0,888
Параметр форми	b	2,624	Коефіцієнт	Cb	0,366
			Коефіцієнт	b/a	8,617

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

Таблиця П.1

**Визначення статистичних характеристик та обґрунтування закону розподілу
необхідного зусилля для створення заданого натягу P_{zn} , кН**

№	Униз	Уверх	Уі	М(і)	Рі	Уі*Рі	(Уі-Ус)^2*Рі	f(y)	Теоретична частість
1	13,6	14,8	14	4	0,105	1,492	0,934	0,052	0,065
2	14,8	16,0	15	6	0,158	2,433	0,483	0,138	0,170
3	16,0	17,3	17	10	0,263	4,378	0,071	0,220	0,271
4	17,3	18,5	18	9	0,237	4,232	0,120	0,212	0,261
5	18,5	19,7	19	6	0,158	3,015	0,596	0,123	0,151
6	19,7	20,9	20	3	0,079	1,605	0,795	0,043	0,053
				38	1	17,155	3,000		0,971

Закон розподілу - *Нормальний*

Математичне сподівання	<i>M</i>	17,155	Число ступенів вільності	<i>r</i>	3
Дисперсія	<i>D</i>	3,000	Рівень значимості	<i>a</i>	0,100
Серед.-квадр. відхилення	<i>s</i>	1,732	Хі-квадрат розрахункове	<i>X²</i>	1,599
Коефіцієнт варіації	<i>n</i>	0,482	Хі-квадрат табличне	<i>(X*)²</i>	6,251
Параметр мірила	<i>a</i>	4,059	Коефіцієнт	<i>Kb</i>	0,886
Параметр форми	<i>b</i>	2,188	Коефіцієнт	<i>Cb</i>	0,427
			Коефіцієнт	<i>b/a</i>	0,539

**Визначення статистичних характеристик та обґрунтування закону розподілу
зусилля руйнування кільця підшипника P_{pk} , кН**

№	Униз	Уверх	Уі	М(і)	Рі	Уі*Рі	(Уі-Ус) ² *Рі	f(y)	Теоретична частість
1	25,4	27,4	26	3	0,083	2,197	3,208	0,025	0,050
2	27,4	29,4	28	5	0,139	3,940	2,441	0,056	0,113
3	29,4	31,4	30	6	0,167	5,064	0,792	0,092	0,186
4	31,4	33,4	32	7	0,194	6,299	0,005	0,111	0,223
5	33,4	35,4	34	6	0,167	5,735	0,567	0,097	0,196
6	35,4	37,4	36	5	0,139	5,058	2,066	0,062	0,126
7	37,4	39,4	38	4	0,111	4,270	3,827	0,029	0,059
				36	1	32,563	12,905		0,953

Закон розподілу - *Нормальний*

Математичне сподівання	Ус	32,563	Число ступенів вільності	r	4
Дисперсія	D	12,905	Рівень значимості	a	0,100
Серед.-квадр. відхилення	s	3,592	Хі-квадрат розрахункове	X²	3,075
Коефіцієнт варіації	n	0,498	Хі-квадрат табличне	(X*)²	7,779
Параметр мірила	a	8,140	Коефіцієнт	Kb	0,886
Параметр форми	b	2,103	Коефіцієнт	Cb	0,441
			Коефіцієнт	b/a	0,258

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

Таблиця Р.1

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

№	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	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	У_c	23,210	Число ступенів вільності	r	2
Дисперсія	D	27,414	Рівень значимості	a	0,100
Серед.-квадр. відхилення	S	5,236	Хі-квадрат розрахункове	Х²	1,230
Коефіцієнт варіації	n	0,843	Хі-квадрат табличное	(Х*)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	У _і	М(і)	Р _і	У _і *Р _і	(У _і -У _с) ² *Р _і	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	У_с	28,170	Число ступенів вільності	r	2
Дисперсія	D	37,714	Рівень значимості	a	0,100
Серед.-квадр. відхилення	S	6,141	Хі-квадрат розрахункове	Х²	0,257
Коефіцієнт варіації	n	0,604	Хі-квадрат табличное	(Х*)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 _і	М(і)	Р _і	У _і *Р _і	(У _і -У _с) ² *Р _і	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	a	0,100
Серед.-квадр. відхилення	S	3,680	Хі-квадрат розрахункове	X²	1,144
Коефіцієнт варіації	n	0,759	Хі-квадрат табличное	(X*)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 _с) 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_с	22,100	Число ступенів вільності	r	2
Дисперсія	D	1,920	Рівень значимості	a	0,100
Серед.-квадр. відхилення	S	1,386	Хі-квадрат розрахункове	Х²	0,518
Коефіцієнт варіації	n	0,660	Хі-квадрат табличное	(Х*)²	4,605
Параметр мірила	a	2,334	Коефіцієнт	Kb	0,900
Параметр форми	b	1,537	Коефіцієнт	Cb	0,594
			Коефіцієнт	b/a	0,659

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

№	Униз	Уверх	Уі	М(і)	Рі	Уі*Рі	(Уі-Ус)^2*Рі	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	Ус	21,150	Число ступенів вільності	r	2
Дисперсія	D	11,840	Рівень значимості	a	0,100
Серед.-квадр. відхилення	S	3,441	Хі-квадрат розрахункове	X²	1,143
Коефіцієнт варіації	n	0,829	Хі-квадрат табличное	(X*)²	4,605
Параметр мірила	a	4,424	Коефіцієнт	Kb	0,938
Параметр форми	b	1,223	Коефіцієнт	Cb	0,778
			Коефіцієнт	b/a	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 _с) 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_с	24,287	Число ступенів вільності	r	2
Дисперсія	D	25,039	Рівень значимості	a	0,100
Серед.-квадр. відхилення	S	5,004	Хі-квадрат розрахункове	X²	0,257
Коефіцієнт варіації	n	0,604	Хі-квадрат табличное	(X*)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	Уі	М(і)	Рі	Уі*Рі	(Уі-Ус)^2*Рі	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	Ус	21,550	Число ступенів вільності	r	2
Дисперсія	D	9,013	Рівень значимості	a	0,100
Серед.-квадр. відхилення	S	3,002	Хі-квадрат розрахункове	Х²	0,518
Коефіцієнт варіації	n	0,660	Хі-квадрат табличное	(Х*)²	4,605
Параметр мірила	a	5,057	Коефіцієнт	Кb	0,900
Параметр форми	b	1,537	Коефіцієнт	Сb	0,594
			Коефіцієнт	b/a	0,304

Таблиця Р.8

**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 _с) 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	<i>У_с</i>	23,273	Число ступенів вільності	<i>r</i>	2
Дисперсія	<i>D</i>	10,140	Рівень значимості	<i>a</i>	0,100
Серед.-квадр. відхилення	<i>S</i>	3,184	Хі-квадрат розрахункове	<i>Х²</i>	0,257
Коефіцієнт варіації	<i>n</i>	0,604	Хі-квадрат табличнее	<i>(Х*)²</i>	4,605
Параметр мірила	<i>a</i>	5,909	Коефіцієнт	<i>Кb</i>	0,893
Параметр форми	<i>b</i>	1,690	Коефіцієнт	<i>Сb</i>	0,539
			Коефіцієнт	<i>b/a</i>	0,286

Таблиця Р.9

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

№	Униз	Уверх	У _і	М(і)	Р _і	У _і *Р _і	(У _і -У _с) ² *Р _і	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	У_с	15,280	Число ступенів вільності	r	3
Дисперсія	D	0,779	Рівень значимості	a	0,100
Серед.-квадр. відхилення	S	0,883	Хі-квадрат розрахункове	Х²	0,764
Коефіцієнт варіації	n	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 _і	М(і)	Р _і	У _і *Р _і	(У _і -У _с) ² *Р _і	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_с	18,510	Число ступенів вільності	r	3
Дисперсія	D	0,462	Рівень значимості	a	0,100
Серед.-квадр. відхилення	S	0,680	Хі-квадрат розрахункове	Х²	0,722
Коефіцієнт варіації	n	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

Материал(-ы)

Имя	Сталь 30хгт	
Общие	Массовая плотность	7,8 г/см ³
	Предел текучести	1270 МПа
	Окончательный предел прочности растяжения	1470 МПа
Напряжение	Модуль Юнга	212 ГПа
	Коэффициент Пуассона	0,3 бр
	Модуль упругости при сдвиге	81,5385 ГПа
Наименование деталей	Деталь1 .ipt Деталь3 .ipt Деталь3 .ipt Деталь4 .ipt	

Рабочие условия

Сила:1											
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Тип нагрузки</th> <th>Сила</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Величина</td> <td>31450,000 Н</td> </tr> <tr> <td>Вектор X</td> <td>0,000 Н</td> </tr> <tr> <td>Вектор Y</td> <td>0,000 Н</td> </tr> <tr> <td>Вектор Z</td> <td>31450,000 Н</td> </tr> </tbody> </table>	Тип нагрузки	Сила	Величина	31450,000 Н	Вектор X	0,000 Н	Вектор Y	0,000 Н	Вектор Z	31450,000 Н	<p>Выбранные грани</p> 
Тип нагрузки	Сила										
Величина	31450,000 Н										
Вектор X	0,000 Н										
Вектор Y	0,000 Н										
Вектор Z	31450,000 Н										
Сила:2											
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Тип нагрузки</th> <th>Сила</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Величина</td> <td>31450,000 Н</td> </tr> <tr> <td>Вектор X</td> <td>0,000 Н</td> </tr> <tr> <td>Вектор Y</td> <td>0,000 Н</td> </tr> <tr> <td>Вектор Z</td> <td>31450,000 Н</td> </tr> </tbody> </table>	Тип нагрузки	Сила	Величина	31450,000 Н	Вектор X	0,000 Н	Вектор Y	0,000 Н	Вектор Z	31450,000 Н	<p>Выбранные грани</p> 
Тип нагрузки	Сила										
Величина	31450,000 Н										
Вектор X	0,000 Н										
Вектор Y	0,000 Н										
Вектор Z	31450,000 Н										

Результаты
Параметрическая настройка:1
 Сила и момент реакции в опорах

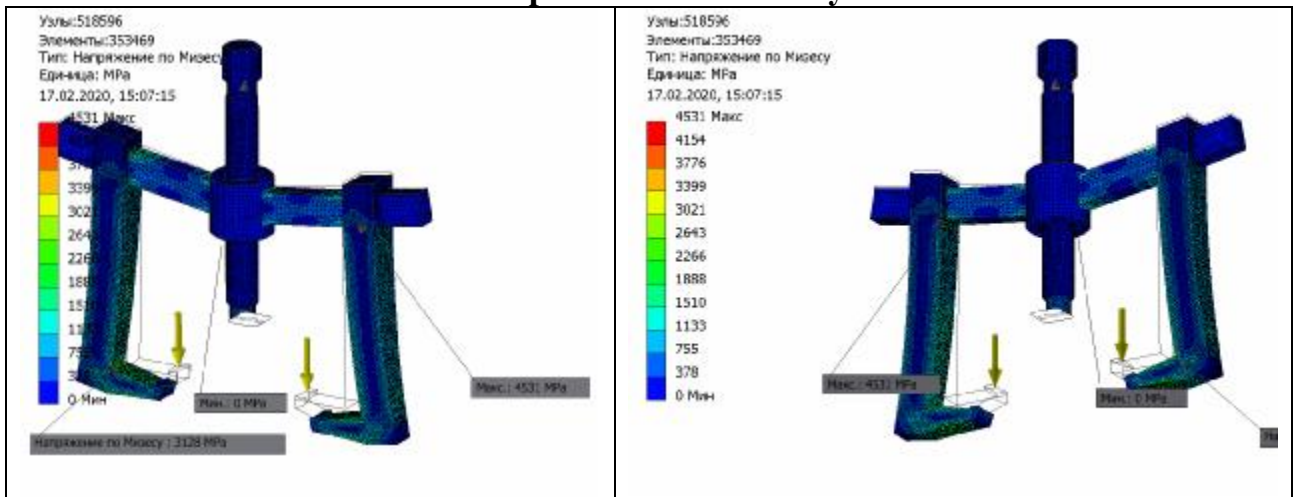
Имя опоры	Сила реакции		Реактивный момент	
	Величина	Компонент (X,Y,Z)	Величина	Компонент (X,Y,Z)
Защемление:1	62900 Н	0 Н	0 Н м	0 Н м
		0 Н		0 Н м
		-62900 Н		0 Н м

Результат

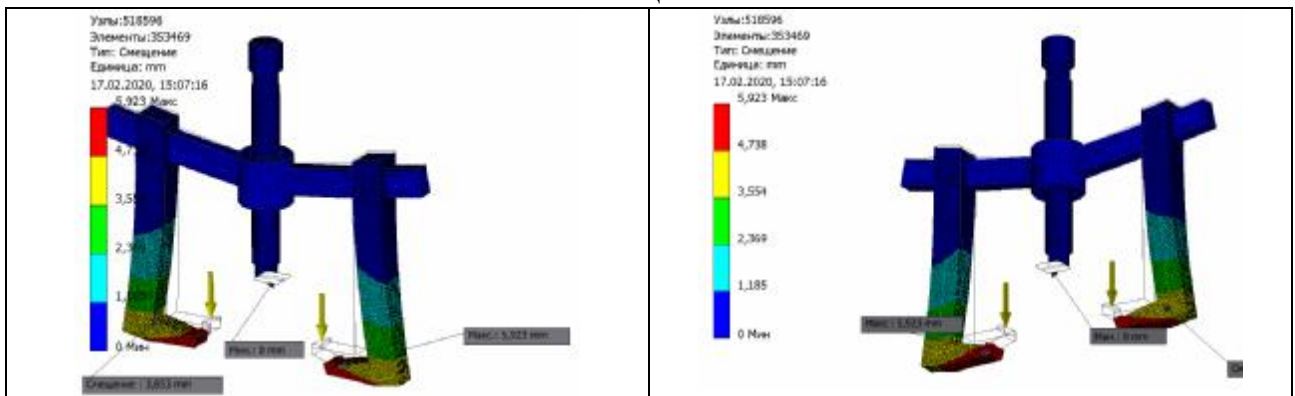
Имя	Минимальная	Максимальная
Объем	210435 мм ³	
Масса	1,64139 кг	
Напряжение по Мизесу	0,000131864 МПа	4531,38 МПа
Смещение	0 мм	5,92271 мм
Коэфф. запаса прочности	0,280268 бр	15 бр
Контактное давление	0 МПа	8312,38 МПа

Рисунки

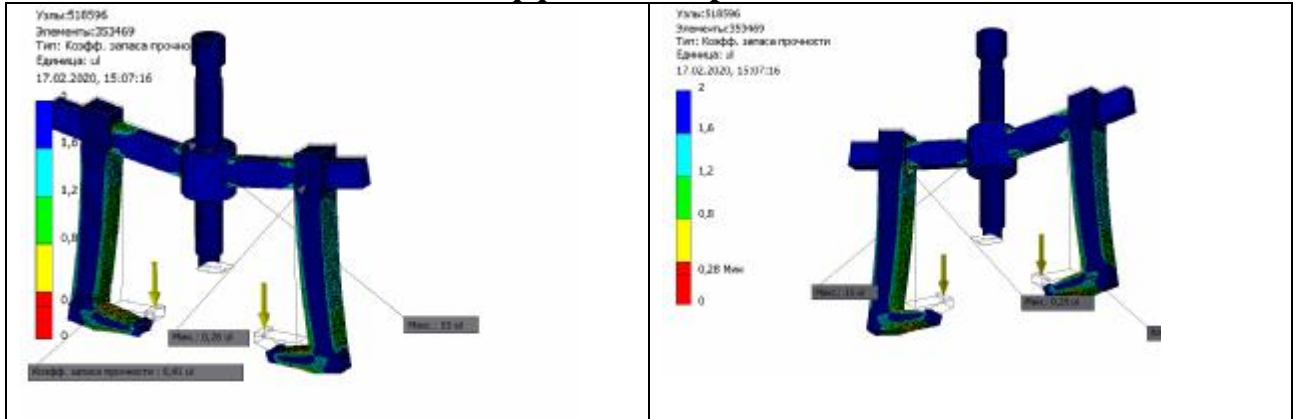
Напряжение по Мизесу



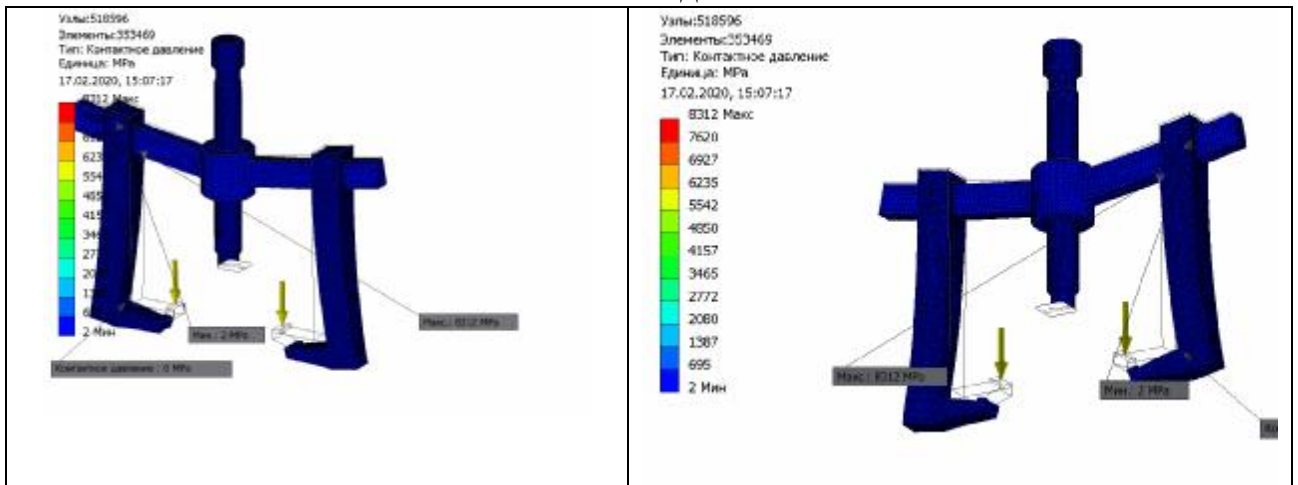
Смещение



Коэфф. запаса прочности



Контактное давление

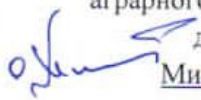


Акти впровадження

«ПОГОДЖЕНО»

Начальник навчально-методичного
відділу з забезпечення якості вищої
освіти Львівського національного
аграрного університету,

доцент

Микула О.Я


«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Проректор з наукової роботи
Львівського національного
аграрного університету,

професор

Яків І.Б.

АКТ

про впровадження НДР у навчальний процес

Ми, що підписалися нижче, к.т.н., доцент, в.о. професора Чухрай В.Є., к.т.н., доценти Левчук О.В. та Шарибура А.О кафедри експлуатації та технічного сервісу машин імені професора Семковича О.Д. Львівського національного аграрного університету, з однієї сторони, а також виконавець НДР, здобувач кафедри експлуатації та технічного сервісу машин імені професора Семковича О.Д., Рис В.І., з другої сторони, склали цей акт про впровадження результатів закінченої науково-дослідної роботи «Розробка та обґрунтування параметрів пристроїв для заміни підшипників» у навчальний процес Львівського національного аграрного університету для підготовки студентів першого (бакалаврського) та другого (магістерського) рівнів спеціальностей 208 «Агроінженерія» та 274 «Автомобільний транспорт» у якості лабораторних і практичних робіт. Основні теоретичні положення дисертаційної роботи стали складовою для науково-методичного розроблення програм дисциплін «Ремонт та надійність машин», «Ремонт автомобілів» та «Технологічного обладнання автотранспортних підприємств» впроваджено:

- результати теоретичних та експериментальних досліджень допустимої величини натягу між валом і внутрішнім кільцем підшипника;
- варіанти технологій поновлення і збільшення ресурсу кулькових підшипникових вузлів;
- методику обґрунтування оптимальних параметрів деталей знімачів та програмне забезпечення щодо їх визначення;
- методику узгодження геометричних параметрів знімачів з геометричними параметрами підшипникового вузла

Чухрай В.Є.

Левчук О.В.

Шарибура А.О.

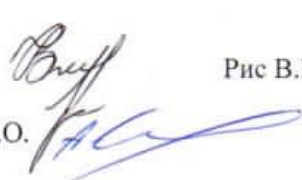


Рис В.І.



“Затверджую”

Ректор ЛНАУ

академік НААН України


Снітинський В. В.

“ ”

2021р.



“Затверджую”

Директор ПМП «Вітас»


Кузьма М.М.“ 13 ” серпня 2021р.

Акт

про передачу результатів
досліджень знімачів підшипників

Ми, що нижче підписалися, склали даний акт про те, що приватному малому підприємству «Вітас» передано результати науково-дослідної роботи, отримані на основі виконаних досліджень згідно плану дисертаційної роботи здобувача Риса Василя Івановича у формі дослідно-конструкторської розробки знімачів підшипників. За передані матеріали розробки у випадку їх практичного застосування/використання ПМП «Вітас», Рис В.І. не має і не буде мати будь-яких претензій на фінансову чи будь-яку іншу компенсацію.

Представники ЛНАУ:

к.т.н., доцент, в.о. професора

кафедри ЕтаТСМ


В. Чухрай

Старший викладач кафедри ЕТСМ


В. Рис

Представник ПМП «Вітас»

Директор


Кузьма М.М.



АКТ
про впровадження НДР у виробництво

Ми, що підписалися нижче, директор ТОВ «ТБК «ЗАХІД»», Грицько Сергій Ярославович, з однієї сторони, а також керівник НДР Чухрай В.С., к.т.н., доцент кафедри експлуатації та технічного сервісу машин ім. О.Д. Семковича, Львівського національного аграрного університету та виконавець НДР старший викладач цієї ж кафедри Рис В.І. з другої сторони, склали цей акт про впровадження результатів закінченої науково-дослідної роботи «Розробка та обґрунтування параметрів пристроїв для заміни підшипників».

У результаті НДР **виконано:**

- 1) Дослідження допустимого натягу кілець підшипника з метою зменшення радіального зазору і збільшення ресурсу;
- 2) запропоновано конструкції знімачів підшипників, які дають змогу підвищити ефективність процесу демонтажу та створюють більш зручні і безпечні умови праці;

У практику ТОВ «ТБК «ЗАХІД»»

впроваджено:

- 1) Методику розрахунку величини натягу з метою зменшення радіального зазору в кулькових підшипниках та збільшення їх ресурсу.
- 2) Матеріали для виготовлення і використання знімачів підшипників для розбирання підшипникових вузлів з різними конструктивними особливостями

Прийнято до **впровадження:**

Технологічна схема поновлення і збільшення ресурсу підшипникових вузлів.

Грицько С.Я.



Чухрай В.С.

Рис В.І.