

16. РЕМОНТ АГРЕГАТИВ ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ

16.1 Переваги гідроприводу в порівнянні з іншими видами приводів

16.2 Ремонт шестеренних насосів

16.2.1 Аналіз причин втрати працездатності шестеренних насосів

16.2.2 Аналіз ступеню впливу зазорів в певних спряженнях шестеренного насоса на його працездатність

16.2.3 Аналіз існуючих способів ремонту шестеренних насосів

16.2.4 Відновлення корпусів шестеренних насосів

16.2.5 Відновлення шестерень шестеренних насосів

16.2.6 Відновлення втулок шестеренних насосів

16.2.7 Відновлення кришок шестеренних насосів

16.2.8 Складання, обкатування та випробування насосів

16.3 Ремонт гідравлічних розподільників

16.4 Ремонт розподільників гідропідсилювачів рульового керування

16.5 Ремонт гідроциліндрів

16.1 Переваги гідроприводу в порівнянні з іншими видами приводів

Об'ємний гідропривід, знайшов широке розповсюдження в найрізноманітніших областях техніки. Зараз гідроприводи успішно використовують на транспортних, гірських, будівель-

льних, дорожніх, колійних, меліоративних і сільськогосподарських машинах, на судах, літальних і підводних апаратах, на верстатах, на підйомно-транспортному устаткуванні, на автоматичних лініях, на машинобудівних, металургійних, хімічних та інших виробництвах. Гідропривід переважно застосовують на виробництвах з підвищеним рівнем запиленості і температури. Це пояснюється цілою низкою істотних переваг гідроприводу в порівнянні з іншими типами приводів такими, як механічний, пневматичний і електропривід.

До вище зазначених переваг використання гідроприводу слід віднести наступні переваги. Меншу масу і габарити гідроприводу в порівнянні з масою і габаритами механічного і електричного приводів. Найширші конструкторські можливості: насос можна встановлювати безпосередньо на приводному двигуні, а гідромотори – безпосередньо на робочому органі машини, що значно спрощує і робить більш здійсненою різноманітну компоновку машин з гідроприводом. Надзвичайно низька інерційність забезпечує високі динамічні показники розгону гідравлічних моторів і високі динамічні властивості гідросистеми в цілому. Безступінчате регулювання швидкості робочих переміщень дозволяє підвищити коефіцієнт використання приводного двигуна, спростити автоматизацію приводу, поліпшити умови роботи машиніста. Можливість легкого здійснення розподілення потужності. Можливість здійснення простим засобом великих передавальних співвідношень між ведучою і веденою ланками, так при обертовому русі ведучої ланки, зазначене співвідношення може досягати 2000 і більше. Гідропривід дозволяє простими засобами здійснити будь-які комбінації робочих переміщень елементів машин, забезпечити можливість перетворення без додаткових пристроїв обертового руху ведучої ланки в поступальне переміщення веденої ланки використовуючи, як ведену ланку гідроциліндр. Гідропривід забезпечує надійне обертання від перевантажень приводного двигуна, металоконструкцій і робочих органів. Можливість здійснення автоматизації і дистанційного керування машинами

дозволяє застосувати спеціальне гідравлічне обладнання з обмежувачами і запобіжними пристроями. Можливість здійснення безступінчатої передачі обертаючого моменту і ряд інших якостей гідроприводу забезпечує йому найширше розповсюдження.

Використання гідроприводу дозволяє підвищити ККД і продуктивність всієї машини в цілому. Крім того, гідропривід володіє унікальними можливостями для автоматизації виробничих процесів. Використання гідроприводу на сучасних машинах стає свого роду візитною карткою її досконалості, високого технічного рівня.

Проте в процесі експлуатації агрегати гідросистем виходять з ладу. Зноси деталей і старіння гумових ущільнень, поява недопустимих зазорів в спряженнях агрегатів і вузлів гідросистем приводять до зовнішніх і внутрішніх втрат робочої рідини, внаслідок чого знижується коефіцієнт подачі гідромашини.

Через складність і високу точність виготовлення деталей, вузлів і агрегатів гідравлічних систем, а також з урахуванням підвищених вимог до герметичності, їх необхідно ремонтувати на спеціалізованих ремонтних підприємствах, ретельно дотримуючи технологічної послідовності та технічних умов на їх відновлення і ремонт.

Несправності гідросистем та їх агрегатів у першу чергу необхідно виявити безрозбірною перевіркою – діагностикою на стендах. Розбирати гідроагрегати без необхідності не рекомендується, тому що необґрунтоване розбирання порушує герметичність з'єднань, їх взаємне розташування й прироблення спряжень, зменшує довговічність гідроагрегатів і збільшує витрати на ремонт.

Основні несправності агрегатів гідросистем – падіння об'ємного ККД нижче встановленої технічними умовами норми, порушення регулювань, погіршення керованості. Причиною появи зазначених несправностей є порушення вихідних посадок у спряженнях у результаті зношування деталей. Провідним зношуванням деталей гідроагрегатів є абразивне зношування

робочих поверхонь деталей.

Найширше розповсюдження знайшли в багатьох галузях техніки гідроприводи з шестеренними насосами. Шестеренні насоси відрізняються високою надійністю, найвищими питомими показниками по подачі і потужності, малою чутливістю до забруднень, надзвичайною простотою конструкції (в шестеренному насосі всього дві рухомі деталі), найнижчою собівартістю виробництва. Але під час експлуатації шестеренні насоси підлягають зношуванню і виходом із ладу.

16.2. Ремонт шестеренних насосів

У гідравлічних системах багатьох машин широке розповсюдження знайшли шестеренні насоси типа НШ. Вітчизняною промисловістю випускаються шестеренні насоси двох конструктивних схем.

Насоси НШ-А (круглі) відрізняються обмеженою камерою високого тиску, розвантаженим корпусом, більшою потужністю, вищим коефіцієнтом подачі і загальним ККД. Ці насоси звичайно випускаються великих типорозмірів. Складніша конструкція насосів НШ-А пояснюється тим, що в цих насосах передбачена автокомпенсація торцевих і радіальних зазорів, що дає можливість підвищити тиск, коефіцієнт подачі і надійність цих насосів. Наряду з зазначеними перевагами ускладнення конструкції веде за собою збільшення вартості, яка в 2...2,5 разу більш ніж насосів типу НШ-У. Насоси типа НШ-А використовують на енергонасиченій землерийній техніці - скреперах, бульдозерах, а також на потужних промислових тракторах і автомобілях, в гірничій техніці, тощо. В інших видах техніки, де не потрібно велика потужність ширше розповсюдження знайшли шестеренні насоси типу НШ-У.

До переваг насосів НШ - У слід віднести значно простішу конструкцію значно більшу зону високого тиску, навантаження від якої сприймають підшипники і корпус насоса. До переваг

слід віднести в 1,5...2.0 рази меншу собівартість виготовлення цих насосів.

16.2.1. Аналіз причин втрати працездатності шестеренних насосів

Працездатність насоса, як системи, визначають параметри технічного стану її структурних елементів - деталей. В процесі роботи деталі насоса піддаються різним видам пошкоджень таких, як зминання, ерозія, корозія, кавітація, втомне викришування, абразивне та гідроабразивне зношування.

В результаті зношування деталей шестеренних насосів типу НШ зменшується об'ємний ККД і подача насоса та різко падає тиск, що розвивається ним. Відомо, що величина внутрішніх втрат робочої рідини в спряженнях насосів пропорційна кубу зазору, тобто при збільшенні зазорів у спряженнях насосів в 2 рази внутрішні втрати робочої рідини збільшуються майже в 8 разів.

Переважаючим видом зношуванням деталей і спряжень шестеренних насосів є абразивний вид зношування. У шестеренних насосів зношуються корпуси, втулки, шестерні, кришки й гумові ущільнення.

Велика кількість виконаних досліджень дозволяє стверджувати, що зношування деталей є основною причиною зниження функціональних параметрів насоса, і його ресурсу. Із зношуванням деталей пов'язане 67...75 % відмов насосів.

В процесі експлуатації насосів відбувається неминучий знос його деталей, що викликає спотворення первинної макро- і мікрогеометрія поверхонь, що сполучаються, зміна їх фізико-механічних властивостей. Вкрай негативний вплив на працездатність насоса надає нерівномірність зносу його деталей. Результатом зносу є порушення початкових посадок, наявність перекосу деталей, що сполучаються, зменшення розрахункової зони контакту і прискорення зносу деталей насоса. Все це сприяє порушенню умов герметичного відділення нагнітальної порожни-

ни від всмоктуючої, різкому зростанню внутрішніх втрат робочої рідини, величина яких визначає, технічні характеристики насоса, як гідромашини.

Інтегральним показником, що визначає працездатність насоса, як гідромашини – є коефіцієнт подачі насоса. У відповідності з ГСТУ 3-25-180-97, розробленими заводом-виробником шестеренних насосів, граничним станом слід вважати такий стан, коли коефіцієнт подачі насоса знижується більш ніж на 20% в порівнянні з вихідним і звичайно складає 0,70...0,74.

16.2.2. Аналіз ступеню впливу зазорів в спряженнях шестеренного насоса на його працездатність

Переконання різних авторів про ступінь впливу технічного стану того або іншого спряження на працездатність шестеренного насоса розділилися. Та все ж багато авторів сходяться в тому, що основним напрямом втрат робочої рідини є спряження торців шестерень з втулками - 70%...80% і радіальне спряження верхівок зубців шестерень і корпусу насоса – 20%...30%.

Крім цього зростання зносу шестерень по діаметру сприяє зниженню подачі насоса і зменшенню коефіцієнта перекриття зубчастого зачеплення шестерень, що сприяє зниженню працездатності шестеренного насоса. У справедливості цього твердження можна переконатися з наведених нижче аналітичних залежностей робочого об'єму насоса – q і коефіцієнта перекриття зубчастого зачеплення – ε від зносу шестерень по зовнішньому діаметру:

$$q = \frac{\pi}{2} \cdot b \cdot \left((D_e - \Delta D_e)^2 - A_d^2 - \frac{t_0^2}{3} \right) \quad (16.1)$$

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{(D_e - \Delta D_e)^2 - d_0^2} - A_d \cdot \sin \alpha}{t_0} \quad (16.2)$$

де, q – об’єм робочої камери шестеренного насоса, мм^3 ;
 d - діаметр початкового кола, мм
 d_0 - діаметр основного кола, мм ;
 A_d – міжцентрова відстань, мм ;
 α - кут зачеплення передачі, град;
 t_0 - основний крок зачеплення, мм ;
 D_e - зовнішній діаметр шестерень, мм ;
 ΔD_e - знос шестерень по зовнішньому діаметру, мм .

На рис. 16.1 наведені графіки наведених залежностей (16.1) і (16.2), з яких видно, що із збільшенням зносу шестерень по зовнішньому діаметру в інтервалі $\Delta D_e = 0 \dots 1,6 \text{ мм}$ робочий об’єм насоса знижується з $46,7 \text{ см}^3$ до $38,7 \text{ см}^3$. Аналогічно спадаючий характер має і залежність коефіцієнту перекриття зубчастого зачеплення - ε . При цьому, слід зауважити, що при зносі шестерень $\Delta D_e = 0,54 \text{ мм}$ коефіцієнту перекриття зубчастого зачеплення відповідає граничному стану $\varepsilon = 1$, адже відомо, що при $\varepsilon < 1$ зубчасте зачеплення стає непрацездатним.

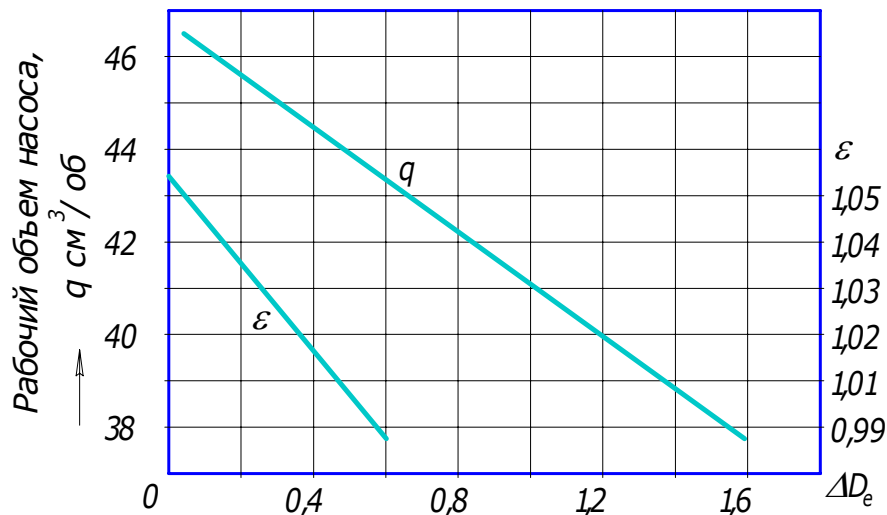


Рисунок 16.1. Графічні залежності робочого об’єму насоса - q і коефіцієнта перекриття зубчастого зачеплення - ε від зносу шестерень насоса по зовнішньому діаметру – ΔD_{ei}

16.2.3 Аналіз існуючих способів ремонту шестеренних насосів

Всі відомі методи ремонту насосів можна класифікувати по методу усунення радіального зазору. Вибір такої ознаки класифікації методів ремонту насосів дають наступні причини: усунення радіального зазору є найбільш складним при ремонті насоса, при ремонті насосів вирішують, в основному, проблему відновлення спряження „верхівки зубців шестерень – корпус”; решта спряжень усувається за рахунок зміни розмірів на ремонтні підшипників насоса, що знов виготовляються; розміри радіального спряження, багато в чому визначають робочий об'єм насоса; технічний стан радіального спряження визначає, в основному, працездатність і надійність насоса; для забезпечення працездатності насоса вводять спеціальну операцію – обкатування, в процесі якої відбувається припрацювання шестерень до корпусу насоса, що і забезпечує працездатність радіального зазору насоса. Отже керуючись цим підходом класифікація всього різноманіття відомих способів ремонту насосів базується на тому, яким способом усувається зазор в радіальному спряженні насоса і представлена на схемі рис. 16.2.

Перша група – це способи ремонту насосів методом номінальних розмірів, які покликані здійснити ремонт насосів, що втратили свою працездатність із-за незначних неполадок. Спосіб відрізняється високою ефективністю, оскільки не вимагає істотних витрат. Але кількість таких насосів не перевершує 5...7 % від загальної кількості насосів.

Спосіб номінальних розмірів може бути успішно реалізований при заміні зношених деталей запасними частинами, що поставляються заводом-виробником, або при виготовленні комплектуючих деталей насоса за технологією заводу-виробника на ремонтному підприємстві. Економічно спосіб виправданий тільки для запобігання простою вартісної техніки або у разі необхідності ліквідування простою машин на безперервних виробництвах.

Спосіб номінальних розмірів дозволяє відновити технічні

характеристики насоса: тиск, подачу і коефіцієнт подачі до номінальних параметрів, при компенсації радіального зазору за рахунок нарощування зношених верхівок зубів шестерень і стінок корпусу насоса.

До негативних сторін способу слід віднести високу складність ремонту, необхідність використання різноманітного дорогого устаткування, а також ремонтні матеріали при відновленні шестерень і корпусу. Все це позначається на підвищенні трудомісткості і собівартості ремонту насоса.

Друга група – це методи ремонту під зменшений ремонтний розмір. Слід зауважити, що під зменшеним ремонтним розміром в цьому випадку будемо розуміти те, що при шліфуванні шестерень під зменшений ремонтний розмір робочий об'єм насоса теж зменшується. Спосіб полягає в шліфуванні шестерень під найближчий зменшений ремонтний розмір (див, табл. 16.1) при компенсації радіального зазору нарощуванням стінок корпусу. При цьому, вдається максимально використовувати той запас надійності деталей насоса, який закладений в них при проектуванні. Цим пояснюються малі витрати на ремонт і широке використання у виробництві. Такий ремонт забезпечує післяремонтний ресурс насосів не менше ніж 80% від ресурсу нових, а собівартість не більше 50% від собівартості нового насоса. До достоїнств слід віднести простоту ремонту найбільш складних і відповідальних деталей - шестерень насоса, а до недоліками зниження подачі насоса із-за зменшення робочого об'єму насоса.

Розвитком методу зменшених ремонтних розмірів є усунення радіального зазору зміщенням качаючого вузла ексцентричними втулками в бік всмоктуючої порожнини насоса. Спосіб відрізняється від інших простотою здійснення, а також дуже низькою трудомісткістю і собівартістю ремонту. Це пояснюється тим, що ремонт і шестерень і корпусу насоса здійснюють за одну операцію – шліфуванням шестерень під ремонтний розмір і розточуванням корпусу до виведення слідів зносу. Нові втулки виготовляють в будь якому разі.

Модернізацією способу є відмова від розточування корпусу

су насоса по всьому периметру, а тільки із зношеного боку і збирання насоса із зміщенням качаючого вузла у бік максимального зносу корпусу. Проте способу властиві і недоліки, що полягають в зниженні ресурсу, подачі і коефіцієнту подачі шестеренного насоса із-за збільшення зони високого тиску і зменшенні робочого об'єму насоса в порівнянні з номінальним значенням.

Подальшим вдосконаленням способу є підвищення подачі і коефіцієнту подачі відремонтованого насоса шляхом зменшення міжцентрової відстані на 0,35 мм. Зменшення міжцентрової відстані досягається компенсація зниження робочого об'єму насоса при шліфуванні шестерень під перший ремонтний розмір (див. табл. 16.1) і досягається можливість використовувати більш зношені шестерні, оскільки це забезпечує збільшення коефіцієнту подачі зубчастого зачеплення - ε (див. залежності (16.1) і (16.2)).

Таблиця 16.1

Ремонтні розміри шестерень насосів НШ після шліфування

Типо- розмір насоса	Мар- кіровка	Зовнішній діаметр шестерень насоса, мм	Діаметр цапф шестерень насоса, мм	Довжина вінця шестерень, мм
1	2	3	4	5
НШ -10	Новий	$39_{-0,075}^{-0,015}$	$18_{-0,095}^{-0,080}$	$16_{-0,035}$
	P1	$38,8_{-0,02}$	$17,9_{-0,095}^{-0,080}$	$15,8_{-0,035}$
	P2	$38,7_{-0,02}$	$17,8_{-0,095}^{-0,080}$	$15,7_{-0,035}$
	P3	$38,6_{-0,02}$	$17,7_{-0,095}^{-0,080}$	$15,5_{-0,035}$
НШ -32	Новий	$55_{-0,145}^{-0,095}$	$26_{-0,095}^{-0,080}$	$22,04_{-0,04}$
	P1	$54,8_{-0,02}$	$25,9_{-0,095}^{-0,080}$	$21,8_{-0,04}$
	P2	$54,7_{-0,02}$	$25,8_{-0,095}^{-0,080}$	$21,7_{-0,04}$
	P3	$54,6_{-0,02}$	$25,7_{-0,095}^{-0,080}$	$21,5_{-0,04}$

Продовження табл. 16.1

1	2	3	4	5
НШ -50	Новий	$55_{-0,095}^{-0,145}$	$26_{-0,095}^{-0,080}$	$34,04_{-0,04}$
	P1	$54,8_{-0,02}$	$25,9_{-0,095}^{-0,080}$	$33,8_{-0,04}$
	P2	$54,7_{-0,02}$	$25,8_{-0,095}^{-0,080}$	$33,7_{-0,04}$
	P3	$54,6_{-0,02}$	$25,7_{-0,095}^{-0,080}$	$33,5_{-0,04}$

Виходячи з того, що існують способи ремонту насосів під зменшений і номінальний ремонтні розміри природно припустити існування способу ремонту насосів під збільшений ремонтний розмір.

При цьому слід зауважити, що під зменшеним і збільшеним ремонтним розміром розуміємо те, що під час шліфування шестерень під зменшений ремонтний розмір до виведення слідів зношування – зменшується і робочий об'єм насоса і навпаки відновлення шестерень під збільшений ремонтний розмір є запорукою збільшення робочого об'єму насоса.

З появою способів, що дозволяють відновлювати шестерні під збільшений ремонтний розмір, стало можливим здійснення способу ремонту насосів під збільшений ремонтний розмір. Компенсація радіального зазору досягається, при цьому, за рахунок відновлення зношених вершин зубів шестерень. Ремонт корпусу зводиться в цьому випадку до розточування його колодязів до виведення слідів зносу і тому цей спосіб відрізняється низькою собівартістю. Метод дозволяє забезпечити відновлення і об'ємної подачі і коефіцієнта подачі насоса. Метод відрізняється низькою трудомісткістю і собівартістю і високою ефективністю завдяки високій технологічності існуючих методів відновлення шестерень і корпусів насосів.

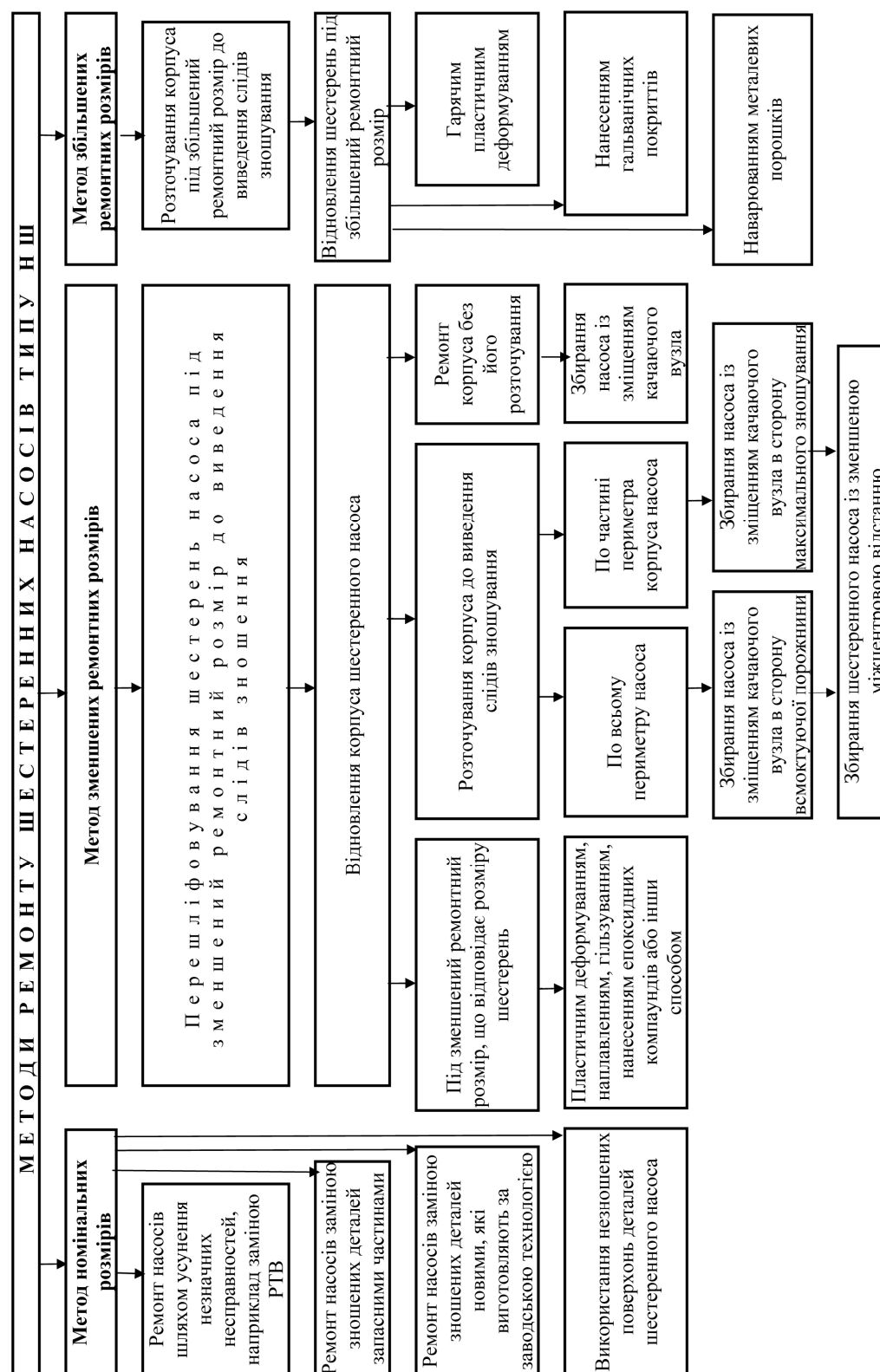


Рисунок 16.2. Класифікація способів ремонту шестеренних насосів типу НШ

Відновлення шестерень під збільшений ремонтний розмір може бути здійснене пластичною деформацією, припиканням або наварюванням металевих порошків або нанесенням гальванічних покриттів.

При ремонті насосів з обмеженою камерою високого тиску вирішуються ті ж задачі, що і при ремонті насосів типу НШ-У: усунення радіального і торцевого зазорів і зазорів в спряжені цапф шестерень і вершин зубів шестерень з напівобоймами.

Запропонована класифікація ремонту шестеренних насосів (див. рис. 16.2) включає, як відомі способи ремонту шестеренних насосів, так і ті, які можуть з'явитися у зв'язку з вдосконаленням і виникненням нових технологій відновлення деталей насоса, саме в цьому полягає її перевага над існуючими класифікаціями.

16.2.4 Відновлення корпусів шестеренних насосів

16.2.4.1. Знос корпусів насосів типу НШ і його вплив на працездатність шестеренного насоса

Корпус є базовою деталлю насоса, який одночасно виконує декілька функціональних призначень, а тому його зношування і пошкодження більш всього впливає на працездатність насоса.

Корпус насоса типу НШ виготовляють із алюмінієвого сплаву АЛ-9. Цей сплав відноситься до системи Al - Si - Mg (силуміни). Дана система представляє собою основу важливого класу термічно зміцнюваних сплавів алюмінію. Основними легуючими компонентами сплавів даної групи є магній і кремній, які утворюють з'єднання Mg_2Si , що забезпечують ефект зміцнення. Хімічний склад сплаву АЛ-9 наведено в табл. 16.2, а його механічні властивості в табл. 16.3.

Таблиця 16.2

Хімічний склад сплаву АЛ-9, %

Марка сплаву	I	Mg	Cu	Mn	Fe	Ln	Сума домішок
			Не більше				
АЛ - 9	6,0 - 8,0	0,2 - 0,4	0,2	0,5	1,0	0,3	1,5

Таблиця 16.3

Механічні властивості сплаву АЛ-9

Стан сплаву	Границя міцності при розтягу σ_B , МПа	Границя текучості σ_T , МПа	Відносне видовження σ , %	Границя текучості при стисканні $\sigma_{сж}$, МПа	Границя втомлюваності σ_{-1} , МПа	Твердість по Бринелю НВ
Литий у землю, загартований	190	110	6	125	45	55
Теж, загартований і зістарений	220	250	4	155	50	70

При виготовленні корпус піддають термообробці з забезпеченням твердості НВ 76...107. Режим термообробки: нагрівання до температури 535⁰ С витримуванням при цій температурі протягом 1 години з наступним загартовуванням у воді, температура якої повинна бути 40-60⁰ С. Після загартування виливок піддається старінню протягом 4...6 годин при температурі 170⁰ С.

В процесі експлуатації деталі шестеренних насосів, зокрема корпуси піддаються інтенсивному зносу. Найбільший знос корпуса насоса спостерігається у зоні спряження шестерень з корпусом з боку камери всмоктування, так як качаючий вузол підтискається при роботі шестеренного насоса до цієї сторони корпуса тиском робочої рідини (рис. 16.3).

Корпус піддається абразивному зносу, який відбувається внаслідок заклинення часток абразиву між шестернями та корпусом. В результаті, під час довготривалої експлуатації, частки абразиву випрацьовують значні зазори на внутрішній поверхні колодязів корпусу (рис. 16.4).

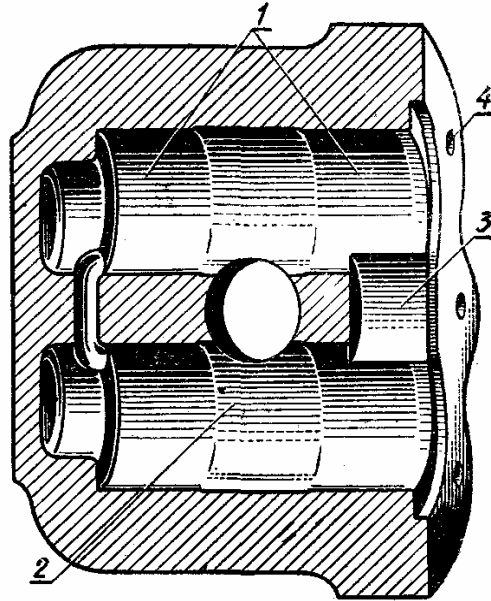


Рис. 16.3. Характер зношування корпусу шестеренного насоса:
1 – знос опорних поверхонь; 2 – знос колодязів у спряженні з шестернями;
3 – знос поверхні під ущільнювальну манжету; 4 – знос різьби

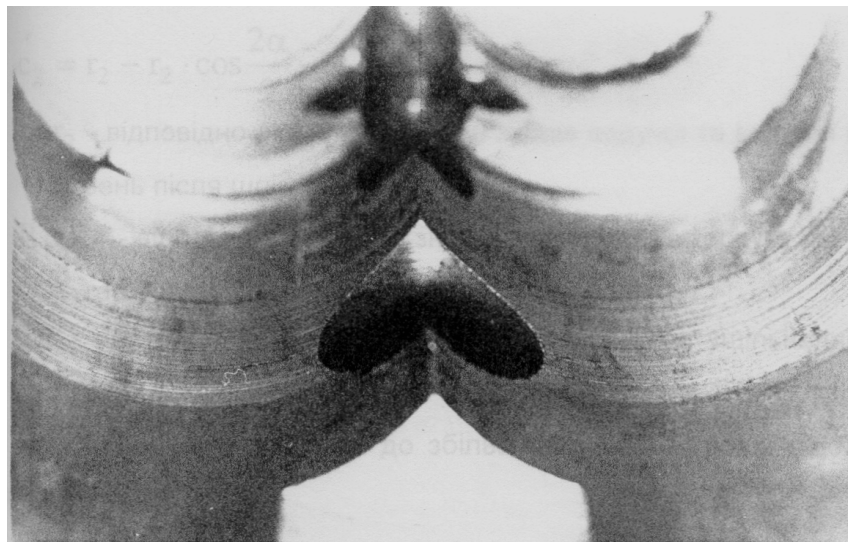


Рис. 16.4. Вид зношування, його характер і розташування
максимального зносу поверхонь колодязів корпусу

Зношування колодязів корпусу насоса по діаметру є безпосередньою причиною росту радіального зазору в спряженні “корпус-шестерні”. Зазори в зазначеному спряженні, при роботі насоса, досягають значень 0,195...0,261 мм при гранично припустимому зазорі – 0,170 мм, що є причиною зниження коефіцієнту подачі насоса до $\eta_v = 0,68$. Значні зноси колодязів корпусу призводять до порушення розташування деталей насоса і навіть до перекосу усього качаючого вузла, що, в окремих випадках, може привести до заклинення шестерень качаючого вузла в корпусі.

Дослідження технічного стану корпусів шестеренних насосів типу НШ-У проводили методом мікрометричних вимірювань зношених поверхонь корпусу, що найбільше піддаються зносу. На рис. 16.5 представлена схема вимірів зношених колодязів корпусу насоса НШ – 32У.

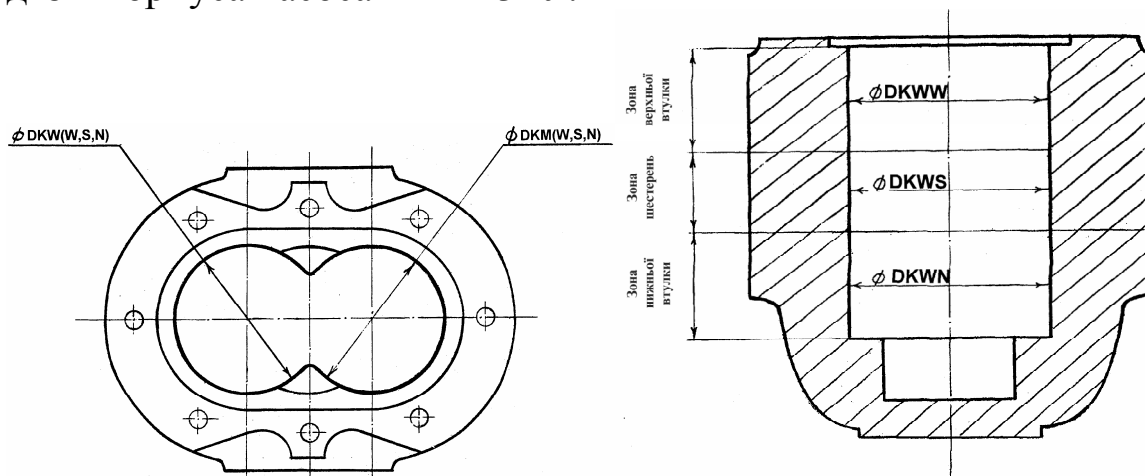


Рис. 16.5 - Схема вимірів зношених колодязів корпусів насоса НШ – 32У

DKWW, DKMW – діаметр колодязя відповідно ведучої і веденої шестерень у зоні верхніх втулок, DKWS, DKMS – діаметр колодязя відповідно ведучої і веденої шестерень у зоні роботи шестерень і DKWN, DKMN – діаметр колодязя відповідно ведучої і веденої шестерень у зоні нижніх втулок

Результати статистичного опрацювання отриманих даних наведені в табл. 16.4. Окрім того були отримані гістограма, полігон і теоретична крива розподілу щільності ймовірностей зносів та ймовірності зносів корпусу насоса (рис. 16.6, рис. 16.7 і рис. 16.8).

Таблиця 16.4

Результати статистичного опрацювання даних зносів корпусів
насосів типу НШ-32У

Статистичні параметри	Знос колодязів корпусу по діаметру в зоні:		
	Верхніх втулок IDKW	Шестерень IDKS	Нижніх втулок IDKN
1	2	3	4
Вибіркова середня, $\bar{a}$	0,439	0,547	0,401
Верхній кuartиль, Q_1	0,320	0,443	0,293
Медіана, Me	0,463	0,570	0,408
Нижній кuartиль, Q_3	0,568	0,655	0,535
Мода, Mo	-	0,655	0,580
Стандартне відхилення одиничного виміру, S_{a_i}	0,166	0,160	0,164
Стандартне відхилення середнього вибірки, $S_{\bar{a}}$	0,0166	0,016	0,016
Довірчий інтервал одиничного зносу вибірки	(0,107; 0,771)	(0,277; 0,867)	(0,073; 0,792)
Довірчий інтервал середнього вибірки	(0,406; 0,472)	(0,515; 0,579)	(0,389; 0,433)
Абсолютна похибка одиничного виміру, Δa	0,322	0,32	0,322
Відносна похибка одиничного виміру, ε , %	73,35%	58,5%	80,3%
Коефіцієнт варіації, V , %	37,81%	29,25%	40,90%
Коефіцієнт асиметрії, As	- 0,400	- 0,337	- 0,065

Розділ 13. Ремонт агрегатів гідравлічних систем

Продовження табл. 16.4

1	2	3	4
Залежність вигляду $\frac{ As }{\sigma_{As}} \geq 3$ і висновок про суттєвість коефіцієнта асиметрії	1,660, несуттєвий	1,398, несуттєвий	0,270, несуттєвий
Коефіцієнт ексцесу, Ex	- 0,650	- 0,504	- 0,874
Відношення вигляду: $\frac{ Ex }{\sigma_{Ex}} \geq 3$ і висновок про суттєвість коефіцієнта ексцесу	1,360, несуттєвий	1,054, несуттєвий	1,828, несуттєвий

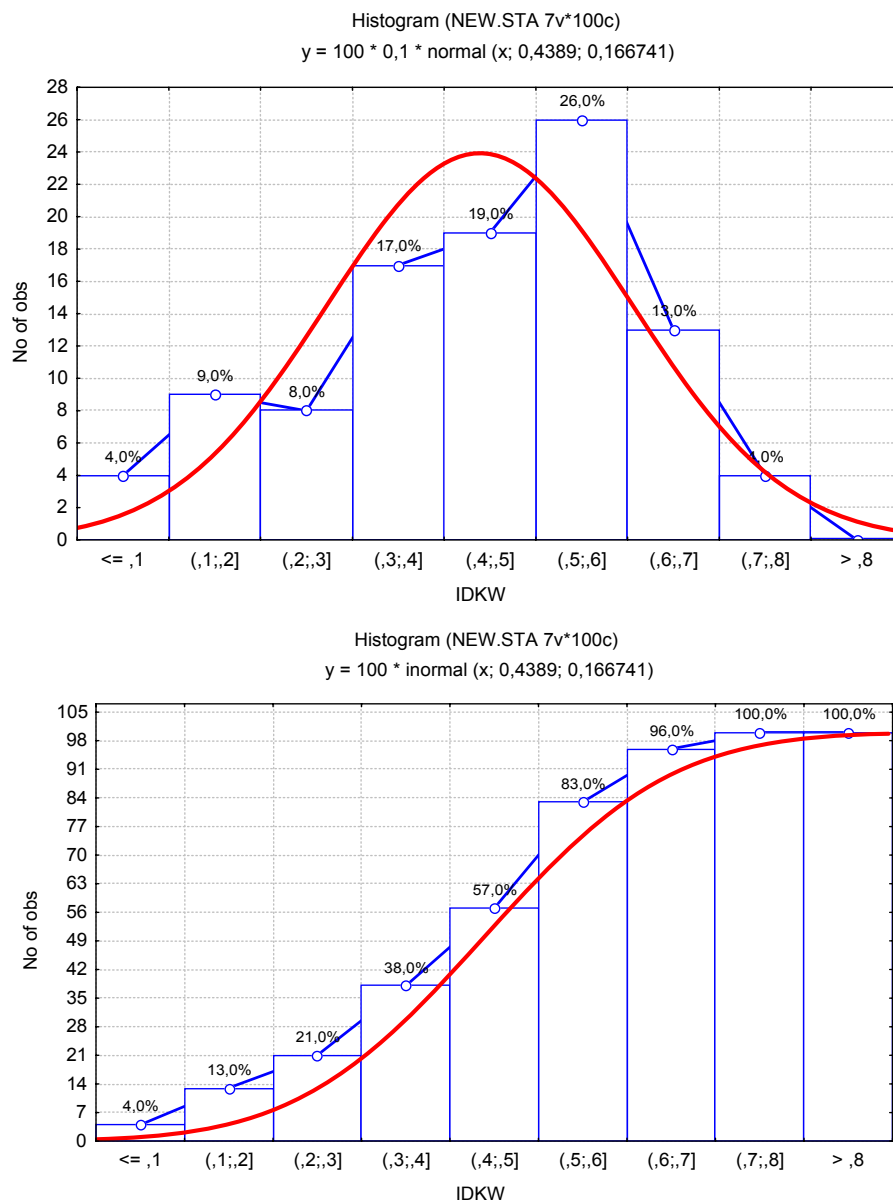


Рис. 16.6. Гістограма, полігон і теоретична крива розподілу щільності ймовірностей і ймовірностей зносів корпусу насоса по діаметру в зоні верхніх втулок

Розділ 13. Ремонт агрегатів гідравлічних систем

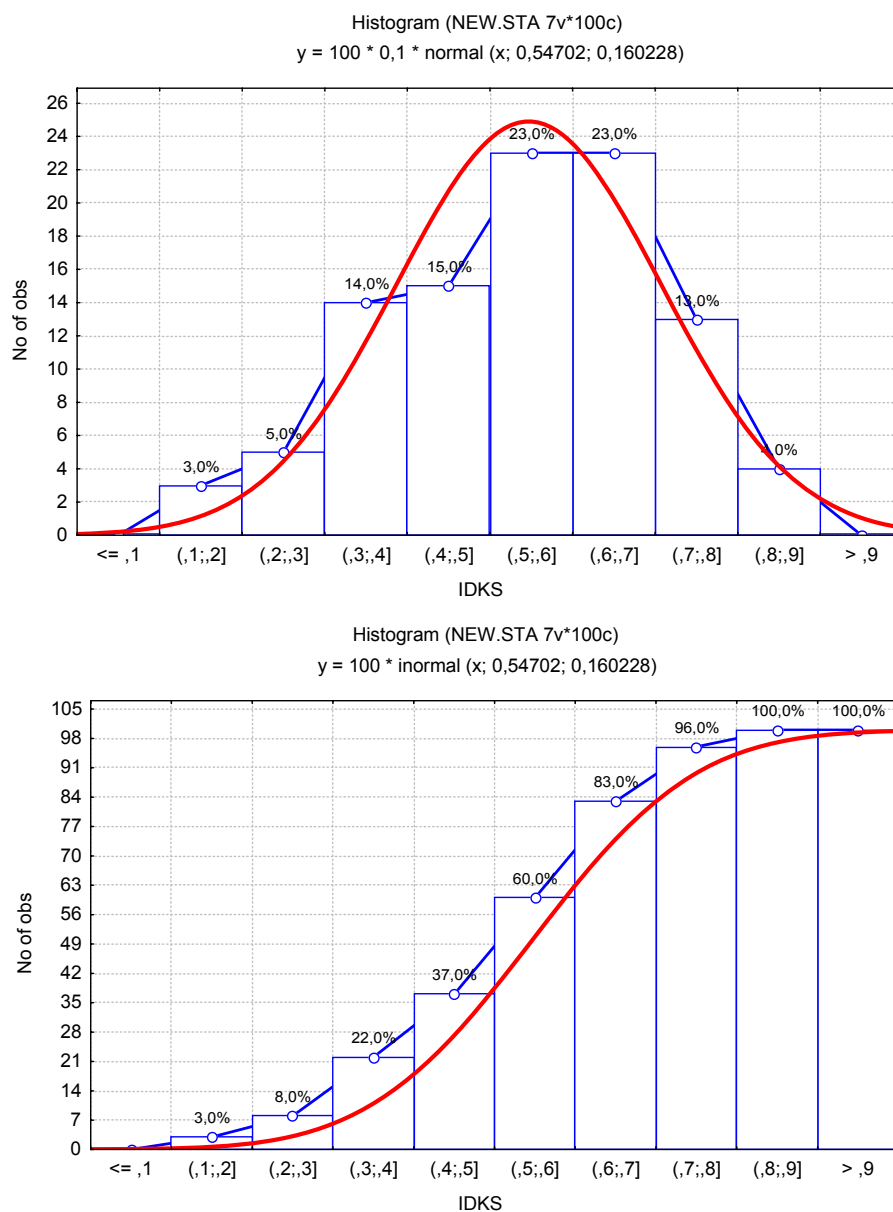


Рис. 16.7. Гістограма, полігон і теоретична крива розподілу щільності ймовірностей і ймовірностей зносів корпусу насосу по діаметру в зоні роботи шестерень

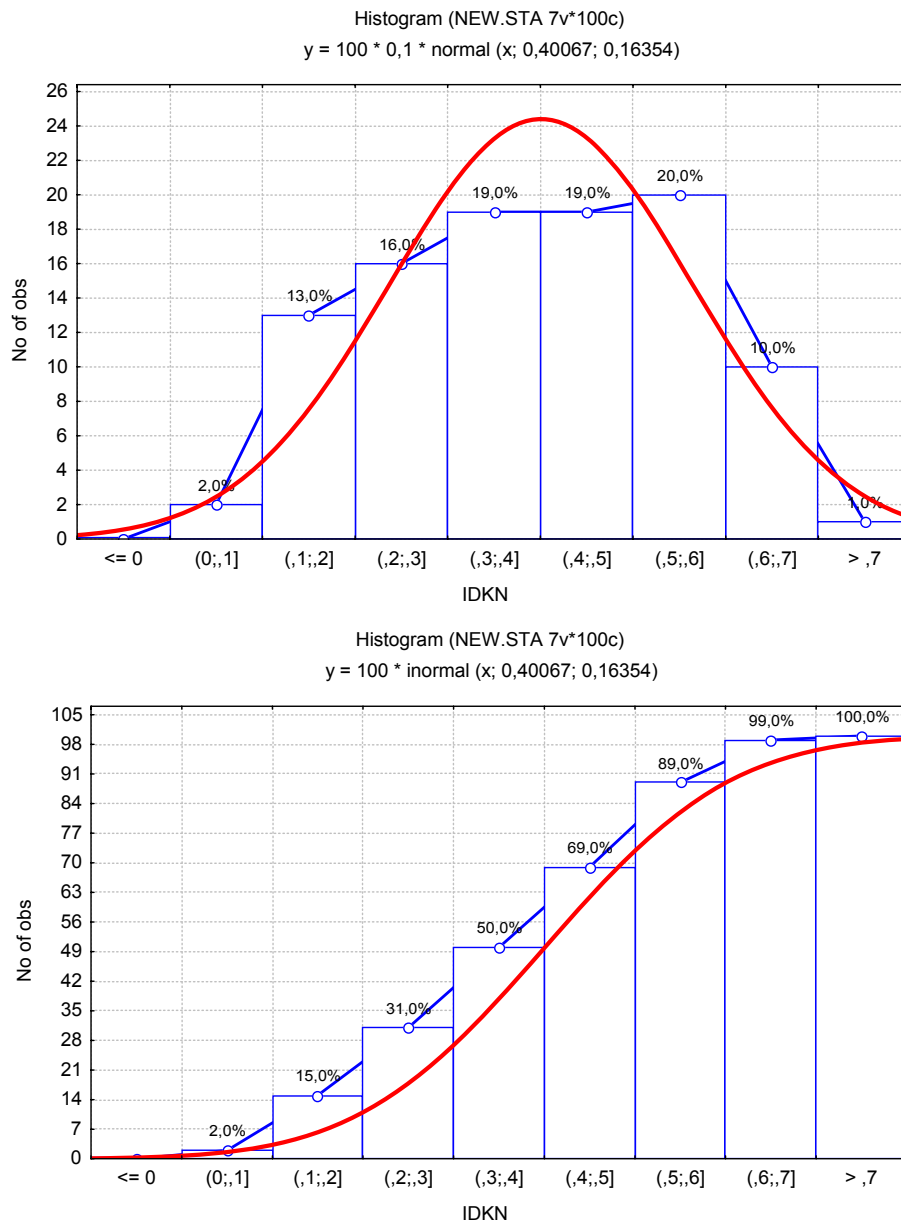


Рис. 16.8. Гістограма, полігон і теоретична крива розподілу щільності ймовірностей і ймовірностей зносів корпусу насосу по діаметру в зоні нижніх втулок

З наведеного видно, що зносу основних поверхонь корпусу відповідає нормальному закону розподілу.

Аналізуючи зноси колодязів корпусу, бачимо, що зноси колодязів корпусу в зоні роботи верхніх втулок перевищують, в середньому на 10...15% зноси колодязів у зоні роботи нижніх

втулок. А зноси колодязів корпусу в середній зоні у області роботи шестерень перевищують зноси колодязів у зоні роботи нижніх втулок, в середньому на 24...37%.

Викривлення геометричної форми колодязів корпусу (конусність і овальність) відбувається внаслідок зношування в зоні ведучої шестерні більше, ніж колодязів в зоні веденої шестерні. У зонах розташування втулок і шестерень поверхні корпусу набувають конусності із розширенням у бік кришки.

Все це обумовлює зниження коефіцієнту подачі за рахунок втрат робочої рідини через зазори спряжень, які мають тенденцію до збільшення за рахунок зношення колодязів корпусу насоса.

16.2.4.2. Відновлення корпусів шестеренних насосів типу НШ

Для відновлення і зміцнення корпусів шестеренних насосів розроблено ряд технологій, які знайшли використання на практиці. Класифікація відомих способів відновлення шестерень насосів НШ представлена на рис. 16.9. Серед цих технологій найбільше поширення знайшли такі технології, як спосіб ремонтних розмірів, різноманітні способи нанесення полімерних матеріалів, спосіб аргоно-дугового наплавлення зношених поверхонь корпусу, спосіб гарячого пластичного деформування, і виливок корпусу шляхом переплавлення зношених корпусів. Нижче наведено опис способів відновлення, що знайшли найбільше поширення на ремонтних підприємствах.

16.2.4.2.1. Розточування корпусу на збільшений ремонтний розмір

Насоси, що надійшли в ремонт уперше, доцільно ремонтувати розточуванням під ремонтний розмір: зношені діаметри колодязів корпусів насосів розточують до розмірів, які наведені в таблиці 16.4.

Таблиця 16.4

Ремонтні розміри шестерень насосів НШ після розточування

Типорозмір насоса	Маркіровка	Зовнішній діаметр шестерень насоса, мм
НШ -10	Новий	$39^{+0,02}$
	P1	$39,4^{+0,02}$
НШ -32, НШ -46, НШ -50	Новий	$55^{-0,02}$
	P1	$55,5^{-0,02}$

При відновленні корпусів насосів розточуванням на збільшений розмір виготовляють або відновлюють втулки і шестерні збільшеного діаметра.

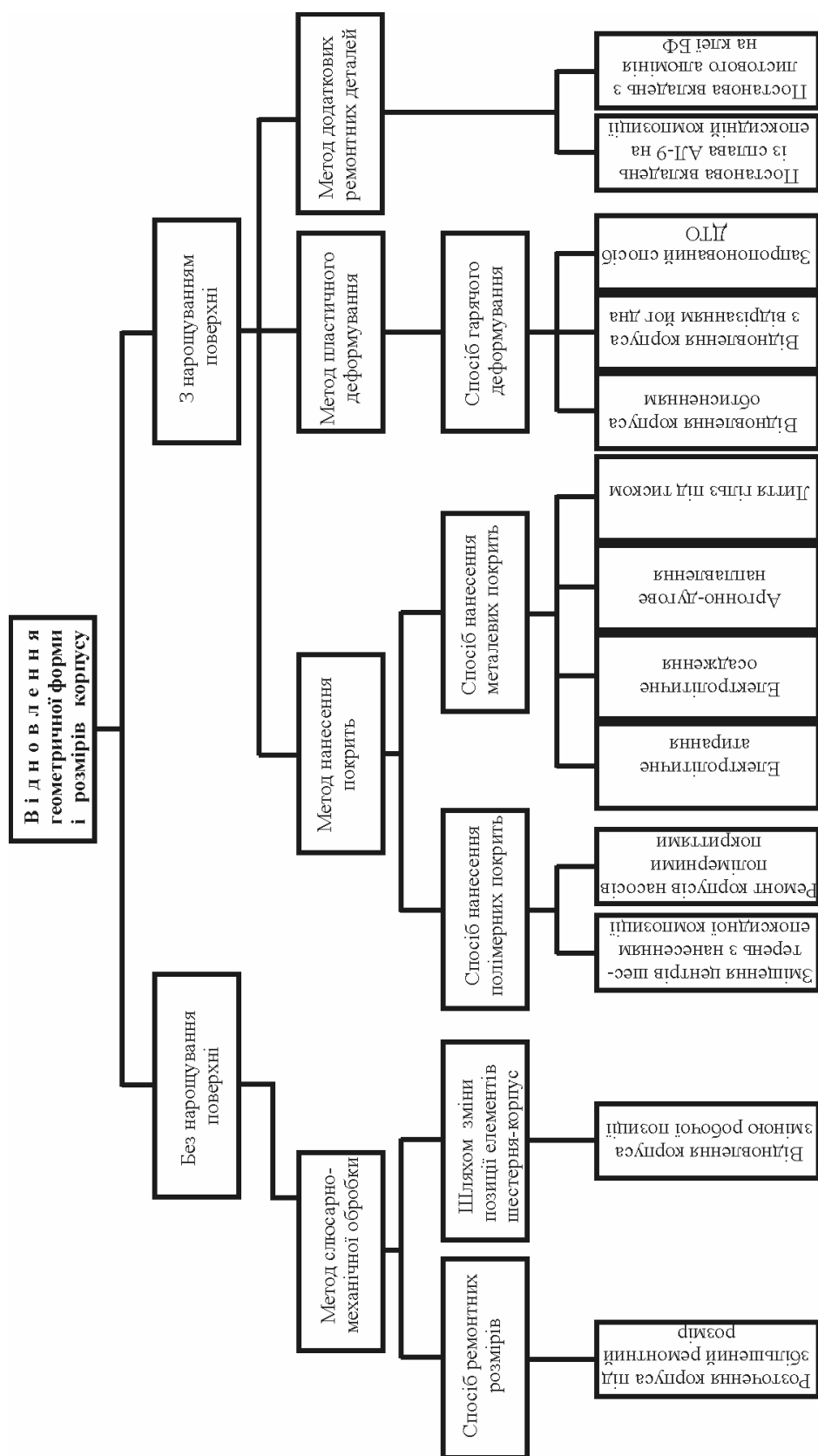


Рис. 16.9. Класифікація способів відновлення корпусів насосів типу НШ У

16.2.4.2.2. Відновлення корпусів вставленням вставок з листового алюмінію на клеї БФ або епоксидній композиції

Для реалізації цього способу відновлення корпус розточують під збільшений розмір. Вставки з алюмінієвого листа вставляють у колодязі на клею БФ, або епоксидній смолі (див. рис. 16.10). Для тісного прилягання вставок користуються двома різними оправками. Корпус з вставками сушать у термічній шафі при температурі 120°C на протязі 2...2,5 годин. Після просушування колодязі розточують під зменшений ремонтний або номінальний розмір.

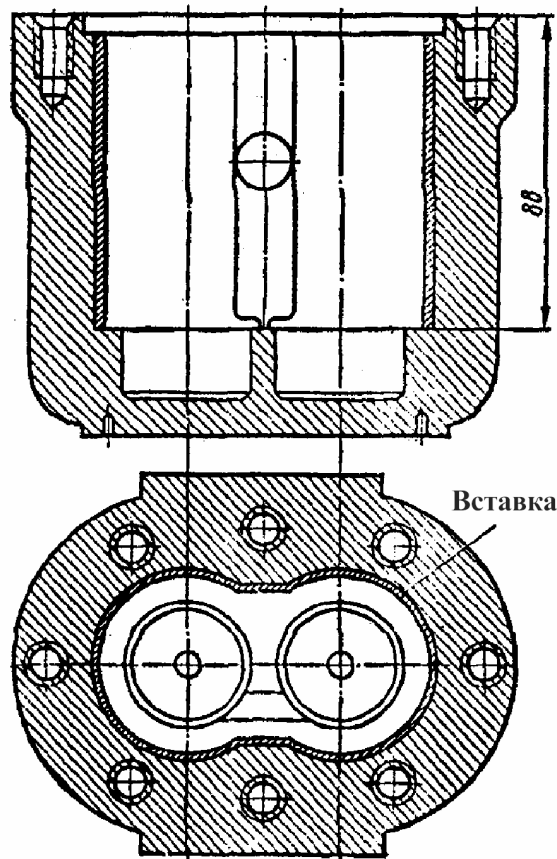


Рис. 16.10. Відновлення корпусу насоса вставленням вставок з листового алюмінію на клеєвій основі

Постанова відлитих вкладень з сплаву АЛ-9 на епоксидній композиції полягає в попередньому розточуванні колодязів корпусу під збільшений розмір. Вкладення відливають у формі

цифри вісім. Поверхні вкладень і колодязів після знежирення покривають тонким шаром епоксидної композиції і вставляють у колодязі. Потім корпуси поміщають у сушильну шафу і при температурі 110-115⁰ С витримують на протязі 2-2,5 годин. Після сушіння привалочну поверхню під кришку фрезерують, а колодязі розточують під зменшений ремонтний або номінальний ремонтний розмір.

16.2.4.2.3. Ремонт корпусу насоса полімерними покриттями.

Корпуса насосів можна відновлювати епоксидними компаундами. Існує декілька способів нанесення епоксидних складів. Перший спосіб – заливання зношених поверхонь під тиском, що дає можливість наростити максимальну товщину 1...1,25 мм. Епоксидний компаунд, залитий під тиском, майже не має пор. Проте заливання під тиском має певну складність, яка полягає в тому, що епоксидні склади швидко твердіють на повітрі.

Другий спосіб – звичайне заливання без тиску. Для цього необхідне попереднє підготування поверхні з підвищеною шорсткістю, після чого на таку поверхню заливають епоксидний склад. Товщина нанесеного прошарку обернено пропорційна міцності зчеплення покриття з основою. Оптимальна товщина епоксидного складу – 0,25 мм, міцність зчеплення – 47 МПа. При збільшенні товщини епоксидного складу до 3 мм міцність зчеплення падає до 14,5 МПа. Із збільшенням товщини епоксидного складу зменшується і поверхнева мікротвердість (при товщині 3 мм мікротвердість приблизно в два рази буде нижча, чим при товщині 0,25 мм).

Міцність зчеплення епоксидного складу з алюмінієвим сплавом АЛ-9 невисока – 47 МПа, у той час як межа міцності алюмінієвого сплаву АЛ-9 дорівнює 160...200 МПа. Таким чином, міцність епоксидного складу в порівнянні з АЛ-9 складає усього 25 %. Довговічність корпусів насосів, відновлених таким способом, складає приблизно 10-12 % від довговічності нових корпусів.

Корпуси насосів НШ-10 і НШ-32 можна відновлювати також полікапроамідними полімерними складами. При цьому в технічних умовах експлуатації необхідно робити запис, що при експлуатації робочий тиск насоса не повинен перевищувати 10 МПа, а температура мастила – 70°C. Довговічність насосів, відновлених цим способом, складає 68...70 % від нових.

16.2.4.2.4. Відновлення корпусу зміною робочої позиції

При ремонті корпусів зазначеним способом незношену сторону колодязя корпусу зі сторони нагнітальної порожнини використовують замість всмоктувальної. В цьому випадку нагнітальний отвір розсвердлюють до розміру всмоктувального, старий дренажний канал заливається бабітом або епоксидною композицією, новий дренажний канал виготовляється зі сторони зношеної поверхні колодязів корпусу.

16.2.4.2.5. Відновлення корпусу розточуванням на збільшений ремонтний розмір

Спосіб відрізняється надзвичайно низькою собівартістю, оскільки відновлення корпусу відбувається за одну операцію розточування. Але при відновленні корпусів насосів розточенням на збільшений розмір необхідно виготовити або відновити втулки і шестерні теж із збільшеним діаметром.

Іншим варіантом цього способу є компенсація радіального зазору між розточеним корпусом і верхівками зубців шестерень шляхом використання втулок збільшеного діаметра, отвори під цапфи шестерень в яких розточують із ексцентричним зміщенням в сторону камери всмоктування по вісі на 0,2-0,3мм.

16.2.4.2.6. Відновлення корпуса насоса гарячим пластичним деформуванням

Відновлення корпусів гарячим пластичним деформуван-

ням слід віднести до найбільш перспективного способу відновлення корпусів при серійному виробництві. Схема гарячого пластичного деформування корпусу представлена на рис. 16.11.

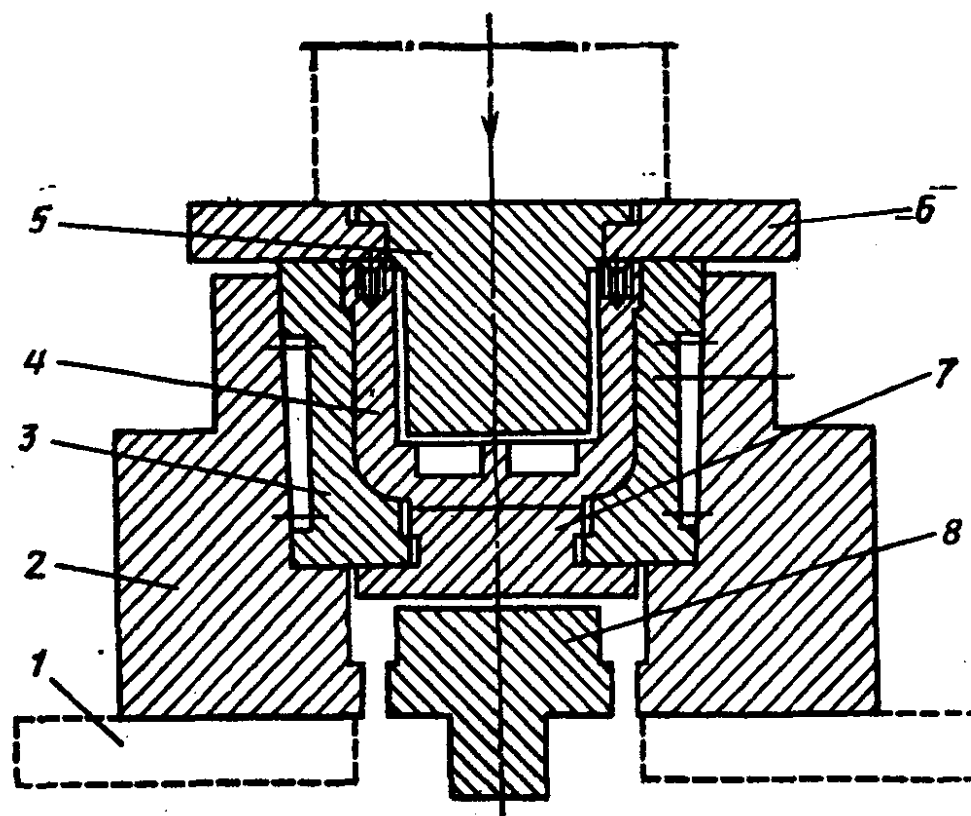


Рис. 16.11. Схема гарячого пластичного деформування корпусу шестеренного насоса:

- 1 - станина преса; 2 - корпус прес-форми; 3 - блок матриць; 4 - корпус гідронасоса; 5 - внутрішній пуансон; 6 - верхня плита; 7 - шайба;
8 - виштовхувач

Обтиснення корпусу насоса виконується в спеціальній прес-формі (рис. 16.12) на гідравлічному пресі П-474А зусиллям 1000 кН. При обтисненні зусилля прикладається по всій поверхні корпусу.

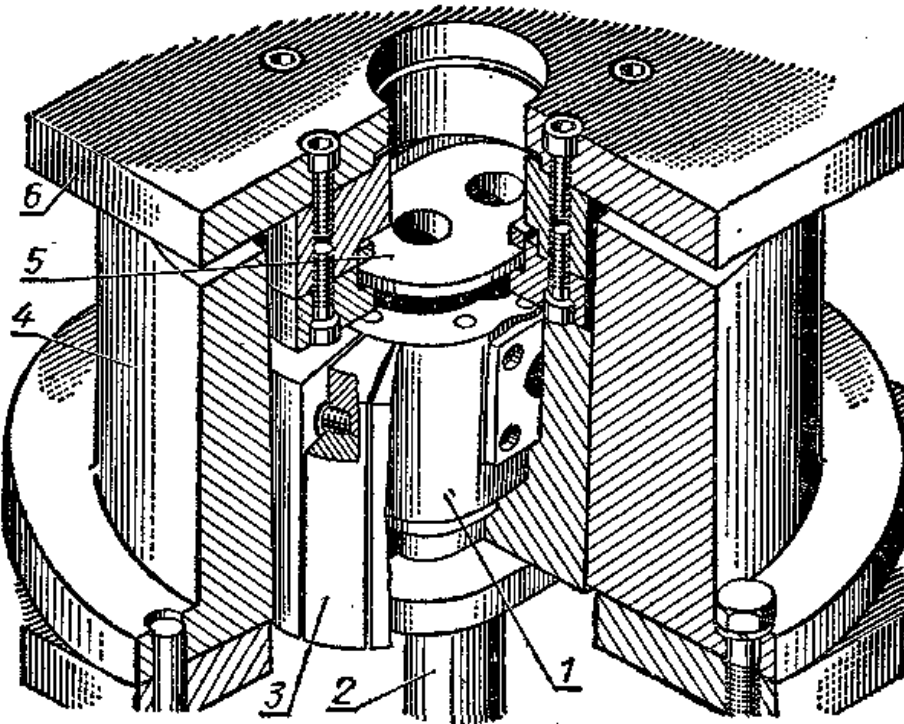


Рисунок 16.12 Пристосування для обтиснення корпусу насоса а процесі гарячого пластичного деформування:
1- корпус насоса; 2 - виштовхувач; 3 - матриця; 4 – корпус штампу;
5 - пуансон; 6 – верхня плита

Технологічний процес гарячого пластичного деформування корпусу насоса полягає в наступному. Старанно виміті корпуси насосів завантажують в електронагрівальну піч з автоматичним регулюванням температури, де їх нагрівають до температури 500°C і витримують при цій температурі протягом 30-60 хвилин. Потім корпус обтискають на пресі, після чого термічно обробляють: нагрів у печі до температури $530 \pm 5^{\circ}\text{C}$, витримка протягом 15-30 хвилин, загартування у гарячій воді з температурою $60-100^{\circ}\text{C}$. Після загартування корпус піддають штучному старінню: нагрів в електропечі до температури 180°C і витримка в печі на протязі 4-ох годин з послідуєчим охолодження разом із піччю або на повітрі. Після всього комплексу термічного опрацювання твердість корпусу повинна бути HB 76...120.

Далі абразивною шкуркою зачищають привалочні площини. На фрезерному верстаті обробляють площину під етикетку і площину прилягання під кришку. Спеціальною фрезою діаметром 66 мм роблять канавку під ущільнювальну манжету. Отвір колодязів під менший діаметр втулки і дно колодязів зенкують.

Розточування колодязів проводять розточним різцем ВК-6. Режими різання: швидкість різання 17 м/хв.; подача 0,06-0,07 мм/об; глибина різання – 0,05-0,5 мм.

Різьбові отвори під болти кришки калібрують мітчиками. Гострі краї на поверхні прилягання кришки зачищають шліфувальною шкуркою. Отвори всмоктуючої і нагнітальної камер розсвердлюють. Привалочні площини з боку всмоктуючої і нагнітальної камер фрезерують торцевою фрезою ВК-8.

Існує також технологія відновлення корпусів шестеренних насосів шляхом відрізання дна корпусу, обтиснення корпусу в спеціальному штампі з послідуною термічною і механічною обробкою. Відрізане дно корпусу ущільнене спеціальним гумовим кільцем закріплюють шістьма болтами.

16.2.4.2.7. Ремонт насосів із застосуванням знову відлитого корпусу.

Цей спосіб відновлення в даний час широко поширений у ремонтній практиці. Нові корпуси відливаються із шихти такого складу: старі корпуси насосів НШ (матеріал АЛ-9) – 77,5 %; старі поршні двигуна КДМ - 100 (матеріал АЛ-25) – 22,5 %.

Виливок корпусів на ремонтних підприємствах проводять в кокіль. Розливання в кокіль здійснюють при визначеній температурі сплаву і кокілю: для сплаву АЛ-9 – 700...730⁰ С, кокілю – 200...350⁰ С. З метою зниження пористості виливок доцільно проводити лиття під тиском або ж під час розливання і кристалізації накласти ультразвукове коливання. Після відповідної термічної обробки за режимами, що наведені в попередньому розділі, корпуси підлягають механічній обробці.

Для приклада наведемо механічну обробку відлитого корпусу насоса НШ-46 (рис. 16.13). Після відливання корпусу відрізають прибутки на вертикально-фрезерному верстаті 6Н11, обробляють привалочну площину під кришку і дно корпусу насоса, витримуючи висоту $122_{-0,46}$ мм. Далі фрезою діаметром 160 мм із твердосплавними пластинами ВК-8 фрезують бічні фланці. Після цього свердлять отвори в бічних фланцях – із кожної сторони по чотири отвори діаметром 8,5 мм на глибину $21 \pm 0,52$ мм, а також отвори для нагнітання рідини діаметром 23,5 мм і для всмоктування рідини діаметром 30 мм. На свердлильному верстаті знімають фаски під кутом 120^0 у восьми отворах бічних фланців і отворах для кріплення кришки. На привалочній площині під кришку на глибину 18 мм і на обох бічних привалочних площинах нарізають різьбу М 10 у восьми отворах. На токарному верстаті 1К62 у спеціальному пристосуванні (рис. 16.14) попередньо розсвердлюють колодязі діаметром 32 мм на глибину 111,5 мм. При цьому витримують відстань між осями колодязів рівним $45 \pm 0,2$ мм, а потім виконують чорнове розточення колодязів до діаметра 53,8 мм. У спеціальному пристосуванні роблять чорнову проточку виїмки діаметром $57 \pm 0,2$ мм на глибину $2,4 \pm 0,5$ мм і чистовим проходом проточують її до діаметра $59 \pm 0,2$ мм на глибину $2,4 \pm 0,5$ мм. Фрезують виїмку радіусом $33 \pm 0,5$ мм між центрами колодязів на глибину $2,4 \pm 0,5$ мм. Розточують колодязі начисто до діаметра $54,8 \pm 0,03$ мм, витримуючи відстань між осями колодязів $45 \pm 0,02$ мм.

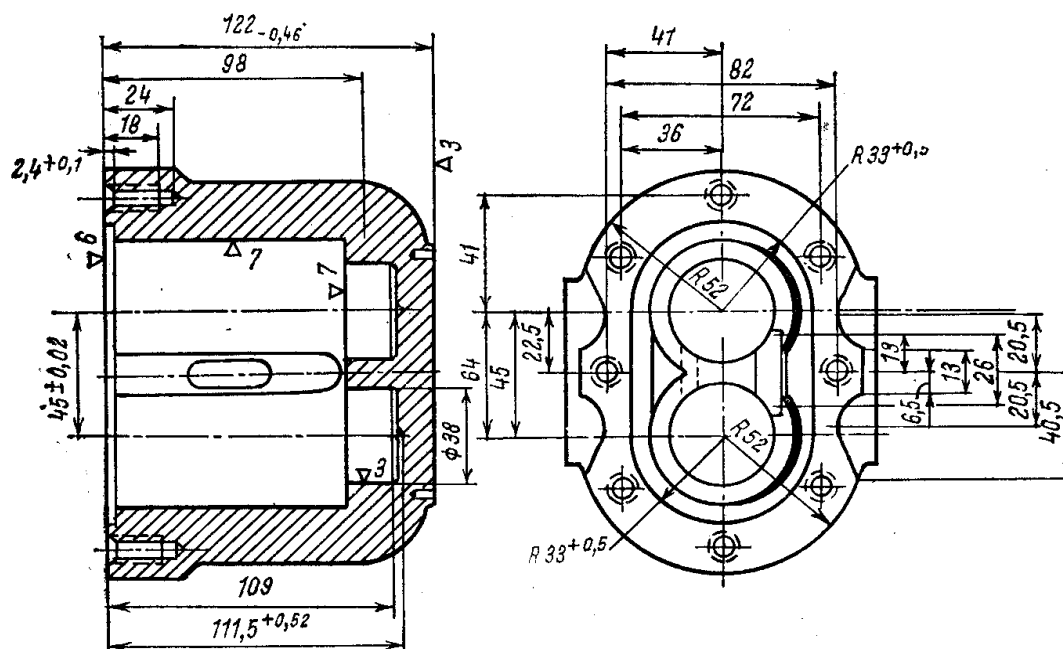


Рис. 16.13. Креслення корпусу насоса шестеренного насоса НШ-46 (місця зносу позначені заливкою)

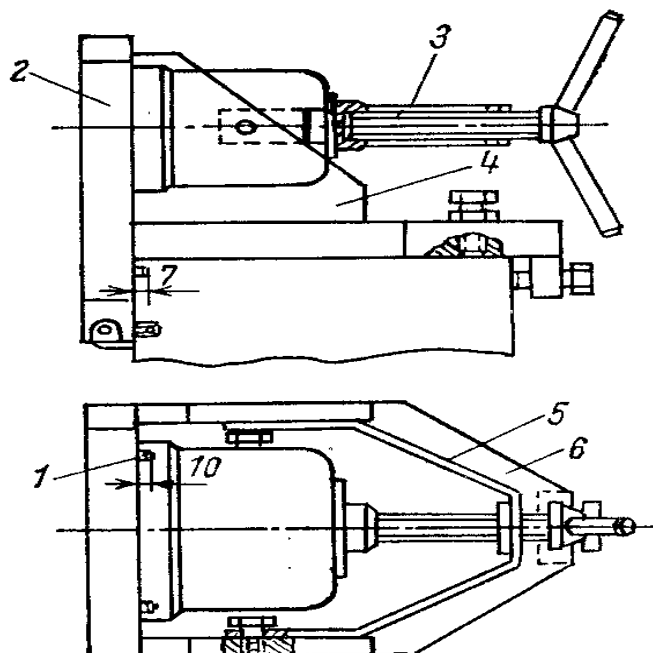


Рис. 16.14. Пристосування для розточування корпусу насоса на токарному верстаті:

1 - штифт; 2 - вертикальна плита; 3 - гвинт; 4 - ребра жорсткості; 5 - стяжка; 6 - горизонтальна плита.

16.2.4.2.8. Аргонно-дугове наплавлення

Технологія відновлення корпусів насосів типу НШ аргонно-дуговим наплавленням внутрішніх поверхонь корпуса здійснюється спеціальними автоматами, де електрод виконує зворотно-поступальний рух на деякий кут наплавленої поверхні.

Для відновлення зношених корпусів шестеренного насоса автоматичним наплавленням в захисному середовищі аргону корпус ретельно промивають, поверхню колодязів зачищають металевими щітками до блиску. Підготовлений корпус перед наплавленням заздалегідь нагрівають до температури 200...220°C. Наплавлення корпусів під ремонтні розміри ведуть дуговим наплавленням, як неплавким, так і плавким електродом. При наплавленні неплавким вольфрамовим електродом в якості присадного матеріалу використовують зварювальний дріт діаметром 1,6...2 мм з алюмінієвих сплавів АМг5, АМг6, АМг7, Д-20 і В 92.

Установка (рис. 16.15) складається з наплавлювального напівавтомата, джерела струму 8 і пульта управління 7. Всі механізми напівавтомата змонтовані на рамі 13. Механізм обертання 3 призначений для придання поворотно-обертального руху кондуктору 5 із закріпленим корпусом насоса 6. Повздовжнє крокове переміщення при наплавленні здійснюється спеціальним механізмом. Зварювальна головка 14 з пальником з вольфрамовим електродом і мундштуком з механізмом подачі присадного дроту 12 нерухомо кріпиться на рамі 13. В процесі наплавлення пальник і настановна плита кондуктора охолоджуються проточною водою. Джерелом струму можуть служити установки УДГ-301, УДГ-501, а також УДАР-300 і УДАР-500 та інші. Як захисний газ використовується аргон марки А ГОСТ 10157-73. Пульт управління дозволяє в широких межах варіювати процесом наплавлення.

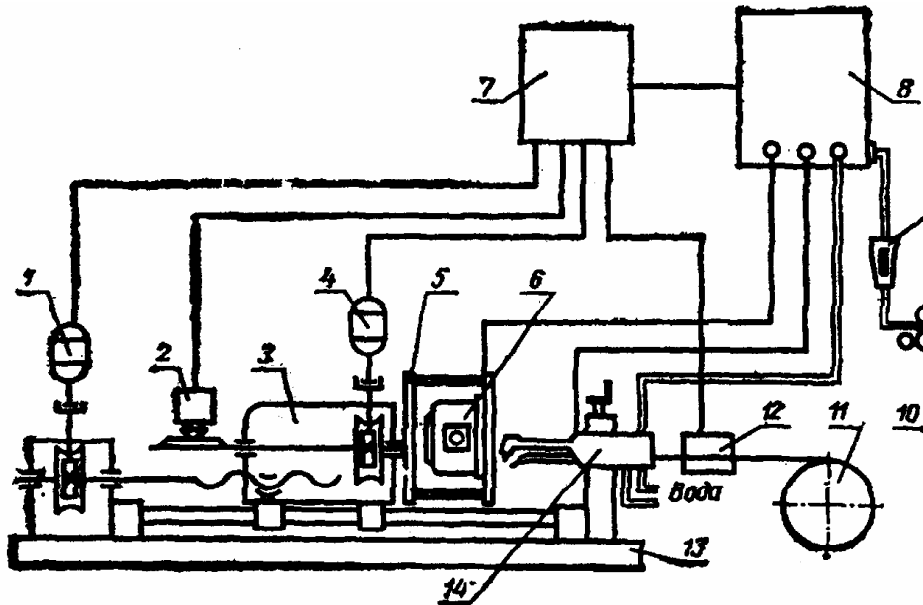


Рис. 16.15. Принципова схема установки для автоматичного наплавлення корпусу шестеренного насоса НШ:

1 - механізм переміщення; 2 - копіюючий пристрій; 3 - механізм обертання кондуктора; 4 - реверсивний двигун; 5 - кондуктор; 6 - корпус насоса НШ; 7 - пульт управління; 8 - джерело живлення УДГ-501; 9 - ротаметр РС-3а; 10 - газовий балон з редуктором; 11 - касета з дротом; 12 - механізм подачі дроту; 13 - рама; 14 - зварювальна головка

За даними багатьох досліджень кращим способом відновлення корпусу вважається обтиснення. Встановлено, що насос із відновленим або знову виготовленим корпусом при роботі з тиском 14 МПа має такі зміни розмірів: залитий алюмінієвим сплавом АЛ-9, він розширюється в поясі верхніх втулок на 0,165 мм, а по дну – 0,09 мм; залитий епоксидним компаундом - відповідно на 0,14 і 0,075 мм; гільзований - на 0,18 і 0,07 мм; новий – на 0,115 і 0,02 мм; обтиснутий - на 0,055 і 0,03 мм.

16.2.5. Відновлення шестерень шестеренних насосів

16.2.5.1. Характер зносу робочих поверхонь шестерень

Характер зношення деталей насоса визначає багато в чому герметичність спряжень і працездатність шестеренного насоса,

як гідромашини. Рівномірне зношення має на герметичність менший вплив, ніж нерівномірний. Характер зношення визначається процесами зношування поверхонь деталей, що дозволяє отримати необхідну інформацію для правильного конструювання і вибору методу зміцнення деталей.

Визначення величини зношення елементів шестерень виконуємо за схемою, яка представлена на рис. 16.16, 16.17 і 16.18, що дозволяє визначити характер зносу елементів шестерень: овальність, конусність, сідло- або бочкоподібність.

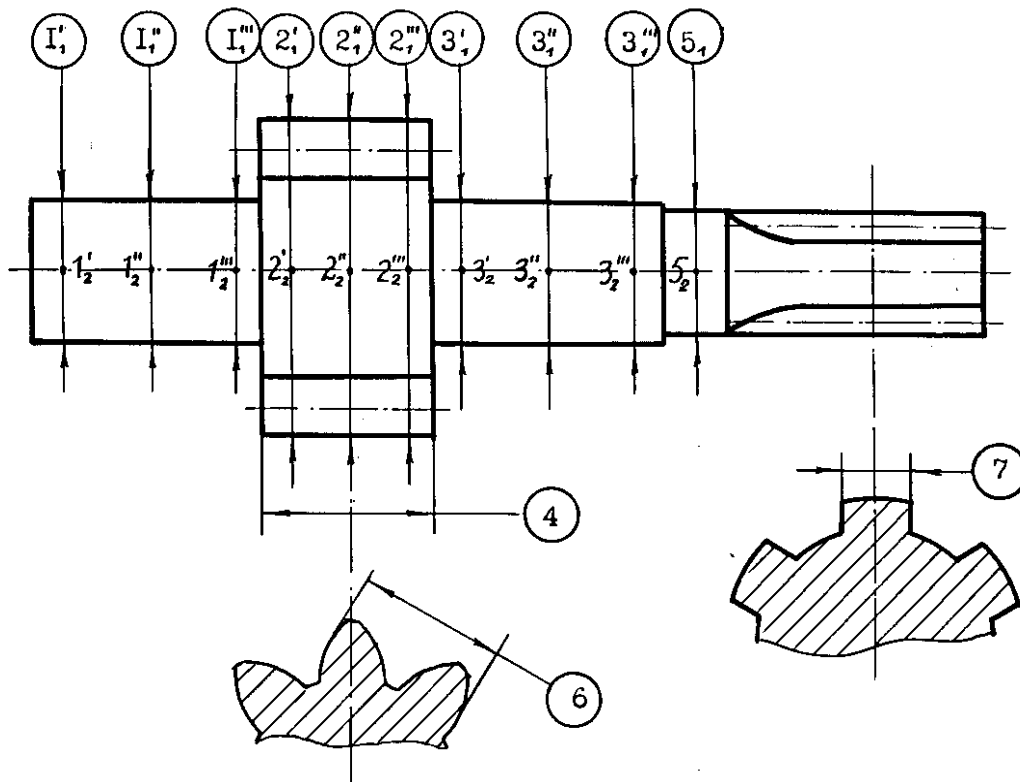


Рис. 16.16. Схема вимірювань ведучої шестерні насоса НШ при дослідженні характеру зношення робочих поверхонь шестерень:
 1, 3 – діаметри цапф; 2 – зовнішні діаметри зубів шестерень; 4 – ширини вінця;
 5 – діаметр шийки під ущільнення; 6 – загальні нормалі зубів шестерень;
 7 – ширина шліців

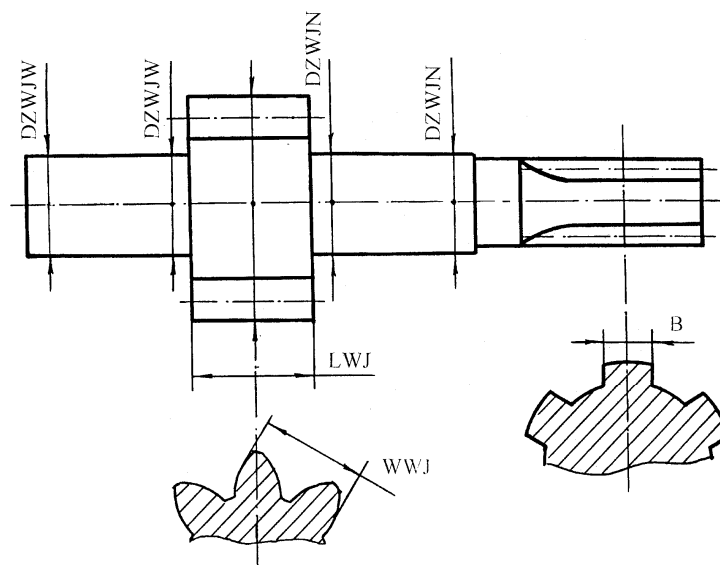


Рис. 16.17. Схема вимірювання зношень ведучої шестерні насоса НШ:
 DZWJV – діаметр верхньої цапфи; DZWJN - діаметр нижньої цапфи;
 DS – діаметр шийки під сальник; LWJ – ширина вінця, DJ – зовнішній діаметр
 зубів шестерні, WWJ – довжина загальної нормалі; SL – ширина шліців
 ведучої шестерні

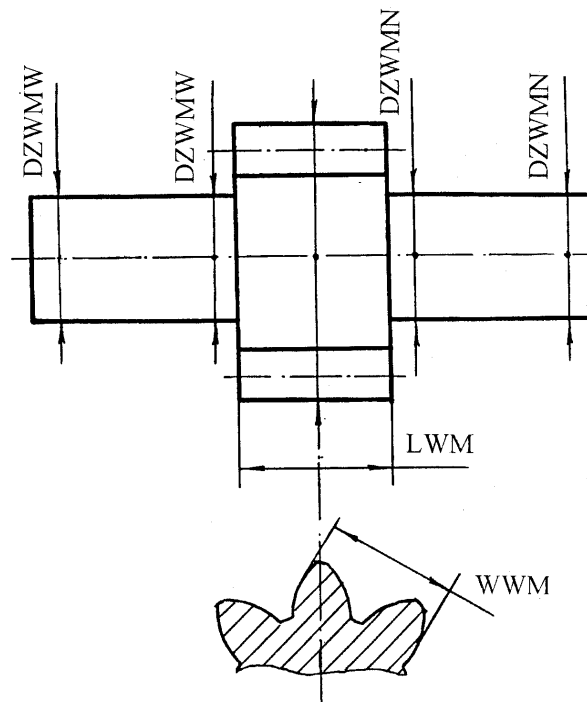


Рис. 16.18. Схема вимірювання зношень веденої шестерні насоса НШ:
 DZWMW – діаметр верхньої цапфи; DZWMN - діаметр нижньої цапфи;
 LWM – ширина вінця, DM – зовнішній діаметр зубів шестерні,
 WWM – довжина загальної нормалі.

Дослідженнями встановлено, що зношення цапф і зубів шестерень по зовнішньому діаметру носить рівномірний характер, а зношення торцевих поверхонь зубів – нерівномірний. В результаті нерівномірного зношення зубів шестерень по ширині вінця, торці шестерень стають неплоскими (рис. 16.19). При цьому максимальне зношення спостерігається біля вершин зубів, що пояснюється збільшенням швидкості тертя.

Аналіз зношених поверхонь евольвентного профілю зубів шестерень (рис. 16.20 і 16.21) свідчить, що найбільше зношення зубів по висоті знаходиться біля ніжки ведучої і біля вершини веденої шестерні. Такий характер зношення відповідає теоретичним положенням про коефіцієнт ковзання зубчатого зачеплення. Окрім того, працездатність сполучення шестерень насоса за евольвентним профілем багато в чому визначається похибкою направлення зубів, яка строго лімітується при виготовленні.

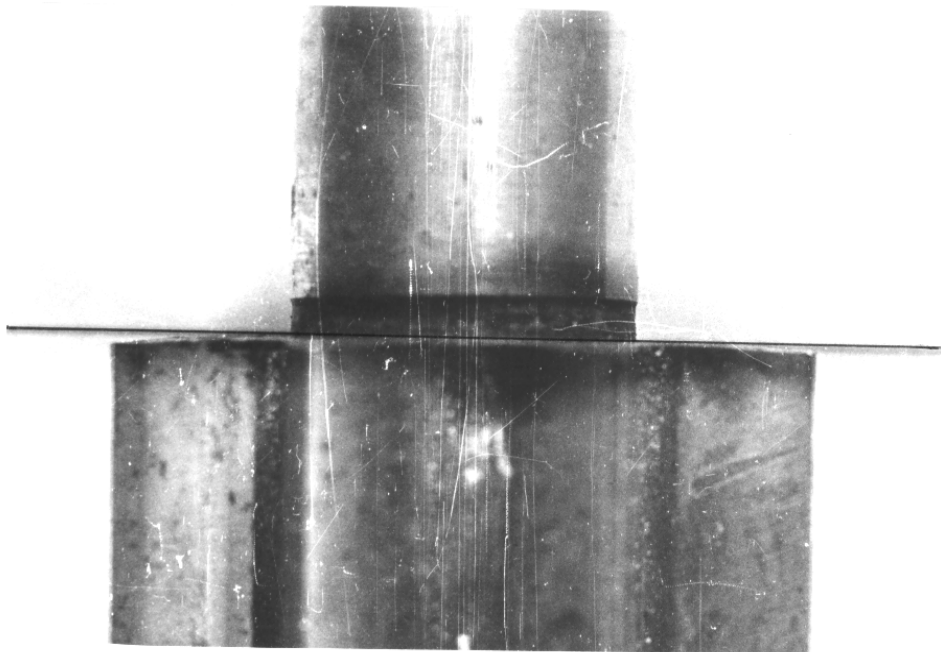


Рис. 16.19. Викривлення площинності торців шестерні в результаті її зношення



Рис. 16.20. Характер зношення евольвентного профілю ведучої шестерні



Рис. 16.21. Характер зношення евольвентного профілю веденої шестерні

16.2.5.2. Провідний вид зношування шестерень. Мікрогеометрія зношених робочих поверхонь шестерень

Виявлення провідного виду зношування основних сполучень насоса досить важливе для з'ясування суті і першопричини зношування. Це дає можливість розробити дієві заходи щодо підвищення зносостійкості спряжень та підвищити їх надійність.

Для виявлення провідного виду зношування використовували відомі методики дослідження поверхонь: візуальний огляд, фотографування, вивчення характерних ознак мікрогеометрії зношених поверхонь.

Шорсткість зношених поверхонь шестерень визначали профілографом-профілометром Talysurf-5 фірми Taylor-Hobson. При цьому досліджували мікрогеометрію зношених цапф, вершин, торців та евольвентного профілю зубів. Результати визначення шорсткості основних робочих поверхонь шестерень насоса наведені у табл. 16.5.

В результаті досліджень встановлено, що поверхні цапф шестерень мають місцеві руйнування у вигляді борозен і подряпин, розташованих по концентричним колам перпендикулярно твірній циліндричних поверхонь цапф (рис. 16.22), що є підтвердженням абразивного виду зношування частинками, які впроваджені в поверхні втулок, що спрягаються з цапфами. При цьому шорсткість цапф зростає, на порядок і більше (див. табл. 16.5). Хвилястість зношених поверхонь виражена слабо. Найхарактерніші подряпини відповідають довжині від 0,05...0,50 мм при глибині 0,010 мм і більше. Перенесення металу з однієї поверхні на іншу, його викидання при огляді за допомогою мікроскопа з 16...500 кратним збільшенням не спостерігалось. Іноді абразивне і теплове зношування поєднуються, підтвердженням чого є припалення на цапфах і втулках.

Таблиця 16.5

Результати визначення шорсткості основних
робочих поверхонь шестерень насоса

Робоча поверхня	Параметри шорсткості поверхонь шестерень, мкм		
	Нової		зношеної
	за кресленням	виміряні	
1	2	3	4
Цапфи шестерень	Ra=0,16	Ra=0,11...0,13 Rq=0,17...0,18 Rmax=1,4...1,9	Ra=0,46...1,38 Rq=1,43 Rmax=8,8

Продовження табл. 16.5

1	2	3	4
Торець зубів	$Ra=0,16$	$Ra=0,11$ $Rq=0,17$ $R_{max}=2,9$	$Ra=0,35...3,7$ $Rq=0,41$ $R_{max}=2,5$
Вершина зуба	$Ra=1,25$	$Ra=1,48...1,60$ $Rq=1,9$ $R_{max}=12,5$	$Ra=2,06...4,3$ $Rq=2,3$ $R_{max}=15,1$
Евольвентний профіль шестерень	$Ra=2,5$	$Ra=1,84$ $Rq=2,33$ $R_{max}=15,3$	$Ra=0,43$ $Rq=0,49$ $R_{max}=4,3$



Рис. 16.22.Цапфа шестерні насоса НШ-32У із слідами абразивного зношування

Зношення торцевих спряжень також відбувається в присутності абразиву, так як поверхня має подряпини і борозни у вигляді концентричних кіл (див. рис. 16.22). Шорсткість торців зубів шестерні істотно зростає, на порядок і більше (див. табл. 16.5). Спостерігається хвилястість зношених поверхонь торців, на відміну від цапф. Найхарактерніші подряпини мають довжину від 0,05...0,50 мм і більше, глибина подряпин досягає 0,010...0,015 мм (рис. 16.23).

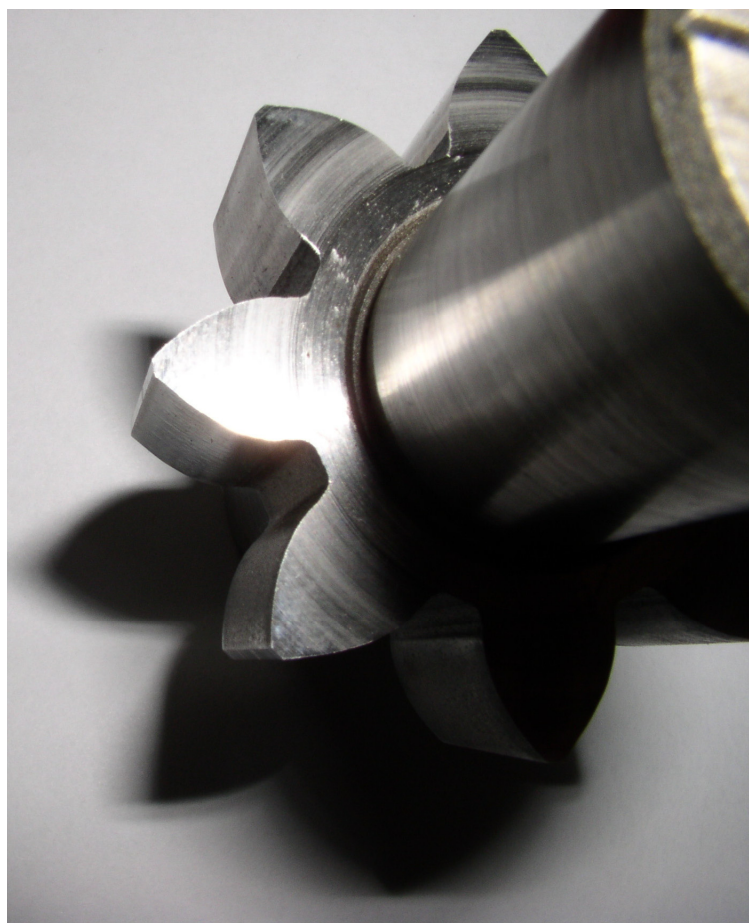


Рис. 16.23.Торець шестерні насоса НШ-32У із слідами абразивного зношування.

Вершини зубів шестерень піддаються абразивному зношуванню абразивними частинками, що проникають у більш м'які робочі поверхні корпусу (див. рис. 16.24). Особливістю шорсткості зношених вершин зубів шестерень, є незначна хвилястість, і порівняно незначне – в 2...3 рази – збільшення шорсткості у порівнянні з новою деталлю. Цим поверхням притаманні глибокі і широкі борозни, які сягають довжини до 2,5 мм і глибини до 0,015 мм. Крім цього, вершини зубів піддаються дії гідроабразивного потоку, який утворюється завдяки втратам робочої рідини через радіальний зазор.



Рис. 16.24. Вершина зуба шестерні насоса НШ-32У із слідами абразивного зношування

Зношення евольвентного профілю шестерень супроводжується зниженням шорсткості цих поверхонь в процесі експлуатації з R_a 2,5 до R_a 0,43, що пояснюється їх взаємним припрацюванням.

Таким чином, провідним видом зношування робочих поверхонь шестерень є абразивне зношування частками, які закріплюються в деталях насоса з низькою твердістю – втулках і корпусі. Робочі поверхні деталей насоса зношуються на величину, яка визначається співвідношенням твердості частинок і деталей, розмірів частинок та механічних домішок і зазорами в спряженнях насоса. За отриманими результатами можна рекомендувати виготовлення вершин зубів шестерень з більш високою шорсткістю до $R_a = 2,5 \dots 3,2$ мкм, так як вища шорсткість не позначиться на функціональних показниках шестеренного насоса.

16.2.5.3. Знос робочих поверхонь шестерень насосів типу НШ

Величину зношення визначали прямими замірами розміру елемента шестерні і порівнянням його з номінальним.

Мінімально необхідну кількість спостережень визначали після збирання даних по 15...20 насосам, спираючись на дані технічного стану поверхні, яка має максимальний коефіцієнт варіації. Цьому критерію відповідає зношення шліців ведучої шестерні – SL. При середньому значенні зношення шліців $\bar{a} = 0,290$ і стандартному відхиленні $S_{a_i} = 0,125$, коефіцієнт варіації складає:

$$V = \frac{0,125}{0,290} \cdot 100\% = 43,10 \%$$

Задавшись відносною помилкою вимірювань $\varepsilon = 0,1$ і довірчою вірогідністю $\alpha = 0,95$, визначили коефіцієнт Ст'юдента – $t_{\alpha} = 2,3$. Тоді, при $n = 15$, $\bar{a} = 0,290$ і $S_{a_i} = 0,125$, а необхідну кількість об'єктів дослідження визнали за формулою

$$n = \frac{t_{\alpha,n}^2 \cdot S_{a_i}^2}{\varepsilon^2 \cdot \bar{a}^2} = \frac{2,3^2 \cdot 0,125^2}{0,1^2 \cdot 0,290^2} = 98,28$$

Результати статистичної обробки експериментальних даних зносів елементів шестерень насосів НШ-32У представлені в таблиці 16.6.

Аналізуючи систематизовані дані, що наведені в таблиці 16.6 приходимо до висновку, що розподіл величини зношування елементів шестерень насоса НШ-32У істотно відрізняється від нормального закону розподілу. При цьому значення коефіцієнта варіації і відносної похибки одиничного вимірювання завищені. Це можна пояснити значним розсіюванням зношень елементів шестерень, що пов'язане з неоднорідністю технічного стану насосів, які надходять в ремонт, що обумовлюється різними умовами їх експлуатації.

Таблиця 16.6.

Результати статистичної обробки даних зносів елементів
шестерень насоса НШ-32У

Статистичні параметри розподілу випадкової величини зносів елементів шестерень	Зноси елементів шестерень					
	DZ – знос цапф по діаметру	DS - знос шейки під сальник ведучої шестерні по діаметру	B – знос вінця шестерні по ширині	D – знос вершин зубців шестерень по зовнішньому діаметру	W – знос довжини загальної нормалі евольвентного профілю	SLJ – знос ширини шліців ведучої шестерні
1	2	3	4	5	6	7
Вибіркова середня, $\bar{a}$,	0,051	0,0307	0,2028	0,2164	0,0580	0,2654
Верхній кuartиль, Q_1	0,0275	0,020	0,06000	0,1375	0,0230	0,065
Медіана, Me ,	0,0331	0,020	0,170	0,190	0,04550	0,2150
Нижній кuartиль, Q_3	0,050	0,040	0,3025	0,2550	0,0730	0,2650
Мода, Mo ,	0,0325	0,020	0,0350	0,0950	0,0380	0,2150
Стандартне відхилення одиночного виміру, S_{a_i}	0,0544	0,021801	0,16086	0,111	0,047901	0,328027
Стандартне відхилення середнього вибірки, $S_{\bar{a}}$	0,0054	0,002180	0,01609	0,0111	0,004790	0,032803
Довірчий інтервал одиничного зносу	(-0,056 ... 0,1577)	(-0,0120 ... 0,07343)	(-0,1125 ... 0,51808)	(-0,00115 ... 0,43395)	(-0,03589 ... 0,15189)	(-0,37753 ... 0,90833)

Продовження табл. 16.6.

1	2	3	4	5	6	7
Довірчий інтервал середнього вибірки	(0,04036 ... 0,06194)	(0,02643 ... 0,03497)	(0,17127 ... 0,23433)	(0,19465 ... 0,41105)	(0,04863 ... 0,10665)	(0,20111 ... 0,32969)
Абсолютна погрішність одиничного зносу, Δa	0,10663	0,021801	0,315280	0,217548	0,093886	0,642933
Відносна погрішність одиничного зносу, ε_{a_i} , %	209,07	139,19	155,46	100,53	161,87	242,25
Абсолютна погрішність середнього вибірки, $\Delta \bar{a}$	0,010663	0,002180	0,031528	0,021755	0,009390	0,064293
Відносна погрішність середнього вибірки, $\varepsilon_{\bar{a}}$, %	20,91	13,92	15,55	10,05	16,19	24,23
Коефіцієнт варіації, V , %	106,67	71,01	79,32	51,29	82,59	123,604
Коефіцієнт асиметрії, As	3,972686	1,406813	1,345652	1,636158	1,923697	2,933796
Коефіцієнт ексцесу, Ex	18,66759	1,53723	2,31156	4,46699	4,35852	9,20891

Примітки до таблиці 16.6.

1. Умовні позначення зносу, що прийняті в таблицях: DZ – знос діаметру цапф шестерні; DS – знос діаметру шийки під сальник провідної шестерні; В – знос ширини вінця шестерні, D – знос діаметру виступів вершин зубів шестерні, W – знос довжини загальної нормалі шестерні; SLJ – знос ширини шліців провідної шестерні.

2. Результати довірчих інтервалів обчислювали, при довірчій ймовірності $\alpha = 0,95$.

Наступним етапом досліджень стало визначення теоретичного закону розподілу і його узгодження з експериментальними даними по визначенню зношень елементів шестерень насоса НШ-32У. Результати підбору теоретичного закону розподілу зношень елементів шестерень насоса НШ-32У при довірчій ймовірності $P = 0,95$ наведені в таблиці 16.7. Розподіл величин зношень більшості елементів шестерень насоса підкоряється теоретичному закону розподілу Вейбула.

За отриманими результатами була побудована графічні залежності, які ілюструють отримані статистичні дані (рис.16.25...16.30).

Розподіл Вейбула, як і експоненціальний свідчить про те, що елементи шестерень не використали закладений в них ресурс. Свідченням цього є те, що розподіл зношення елементів шестерень, зміщений у бік меншого зношення. Це пояснюється недостатнім ресурсом спряження «корпус - шестерня», зокрема вершин зубів шестерень.

Таблиця 16.7

Теоретичні закони розподілення зношень елементів шестерень насоса НШ-32У

Зношення елементів шестерень	Прийнятий закон розподілу	Числові параметри емпіричного розподілу	Теоретичний закон розподілу та його параметри
1	2	3	4
DZ – зношення цапф по діаметру	Розподіл Вейбула	$\bar{x} = 0,0501$ $S_{x_i} = 0,054402$ $V = 1,067$	$b = 0,94; K_b = 1,03$ $f(x) = \left(\frac{K_b}{\bar{x}}\right)^b bx^{b-1} e^{-\left(\frac{K_b x}{\bar{x}}\right)^b}$ $F(x) = 1 - e^{-\left(\frac{K_b x}{\bar{x}}\right)^b}$
DS – зношення діаметра шийки під сальник ведучої шестерні	Розподіл Вейбула	$\bar{x} = 0,0307$ $S_{x_i} = 0,021801$ $V = 0,7101$	$b = 1,44; K_b = 0,91$ $f(x) = \left(\frac{K_b}{\bar{x}}\right)^b bx^{b-1} e^{-\left(\frac{K_b x}{\bar{x}}\right)^b}$ $F(x) = 1 - e^{-\left(\frac{K_b x}{\bar{x}}\right)^b}$
B – зношення зубів шестерні по ширині вінця	Розподіл Вейбула	$\bar{x} = 0,2028$ $S_{x_i} = 0,160857$ $V = 0,7932$	$b = 1,26; K_b = 0,93$ $f(x) = \left(\frac{K_b}{\bar{x}}\right)^b bx^{b-1} e^{-\left(\frac{K_b x}{\bar{x}}\right)^b}$ $F(x) = 1 - e^{-\left(\frac{K_b x}{\bar{x}}\right)^b}$

Продовження табл. 16.7

1	2	3	4
D – зношення вершин зубів шестерні по зовнішньому діаметру	Розподіл Вейбула	$\bar{x} = 0,2164$ $S_{x_i} = 0,110994$ $V = 0,5129$	$b = 2,04; K_b = 0,89$ $f(x) = \left(\frac{K_b}{\bar{x}}\right)^b b x^{b-1} e^{-\left(\frac{K_b x}{\bar{x}}\right)^b}$ $F(x) = 1 - e^{-\left(\frac{K_b x}{\bar{x}}\right)^b}$
W – зношення довжини загальної нормалі шестерні	Розподіл Вейбула	$\bar{x} = 0,0580$ $S_{x_i} = 0,047901$ $V = 0,8259$	$b = 1,20; K_b = 0,94$ $f(x) = \left(\frac{K_b}{\bar{x}}\right)^b b x^{b-1} e^{-\left(\frac{K_b x}{\bar{x}}\right)^b}$ $F(x) = 1 - e^{-\left(\frac{K_b x}{\bar{x}}\right)^b}$
SL – зношення шліців ведучої шестерні по ширині	Експоненціальний	$\bar{x} = 0,2654$ $S_{x_i} = 0,328027$ $V = 0,123604$	$f(x) = \lambda e^{-\lambda x}$ $F(x) = \begin{cases} 1 - e^{-\lambda x} & \text{при } x \geq 0 \\ 0 & \text{при } x < 0 \end{cases}$ $\bar{x} = \frac{1}{\lambda}$

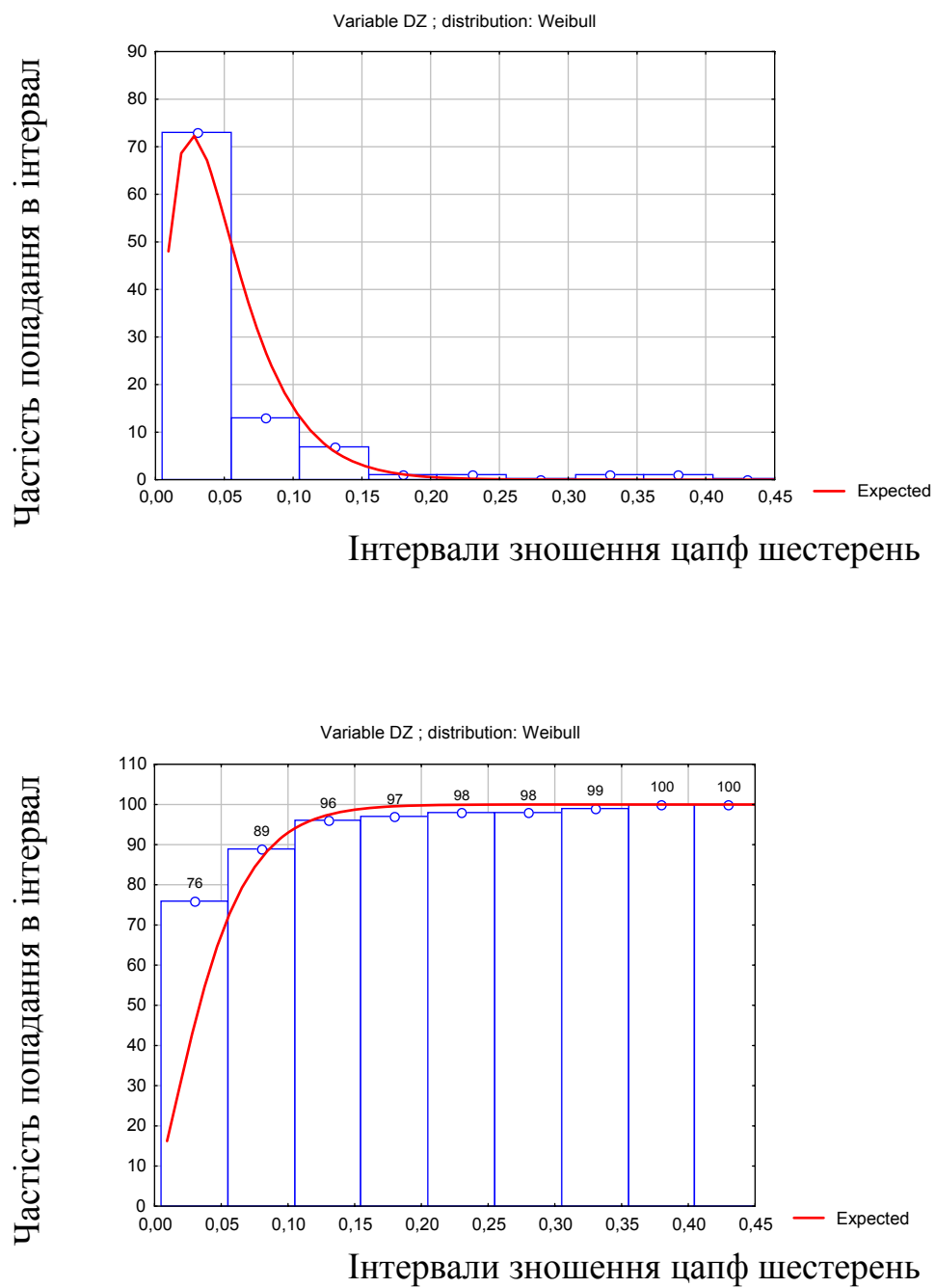


Рис. 16.25. Розподіл щільності ймовірностей і ймовірностей зношення цапф шестерень насоса НШ-32У

Розділ 13. Ремонт агрегатів гідравлічних систем

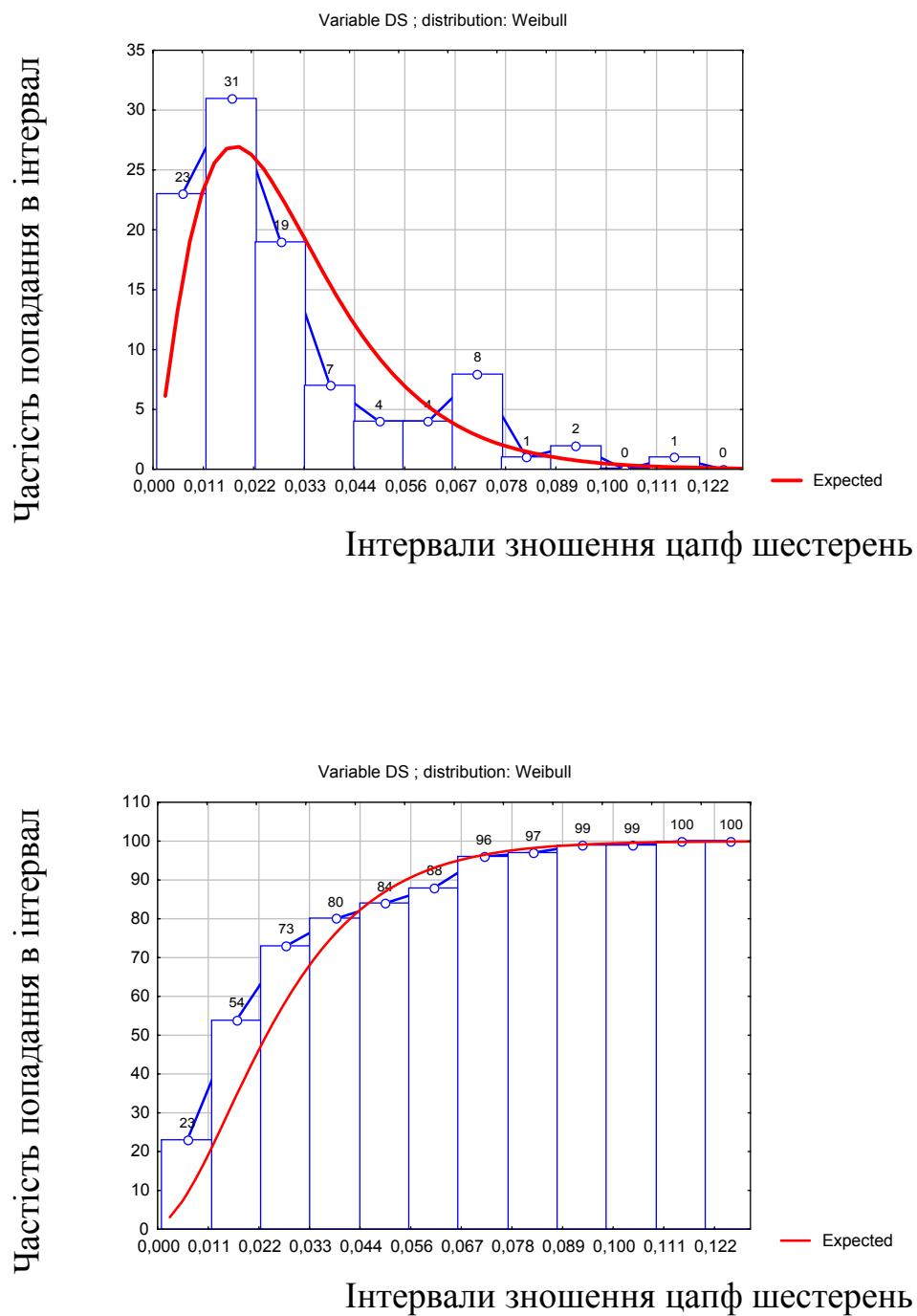


Рис. 16.26. Розподіл щільності ймовірностей і ймовірностей зношення шийок ведучої шестерні під ущільнення насоса НШ-32У

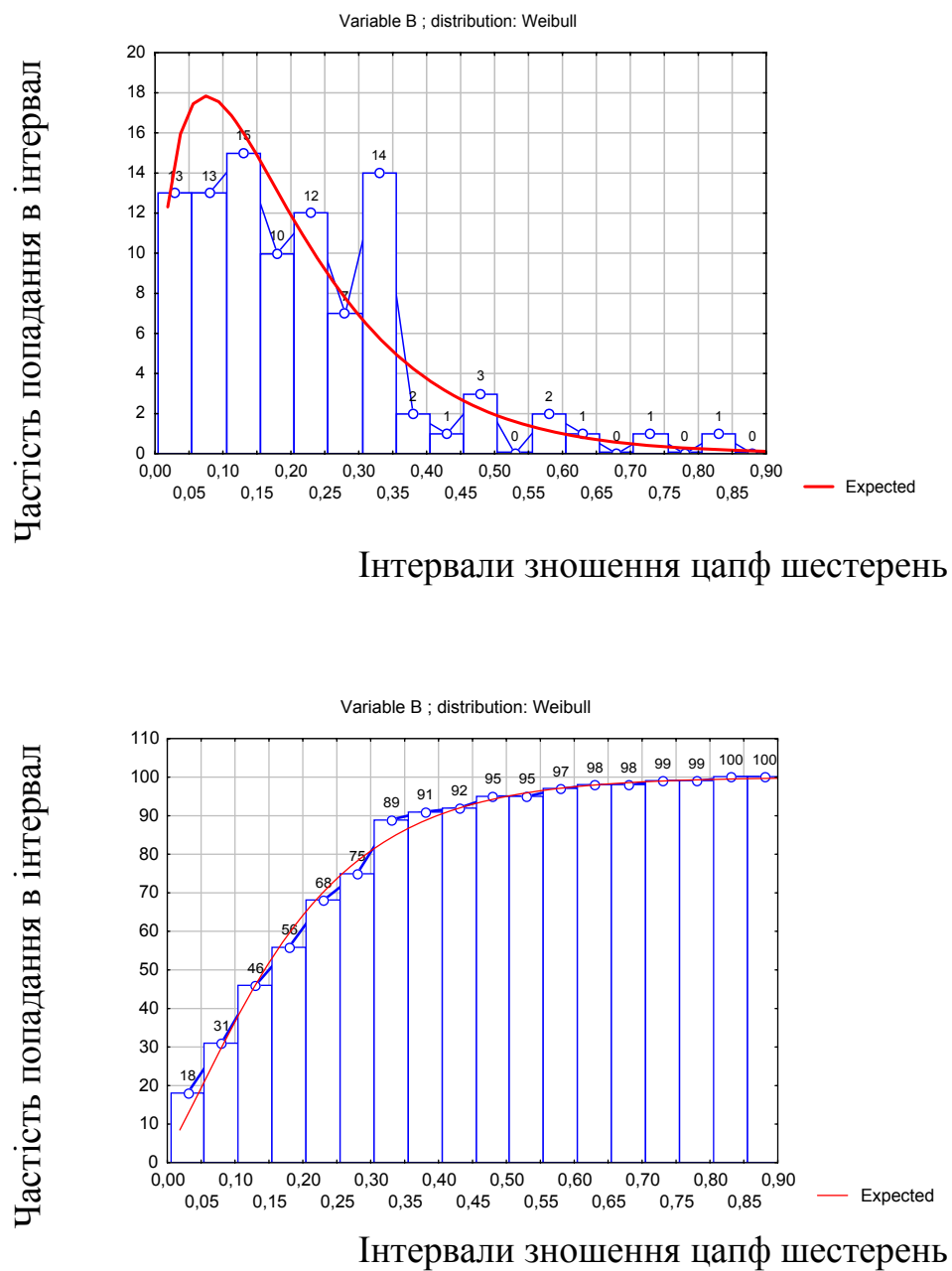


Рис. 16.27. Розподіл щільності ймовірностей і ймовірностей зношення шестерень насоса НШ-32У по ширині вінця

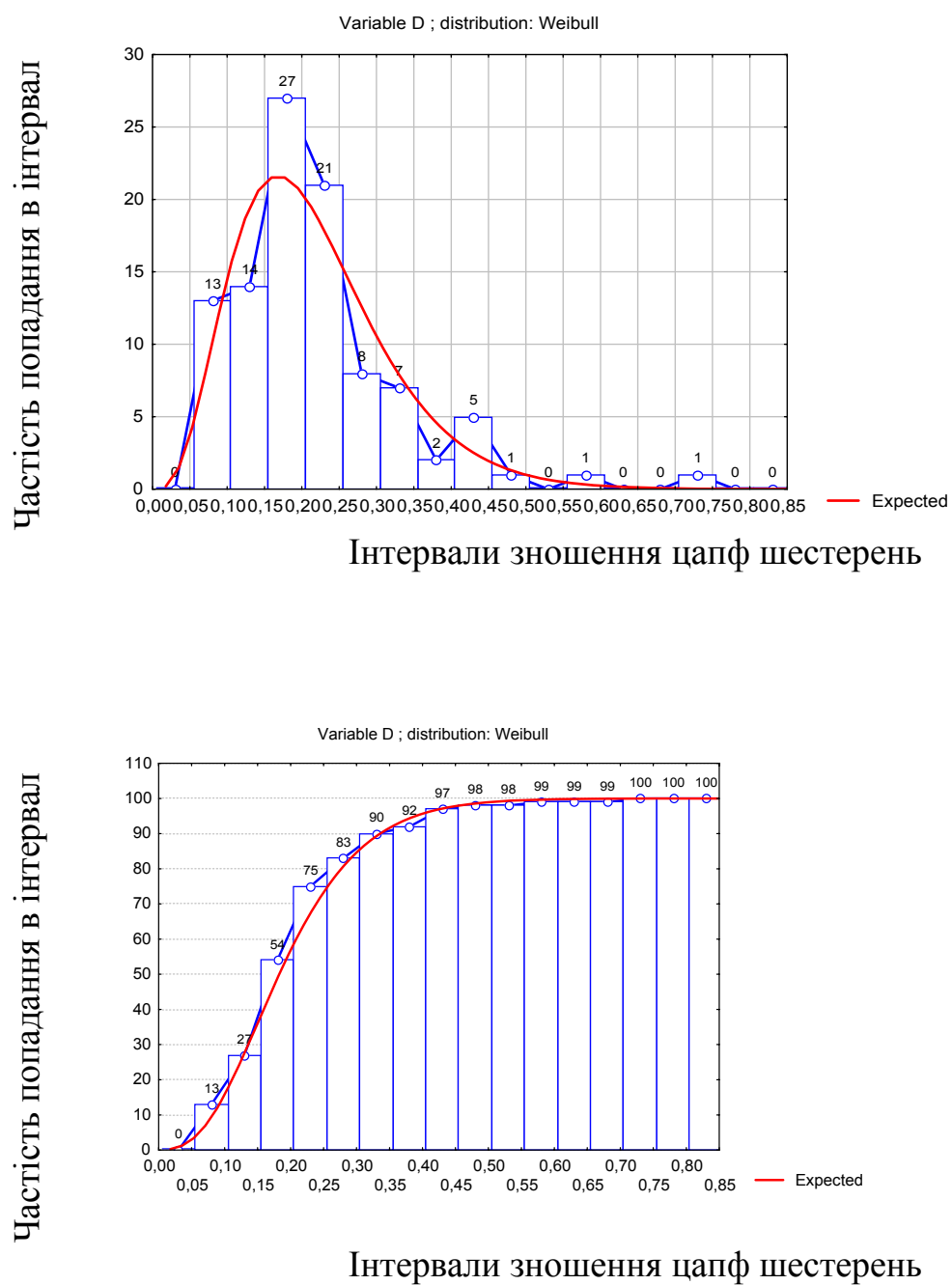


Рис. 16.28. Розподіл щільності ймовірностей і ймовірностей зношення шестерень насоса НШ-32У по зовнішньому діаметру

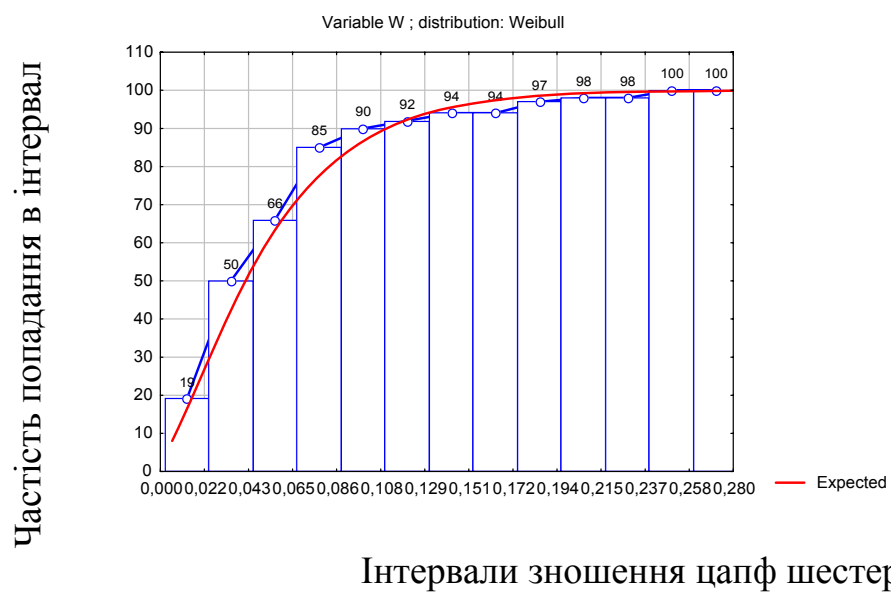
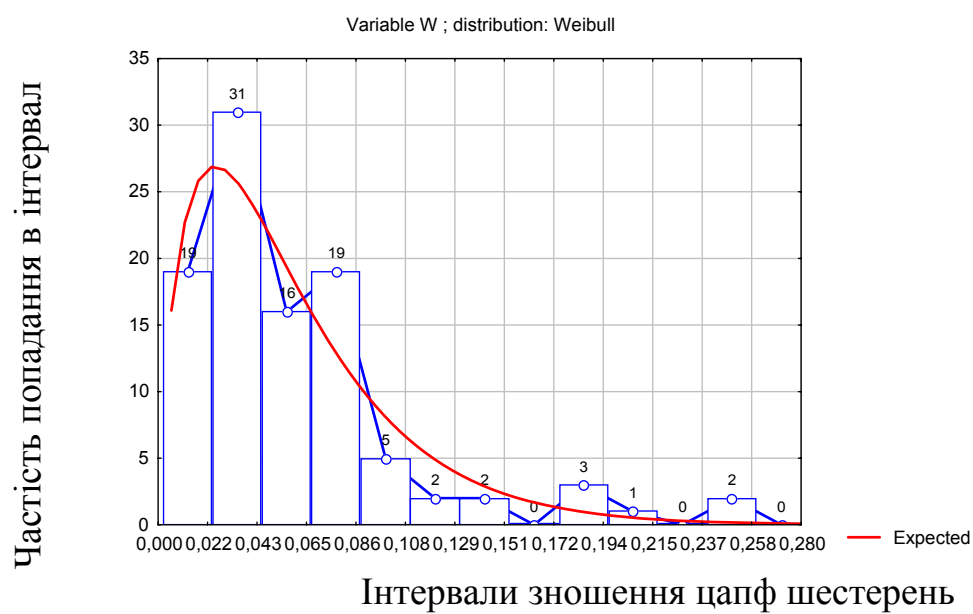


Рис. 16.29. Розподіл щільності ймовірностей і ймовірностей зношення евольвентного профілю шестерень насоса НШ-32У

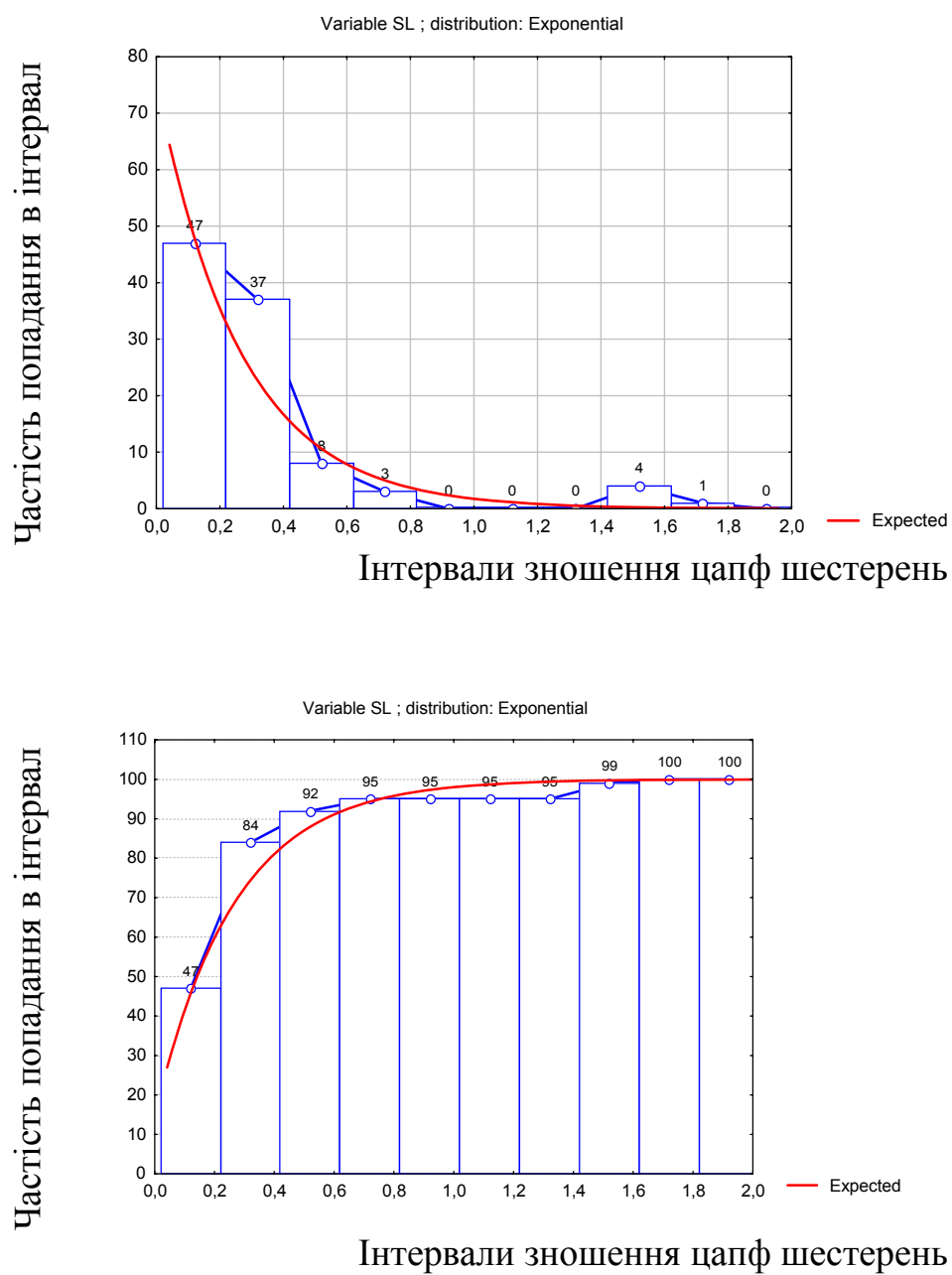


Рис. 16.30. Розподіл щільності ймовірностей і ймовірностей зношення шліців ведучої шестерні насоса НШ-32У по ширині

16.2.5.5. Статистична модель взаємозв'язку зносів елементів шестерні

Статистична модель зношеної шестерні встановлює взаємозв'язки між зношеннями елементів шестерень і описується відповідними рівняннями регресії.

Незалежними змінними були вибрані зношення циліндричних поверхонь цапф шестерень і шийок ведучої шестерні під ущільнення.

Залежності між зношеннями поверхонь шестерень знаходили у вигляді лінійних рівнянь регресії.

Залежність між зношенням вінця шестерень по ширині і зношенням цапф по діаметру і, рівняння регресії має вид:

$$B = 1,6001 \cdot DZ + 0,12115 \quad (16.3)$$

де B - знос вінця шестерні по ширині, мм;

DZ - знос цапфи шестерень по діаметру, мм.

Залежність між зношенням вінця шестерень по зовнішньому діаметру і зношенням цапф по діаметру, рівняння регресії має вид:

$$D = 0,53270 \cdot DZ + 0,18922 \quad (16.4)$$

де D - знос шестерень по зовнішньому діаметру, мм.

Залежність між зношенням шестерень по евольвентному профілю і зношенням шийки ведучої шестерні під ущільнення, рівняння регресії має вид:

$$W = 0,3236 \cdot DS + 0,04803 \quad (16.5)$$

де W - знос шестерень по евольвентному профілю, мм.

Залежність між зношенням шліців ведучої шестерні по ширині і зношенням шийки ведучої шестерні під ущільнення, рівняння регресії має вид:

$$SL = 4,1035 \cdot DS + 0,1392 \quad (16.6)$$

де SL - знос шліців ведучої шестерні по ширині, мм.

16.2.5.6. Способи відновлення робочих поверхонь шестерень насосів типу НШ

Шестерні насосів НШ відрізняє складна розвинена робоча поверхня, високі вимоги, що пред'являються до точності виготовлення і шорсткості поверхонь, що сполучаються. По наявності цапф ці деталі слід віднести до класу вал-шестерень. Ці особливості, а також незначний знос робочих поверхонь шестерень вимагають особливо ретельного підходу до вибору способу відновлення цих деталей.

Результатом узагальнюючого аналізу відомих способів ремонту і відновлення шестерень з'явилася розроблена класифікація способів відновлення шестерень насосів НШ за технологічною ознакою, яка представлена на рис. 16.31.

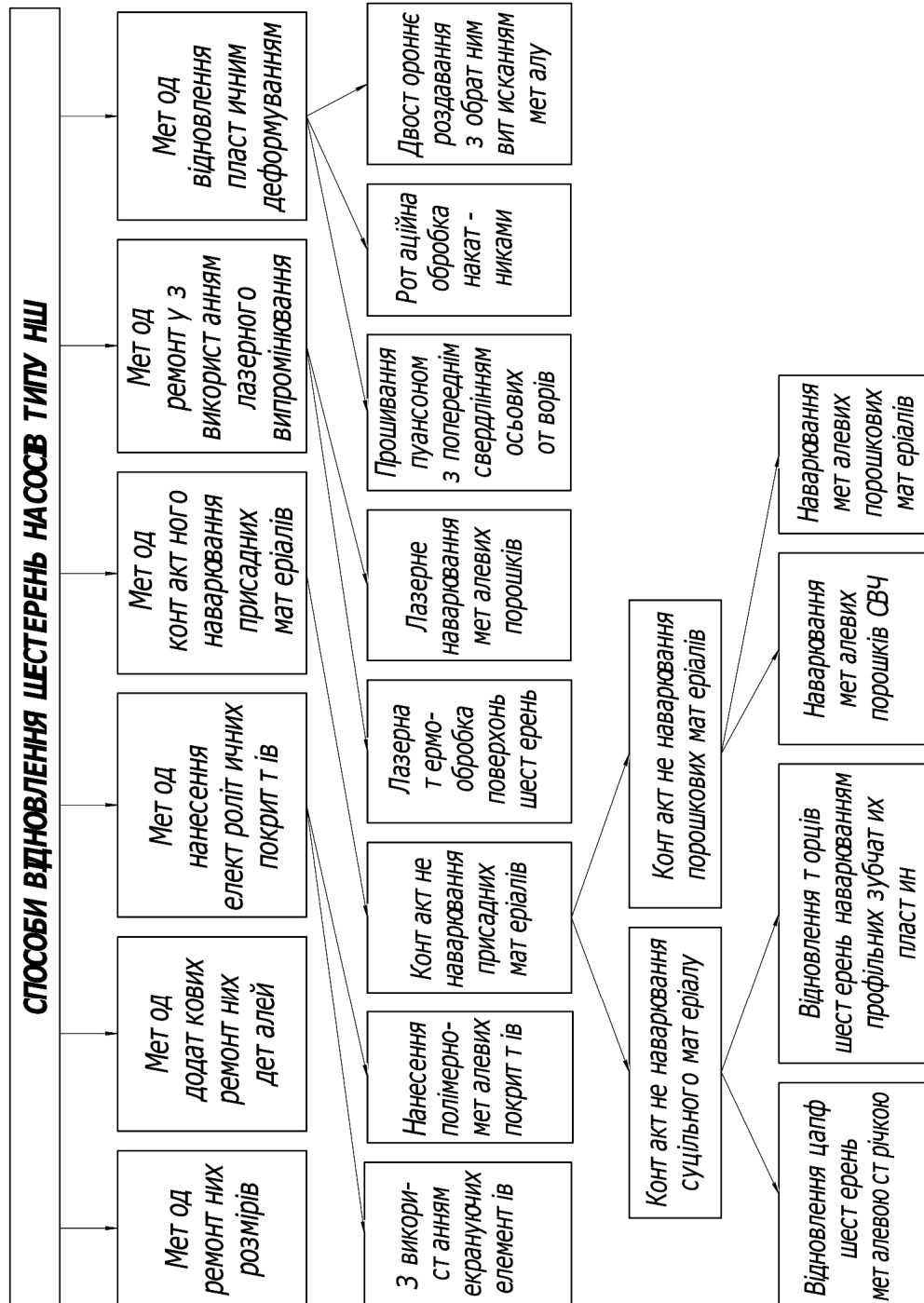


Рис. 16.31. Класифікація способів ремонту і відновлення шестерень насосів НШ

16.2.5.6.1. Спосіб відновлення шестерень насосів типу НШ шліфуванням під зменшений ремонтний розмір

До останнього часу відновлення шестерень насосів типу НШ зводилося до усунення слідів зносу на робочих поверхнях шляхом їх шліфування під найближчий зменшений ремонтний розмір в межах товщини шару цементациі цапф, торців і зовнішньої поверхні головок зубів шестерень (див. рис. 16.32).

До переваг описаного методу ремонту шестерень слід віднести простоту, низьку трудомісткість і собівартість способу. Проте компенсація зносу шестерень по зовнішньому діаметру, по ширині зуба, а також цапф шестерень по діаметру досягається за рахунок відновлення під зменшений ремонтний розмір корпусу і втулок насоса, що сполучаються з шестернями. Це приводить до збільшення складності і собівартості ремонту насоса в цілому.

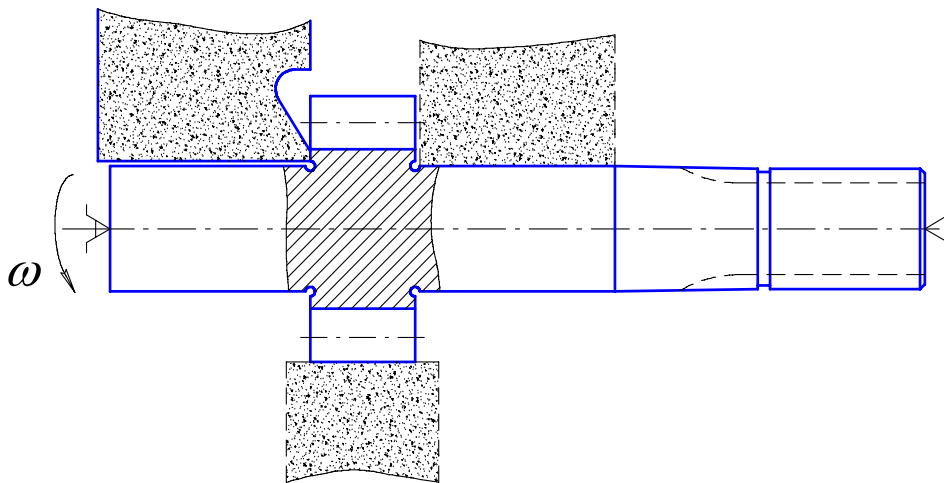


Рис. 16.32. Схема відновлення шестерень насосів НШ методом зменшених ремонтних розмірів

16.2.5.6.2. Спосіб відновлення шестерень насосів типу НШ методом додаткових ремонтних деталей

Метод додаткових ремонтних деталей, розроблений в Національному транспортному університеті, полягає у виправленні

макро- і мікро геометричних параметрів зношених торців шестерень шліфуванням до виведення слідів зносу. Після цього на цапфах шестерень встановлюються компенсаційні пластини з профілем відповідним профілю відновлюваної шестерні без їх закріплення на торцях шестерень рис. 16.33. Пропонований спосіб дозволяє відновити знос зубів шестерень по ширині. Знос же шестерень і цапф по діаметру усувають шліфуванням під найближчий ремонтний розмір. І хоча використання способу дозволяє за рахунок збільшення ширини вінця шестерні відновити початковий робочий об'єм насоса, проте поява нового спряження «шестерня - компенсаційна пластина» створює додаткові можливості для втрат робочої рідини. Це явище посилюється ще і тим, що висока твердість торців пластин і шестерень майже виключає можливість припрацювання цих поверхонь.

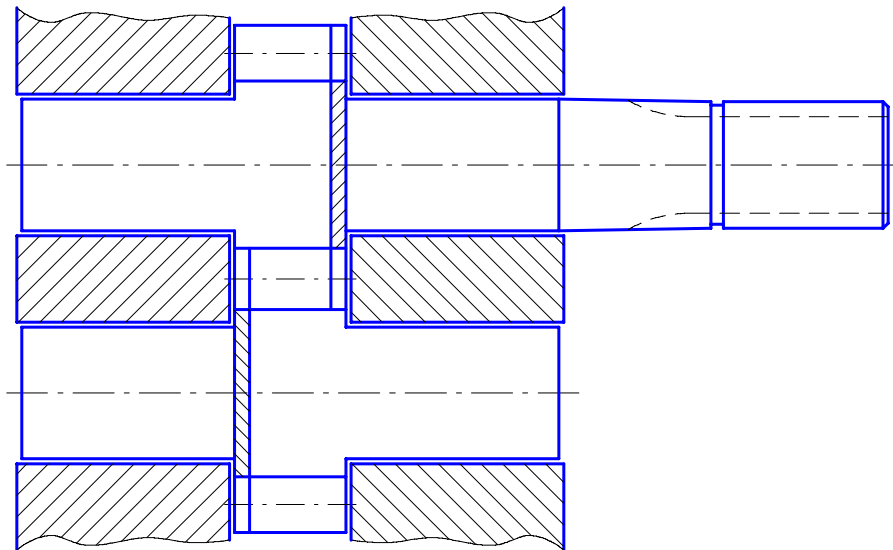


Рис. 16.33. Схема відновлення шестерень насосів НШ методом додаткових деталей – за допомогою профільних пластин без їх закріплення на торцях шестерень

Розвиток описаного способу, запропонований в Кіровоградському національному технічному університеті полягає в контактному приварюванні профільних пластин на торці шестерень, а надалі заміні профільних пластин

компенсуючими знос шайбами рис. 16.34. За твердженням авторів, спосіб сприяє підвищенню коефіцієнту подачі насоса за рахунок збільшення гідроопору спряження «торець шестерні – торець втулки».

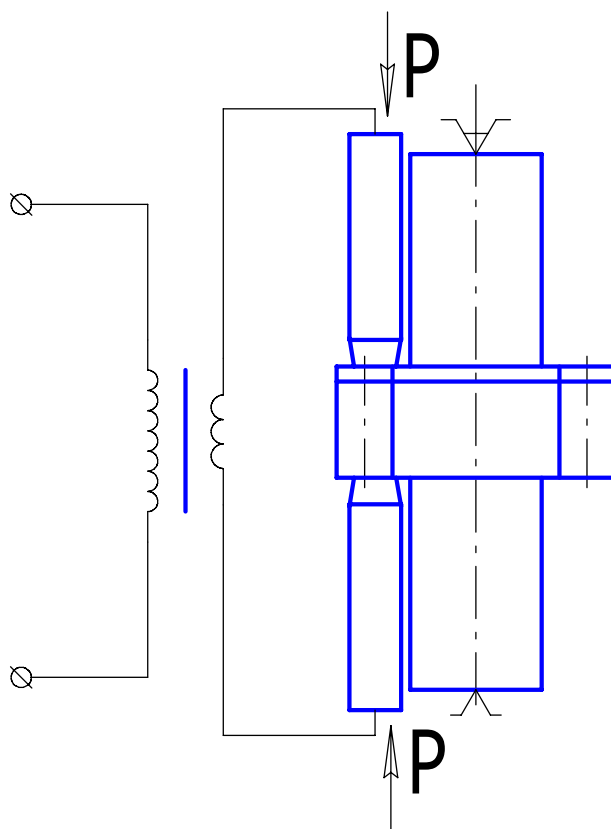


Рис. 16.34. Схема відновлення шестерень насосів НШ методом додаткових деталей – за допомогою профільних пластин із закріпленням їх на торцях шестерень

16.2.5.6.3. Спосіб відновлення шестерень насосів типу НШ гальванічними покриттями

Розроблено спосіб відновлення шестерень гальванічними покриттями: насталюванням і хромуванням рис. 16.35.

Проблематичність відновлення шестерень насосів НШ електролітичним нарощуванням металів полягає в складності отримання рівномірних покриттів на робочих поверхнях. Це пояснюється формою деталі, наявністю гострих граней, на яких

відбувається утворення дефектів у вигляді «загарів» і «дендритів». Процес нарощування металу тривалий і продовжується 2...3 години до утворення необхідної товщини покриття – 0,10...0,15 мм.

Вдосконаленням способу відновлення шестерень гальванічними покриттями є нанесення полімерний-металевих покриттів при відновленні цапф і торців шестерень. Їх отримують з електролітів-суспензій солей металів, що є розчинами, з додаванням певної кількості високодисперсного полімерного порошку.

Спосіб не знайшов широкого застосування на практиці із-за великої трудомісткості, крім того спосіб не дозволяє відновлювати евольвентний профіль зубів із-за відшаровування гальванопокриттів при значних контактних навантаженнях, що виникають при роботі шестерень.

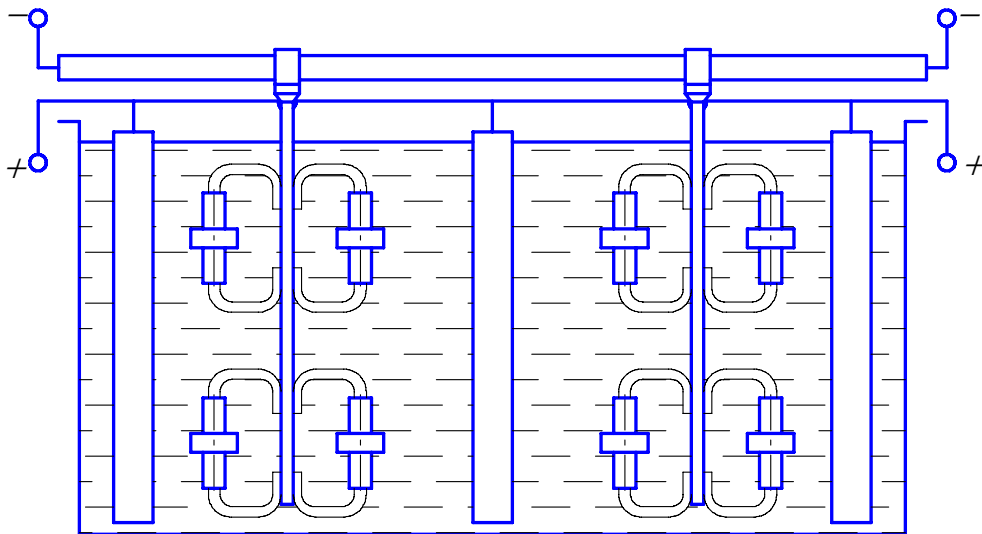


Рис. 16.35. Схема відновлення шестерень насосів НШ шляхом нанесення гальванопокриттів

16.2.5.6.4 Спосіб відновлення шестерень насосів типу НШ лазерним наварюванням металевих порошкових матеріалів

Пропонується наносити металеві порошки на зношені поверхні шестерень лазерним наварюванням. Використовують

при цьому вартісні порошки, що самофлюсуються, на основі нікелю СНГН і АГ-СР зернистістю 0,1... 0,25 мм. Твердість навареного порошку СНГН становить HRC 60...63, міцність зчеплення з основою складає 250 МПа (рис. 16.36).

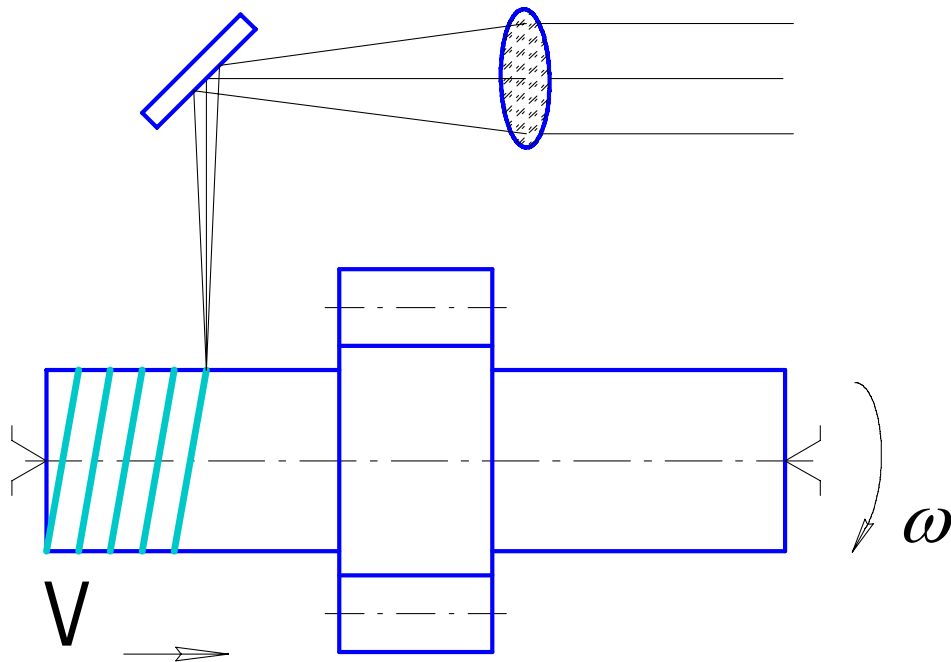


Рис. 16.36. Схема відновлення шестерень насосів НШ лазерним наварюванням металевих порошків

16.2.5.6.5. Спосіб відновлення шестерень насосів типу НШ гарячим пластичним деформуванням

У Національному транспортному університеті був запропонований спосіб відновлення шестерень пластичною деформацією – роздачею шляхом крізного прошивання пуансоном уздовж заздалегідь просвердленого осьового отвору. Деталь нагрівають до температури 1000...1100⁰ С і розміщують в штампі для роздачі. Роздача проводиться прошивним пуансоном із швидкістю 80...150 мм/с, із зусиллям на штоку 100...120 кН (рис. 16.37). Після роздачі шестерня піддається відпалу і подальшій механічній і термічній обробці.

Розроблена технологія дозволяє отримувати відновлені

шестерні, що не поступаються по своїм характеристиках новим. Економічна ефективність способу досягається за рахунок зниження трудомісткості і повернення деталям повного ресурсу при 100 % економії металу. Вартість відновлення деталі складає 40... 55 % від виготовлення нової. До існуючих недоліків способу слід віднести неможливість відновлення вінця шестерні по довжині, низьку стійкість тонких прошивних пуансонів і недостатність створюваного припуску для якісного відновлення шестерень в процесі подальшої механічної обробки.

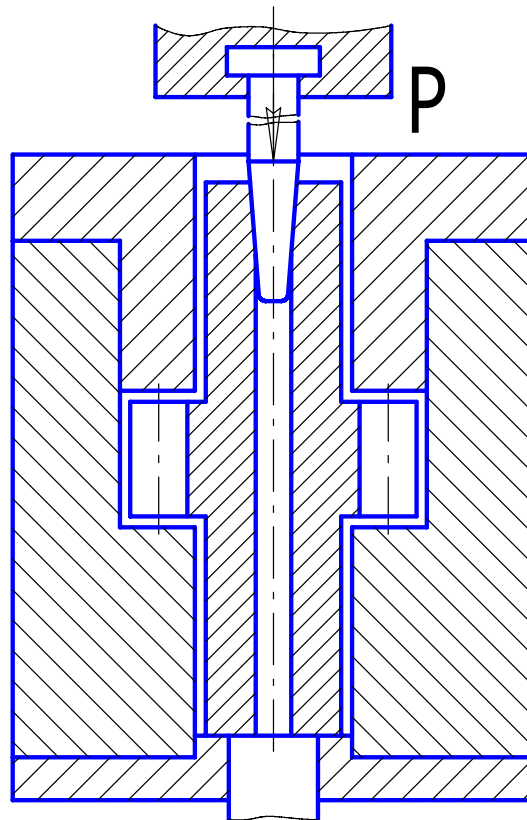


Рисунок 16.37. Схема відновлення шестерень насосів НШ крізною прошивкою пуансоном вздовж заздалегідь просвердленого осьового отвору

На Дарницькому дослідно-експериментальному ремонтному заводі запропонований спосіб і пристрій для відновлення шестерень насосів НШ із зносом зубів по довжині і зовнішньому діаметру шляхом обкатки шестерень накатниками з ребордами

рис. 16.38. Пристрій дозволяє відновлювати зуби шестерень як по довжині, формуючи торці шестерень ребрами накатників, так і по діаметру за рахунок металу тіла зуба. При цьому відбувається зменшення модуля зачеплення, що приводить до збільшення об'єму відокремленої порожнини, укомплектованого відновленими цим способом шестернями. Спосіб не дозволяє відновлювати знос цапф шестерень по діаметру.

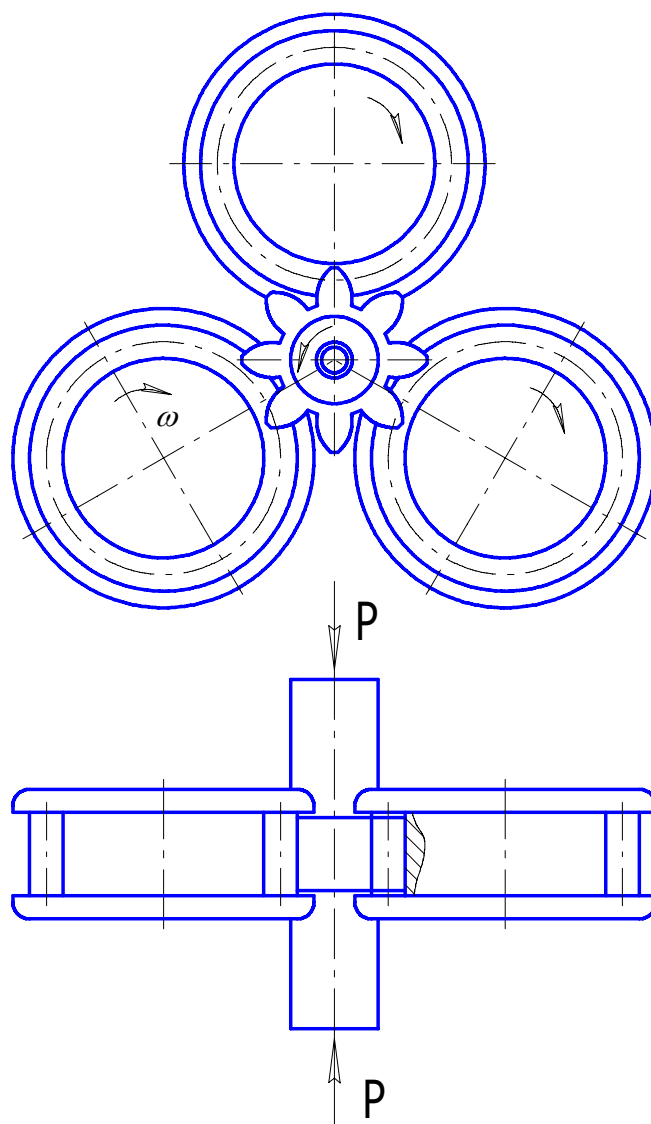


Рис. 16.38. Схема відновлення шестерень насосів НШ пластичною деформацією шляхом обкатки накатниками

Подальший розвиток відновлення шестерень гарячим пластичним деформуванням отримав в роботах Кіровоградського НТУ. Авторами пропонується відновлювати шестерні двосторонньою роздачею із зворотним витискуванням металу на завершальній стадії процесу деформації, виключаючи попереднє свердлення осевих отворів рис. 16.39. Пропонована схема формоутворення забезпечує створення необхідного припуску на всіх зношених робочих поверхнях шестерні не меншого 0,75 мм на сторону.

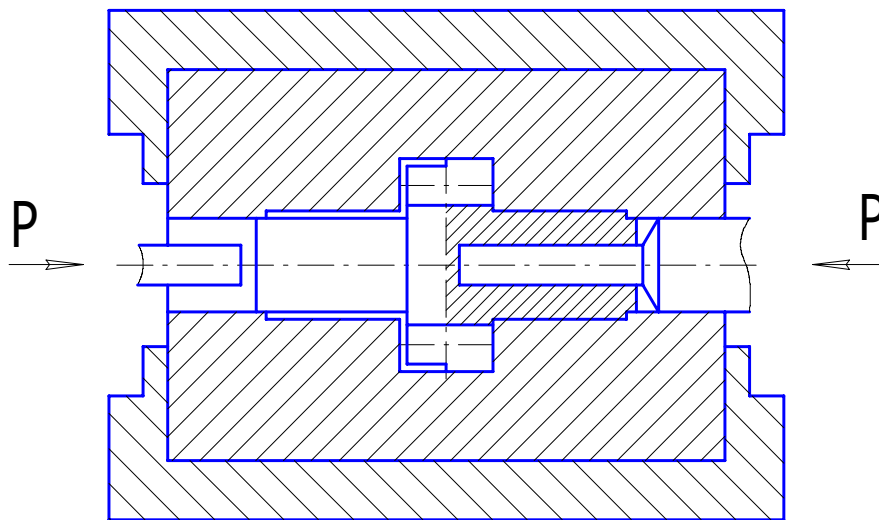


Рис. 16.39. Схема відновлення шестерень насосів НШ пластичним деформуванням шляхом двосторонньої роздачі одночасно двома пуансонами із зворотним витискуванням металу

На відміну від інших способів метод відновлення шестерень пластичним деформуванням дозволяє здійснити комплексне відновлення деталі по всіх зношених поверхнях, тобто метод забезпечує високу концентрацію операцій при відновленні деталей. Довговічність шестерень відновлених пластичною деформацією на 15...25 % вище, ніж серійних, таких, що виготовляються методом різання.

До істотних недоліків відновлення шестерень пластичною деформацією слід віднести значні енерго- і трудові витрати, повний цикл термічної обробки шестерень і значний об'єми подальшої механічної обробки.

16.2.5.6.6. Спосіб відновлення шестерень насосів типу НШ електроконтактним наварюванням зносостійких порошкових матеріалів

Одним з найбільш перспективних способів відновлення шестерень насосів типа НШ є створення композиційних покриттів, що володіють високим рівнем зносостійкості, міцності, твердості, корозійної стійкості на основі нових технологій, що базуються на методах порошкової металургії, зокрема електроконтактним наварюванням зносостійких композиційних порошкових матеріалів.

Кіровоградським НТУ розроблена технологія комплексного відновлення шестерень насосів. Пропонований спосіб відновлення включає: електроконтактне наварюванням зносостійких композиційних порошкових матеріалів на вершини зубів; наварювання профільної зубчастої пластини до торців шестерні; електролітичне нанесення композиційного металополімерного покриття на основі заліза на цапфи шестерень або контактне наварювання на цапфи металевої стрічки рис. 16.40.

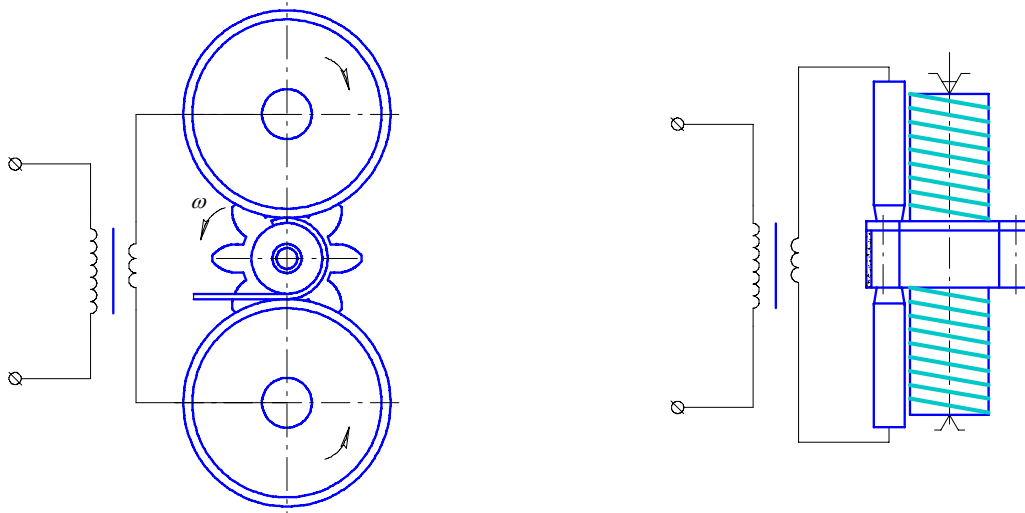


Рис.16.40. Схема комплексного відновлення шестерень насосів НШ електроконтактним наварюванням композиційних зносостійких порошкових матеріалів

Служать шестерні, відновлені контактним наварюванням компенсуючого знос матеріалу в 2...3 разу довше, ніж нові. Термін служби відновленого спряження шестерні - корпус збільшується в 1,5...2 рази.

З метою підвищення якості покриття: поліпшення міцності зчеплення навареного порошку з основним металом шестерень, зменшення пористості покриття і зниження його крихкості було запропоновано удосконалення способу електроконтактного наварювання зносостійких композиційних порошкових матеріалів шляхом використання хімічного активуючого чинника введенням в наварюваний порошок розчинів солей нікелю.

Для відновлення і зміцнення шестерень покриттям здатним успішно протистояти абразивному і гідроабразивному зносу може бути забезпечена використанням електроконтактного наварювання зносостійких композиційних порошкових матеріалів. Висока зносостійкість композиційних порошкових матеріалів забезпечується вмістом в їх складі особливо твердих і зносостійких компонентів, таких як, карбіди хрому, карбіди титану, які різко знижують міцність зчеплення цих матеріалів або оксидів і керамічних матеріалів, які не зварюються взагалі і різко підвищують електричний опір наварюваних зносостійких композиційних порошкових матеріалів. Крім того, нанесення покриттів на цементовані поверхні шестерень, що містять чималий вміст карбідів схожого складу ще більш загострюють проблему.

Щоб запобігти цим негараздам в Кіровоградському НТУ розроблена технологія електроконтактного наварювання, яка базується на підвищенні активізації процесів електроконтактного наварювання композиційних зносостійких порошкових матеріалів: силовим активуванням шляхом нормального навантаження при пресуванні зносостійких композиційних порошкових матеріалів; хімічним активуванням шляхом введення хімічних речовин, які сприяють масопереносу в процесі наварювання в газовій фазі і таким чином покращують електроконтактне наварювання - до таких речовин відносять галогени, нікель, бор

та інші; температурне активування шляхом підвищення швидкості нагріву; дисперсійне активування шляхом використання ультрадисперсних порошків.

Одним з шляхів вдосконалення мікроструктури навареного покриття і зняття напруги в зоні термічного впливу є термоциклічна обробка. Термоциклічна обробка дозволяє значно підвищити ударну в'язкість, як самого покриття, так і перехідної зони, істотно зменшити негативний термічний вплив що виникає при електроконтактному наварюванню композиційних зносостійких порошкових матеріалів, зменшити зернистість, як матриці навареного покриття, так і перехідної зони. Термоциклічна обробка добре вписується в запропоновану технологічну схему електроконтактного наварювання композиційних зносостійких порошкових матеріалів.

Існуюче устаткування для контактних методів зварювання, як не можна краще підходить для запропонованого методу електроконтактного наварювання композиційних зносостійких порошкових матеріалів з одночасною термоциклічною обробкою. Дуже висока швидкість нагріву (біліше 50000 К/с), що забезпечується при електроконтактному наварюванні є могутнім активатором процесів наварювання, що дозволяє отримати значні переваги в порівнянні з традиційним методами нагріву і охолодження деталі, як в якісному, так і в економічному аспектах. Високошвидкісний нагрів сприяє зниженню кількості циклів для досягнення необхідних результатів.

Кіровоградським НТУ пропонується спосіб відновлення шестерень насосів НШ по зовнішньому діаметру шляхом електроконтактного наварювання композиційних зносостійких порошкових матеріалів на основі порошку ПГ-ФБХ6-2, до складу якого як зміцнюючий елемент матриці і хімічний активатор процесу входить бор. Як зміцнюючий компонент пропонується порошок КНХП-1М – плакований нікелем карбід хрому. Нікель в даному порошку грає багатогранну роль. По-перше, нікель сприяє зміцненню матриці і збільшенню її в'язкості, по-друге, нікель виступає, як хімічний активатор

процесу електроконтактного наварювання, по-третє, нікель виступає як дисперсійний активатор процесу електроконтактного наварювання, оскільки знаходиться на поверхні частинок карбіду бору в ультрадисперсному і дуже активному стані і в – четвертих, нікель знаходячись поверхні частинок карбіду бору різко підвищує їх електропровідність, що вкрай важливо для стабілізації протікання процесу електроконтактного наварювання зносостійких порошкових матеріалів на цементовані поверхні зубів шестерень рис. 16.41.

На рис. 16.41 наведена схема процесу наварювання зносостійких порошкових матеріалів на цементовані поверхні вершин зубів шестерень. Наварювання відбувається на спеціальному напівавтоматичній установці, зображеній на рис. 16.42

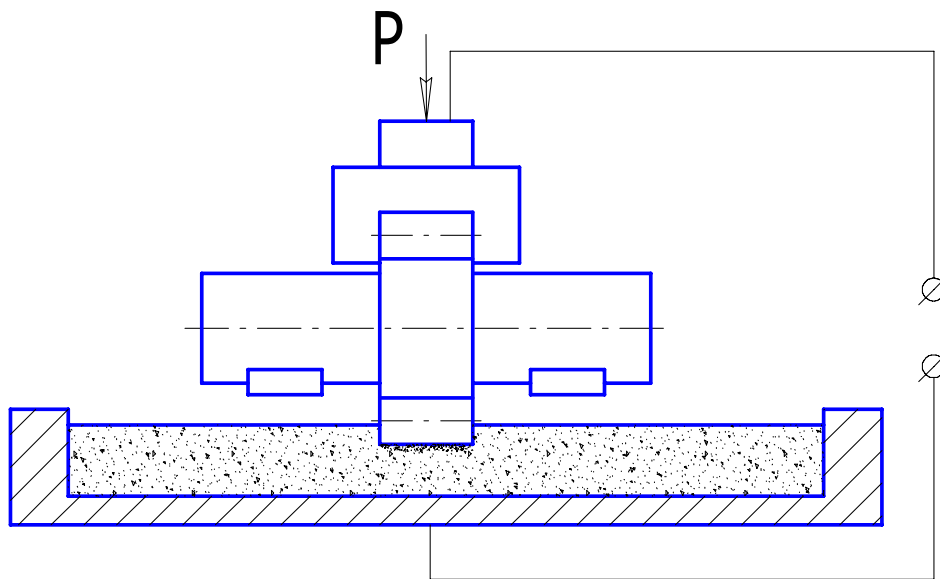


Рис. 16.41. Схема відновлення шестерень насосів НШ електроконтактним наварюванням композиційних зносостійких порошкових матеріалів з одночасною термоциклічною обробкою

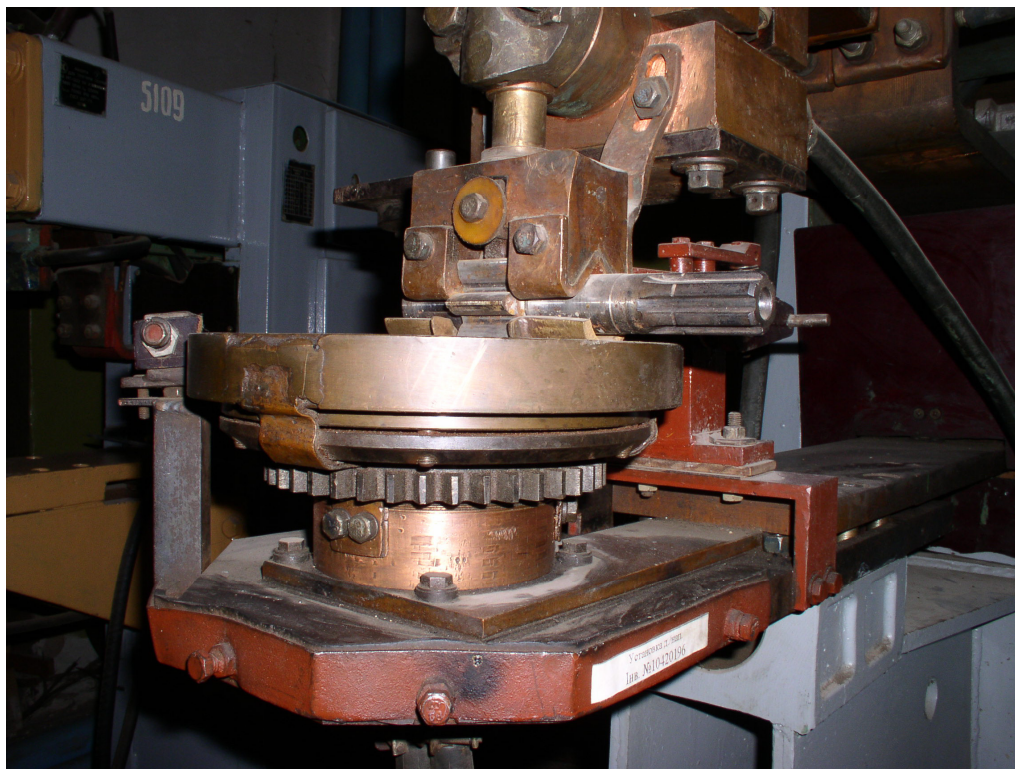


Рис. 16.42. Напівавтоматична установка для відновлення шестерень насосів НШ електроконтактним наварюванням композиційних зносостійких порошкових матеріалів з одночасною термоциклічною обробкою

Пропонований спосіб дозволяє відновлювати шестерні під збільшений ремонтний розмір, що дозволяє здійснити високо-ефективний ремонт шестеренних насосів під збільшений ремонтний розмір, що забезпечує відновлення його основних характеристик.

Одним з принципових елементів відновлення зубців шестерень електроконтактним наварюванням композиційних зносостійких порошкових матеріалів є механічна обробка наварених поверхонь. Висока твердість отриманого покриття значно ускладнює процес механічної обробки відновлених шестерень. В Кіровоградському НТУ розроблено спеціальний напівавтоматичне пристосування для механічної обробки наварених зубців шестерень (див. рис. 16.43).

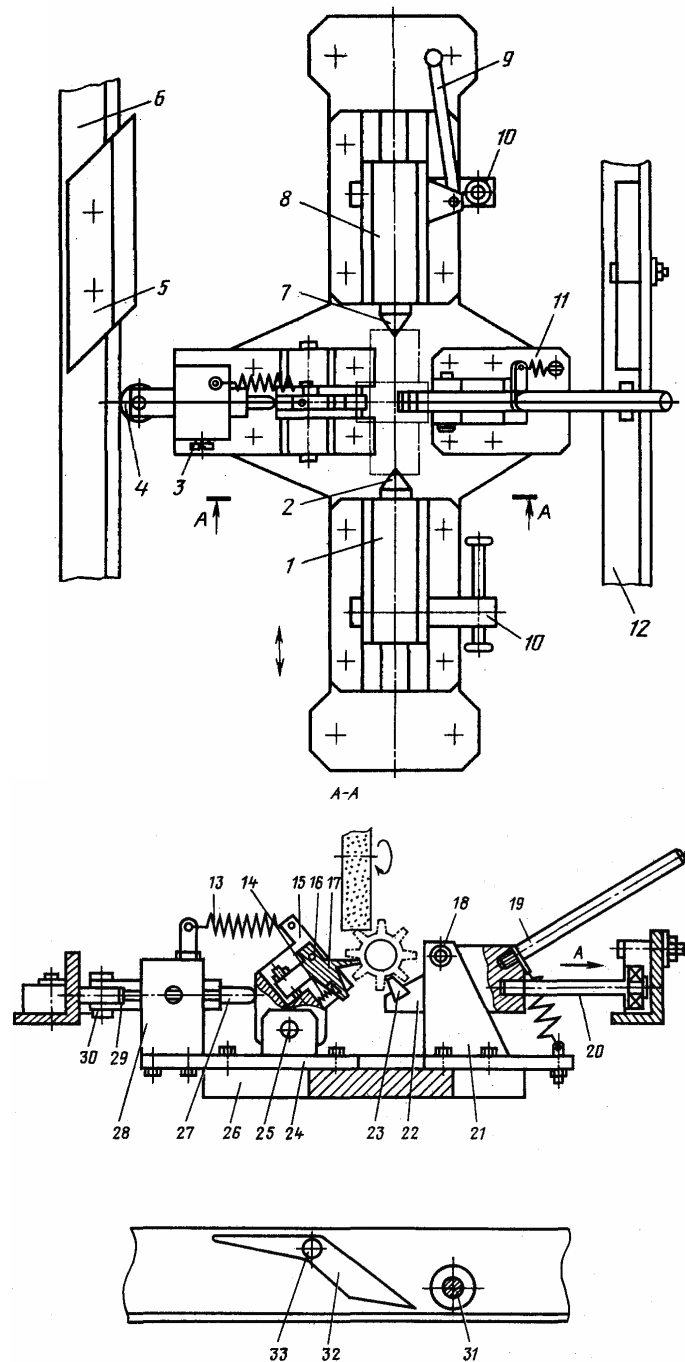


Рис. 16.43. Напівавтоматичне пристосування для шліфування бокової поверхні зубців шестерень:

- 1, 8 – передня і задня бабки; 2, 7 – центри; 3 – гвинт; 4, 31 – підшипники;
 5- упор; 6 – направляюча; 9 – рукоятка; 10 – стопорний гвинт;
 11, 13, 14 - пружини; 12 – уголок; 15, 21 – корпуси; 16, 18, 20, 30, 33 – вісі;
 17 – собачка, 19 – ричав; 22 – триматель; 23 – фіксатор; 24 – кронштейн;
 26 – плита; 27 – шток; 28 – стійка; 29 – повзун; 32 – місток

16.2.6. Відновлення втулок шестеренних насосів

16.2.6.1. Знос втулок насосів типу НШ і його вплив на працездатність шестеренного насоса

Необхідність докладного розгляду зносу втулок стає очевидним, якщо врахувати, які важливі функції вони виконують в роботі насоса. Втулки в шестеренних насосах служать в якості підшипників ковзання цапф шестерень, в якості торцевих ущільнювачів шестерень та в якості замикачів камери нагнітання. Втулки, виготовляють з антифрикційного алюмінієвого сплаву АМО -3-7.

Середній знос внутрішнього діаметру втулки складає 0,15...0,20 мм, знос зовнішнього діаметра втулки становить 0,08...0,15 мм, спостерігається конусність зовнішнього діаметра втулок в межах - 0,02...0,03 мм. Характерним видом зносу зовнішнього діаметру втулок є зминання мікронерівностей внаслідок пластичної деформації під дією значних навантажень і гідроабразивний знос з боку камери нагнітання.

Втулки насоса, виготовлені з алюмінієвого сплаву, працюючи із сталевим контртілом – шестернями, часто піддаються дії агресивного середовища, знакозмінним тепловим і механічним навантаженням. В результаті цього відбувається нерівномірний нагрів алюмінієвої втулки, і в радіальному напрямі виникають внутрішні термічні напруги. Шкідливий прояв цього виражається в поверхневому зношуванні поверхні тертя цих деталей з утворенням задирів і натирань.

Одним з видів зносу втулки НШ є тепловий знос, що є наслідком великих швидкостей відносних переміщень поверхонь, що спряжені між собою за умови дії значного питомого навантаження пари тертя. При температурі тертя 300°C і більше відбувається суттєве зниження міцності робочих поверхонь втулок. В цьому випадку тепловий знос характеризується контактним схоплюванням і пластичним руйнуванням поверхні з налипанням і розмиванням металу на поверхнях тертя.

Розвиток інтенсивного зносу з утворенням задирів і натирань алюмінію, налипання його м'яких частинок на сталеве контртіло – шестерні є причиною підвищення коефіцієнта тертя, яке може привести до заклинювання і виходу з ладу контактуючих деталей.

Один з найбільших зносів відбувається в спряженні „торець втулки-торець шестерні”, але за наявності автокомпенсації торцевих зазорів він істотно не впливає на зниження коефіцієнт подачі. Експериментальна залежність зазору в спряженні „торець втулки - торець шестерні” насоса від величини тиску нагнітання наведена на рис. 16.44, з якого видно, що при зміні тиску нагнітання від 2,0 до 10 МПа зазор може зменшуватися з 5,4 мкм до 2,55 мкм.

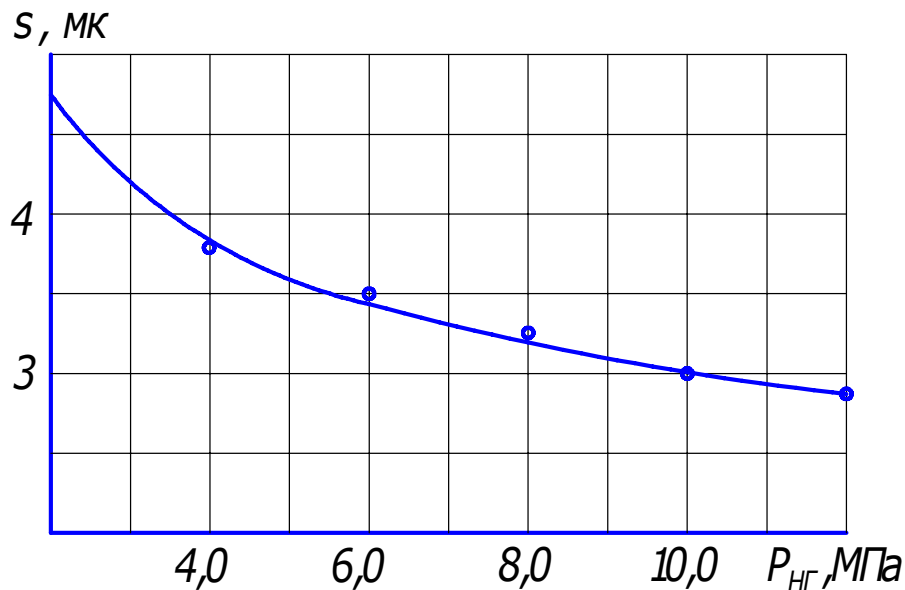


Рис. 16.44. Характер зміни зазору в спряженні торець шестерні - торець втулок залежно від тиску нагнітання

Зовнішній вигляд зношених поверхонь спряження „торець втулки - торець шестерні” характерний для абразивного процесу зношування. Поверхня втулки в зоні пояса ущільнювача – рис. 16.45 містить велику кількість абразивних частинок, що проникають в більш м'яку поверхню втулок.

Поверхні торців шестерень сильно зношених насосів мають характерні сліди абразивного зносу в області пояса ущільнювача у вигляді ділянок з розмитими межами, витягнутих приблизно під кутом 45° до кільцевих подряпин.

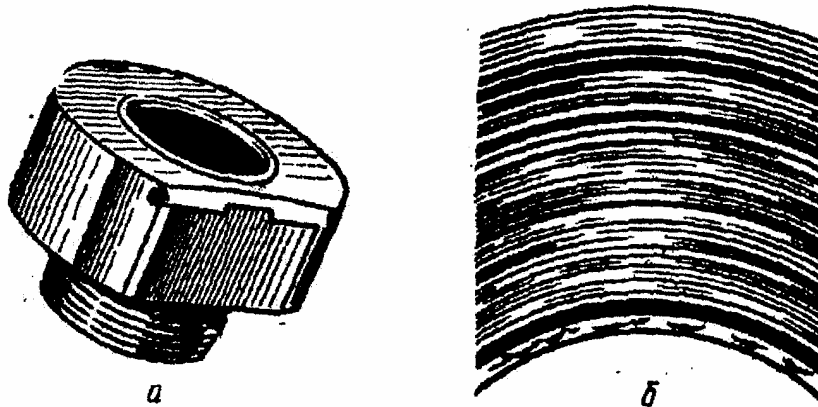


Рисунок 16.45. Втулка шестерінчастого насоса із слідами абразивного зносу:

а – втулка, б – торець втулки із слідами абразивного зношування

Роль втулок в ущільненні робочої камери шестеренного насоса складно переоцінити. Втулки ущільнюють торці шестерень, лиски втулок безпосередньо відокремлюють камеру нагнітання від камери всмоктування, зовнішня поверхня і корпус теж відокремлюють камеру високого тиску від камери всмоктування і крім цього втулки шестеренного насоса є підшипниками, в яких обертаються цапфи шестерень. Тому якості відновлення і подальшої механічної обробки втулок надають першорядне значення, яке безпосередньо впливає на працездатність і довговічність відремонтованого шестеренного насоса.

16.2.6.2 Аналіз відомих методів відновлення втулок насоса НШ

Існує ряд способів відновлення алюмінієвих втулок шестеренного насоса. Всі їх можна класифікувати за технологічною ознакою – по декількох основних групах: переплавленням, нарощуванням і пластичним деформуванням втулок.

Спосіб відливання нових втулок з вибрактованих втулок в даний момент знайшов найширше застосується, але йому

властиві ряд недоліків: по-перше він пов'язаний з великими енергетичними витратами на переплавлення та витратами на подальшу механічну обробку відливої втулки. Використання цього методу супроводжується вигоранням легуючих елементів під час переплавлення, в результаті чого спосіб, що пропонується не в змозі забезпечити необхідний хімічний склад металу втулки, що призводить до погіршення якості відновлення. Виходячи з цього, цей спосіб не можна вважати прогресивним.

Способів нарощування втулок існує декілька: гальванопокрыттям, покриттям полімерними матеріалами, мідненням (виборчим перенесенням), методом додаткових ремонтних деталей, товстошаровим анодуванням і термодифузійною металізацією. Для повного уявлення і аналізу цих способів відновлення розглянемо їх детальніше.

16.2.6.2.1. Відновлення втулок гальванічними покриттями

Для нанесення гальванічного шару заліза необхідне виконання наступних операцій. Поверхню втулки промивають бензином. Місця, що не підлягають покриттю ізолюються трьома – чотирма шарами наступною сумішшю: 3 частина цапонлака, 1 частина нітроемалі, з подальшим просушуванням кожного шару при температурі $T=17...23^{\circ}\text{C}$ на протязі $t=30...35$ хвилин для перших шарів і 50...60 хвилин для подальших шарів. Травлення поверхні втулки проводять в 20% соляній кислоті щільністю $1,09 \cdot 10^{-2}...1,11 \cdot 10^{-2} \text{ кг/м}^3$ на протязі $t=30...35$ с. Промивка втулок в проточній воді на протязі $t=30...60$ с.

Електрохімічне травлення виконують в 30% розчині сірчаної кислоти при щільності електроліту $1,23 \cdot 10^{-2} \text{ кг/м}^3$ з двократним реверсуванням струму. Анодне травлення проводять при щільності струму $500...2000 \text{ А/м}^2$ на протязі 30...40 с. Катодне травлення проводять при щільності струму $5000...7000 \text{ А/м}^2$ на протязі 20...30 с. Потім деталь промивають в проточній воді.

Залізнення проводять у ванні з електролітом наступного

складу: $600...650 \text{ кг/м}^3$ двохлористого заліза $\text{FeCl}_2 \cdot 4\text{H}_2\text{O}$ і $100...300 \text{ кг/м}^3$ хлористого алюмінію $\text{AlCl}_3 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$. Катодна щільність струму за час $t=5...8$ мін доводиться до $2000...3000 \text{ А/м}^2$, а потім знижують до робочого значення. Режими електролізу: катодна щільність струму складає 1500 А/м^2 , температура електроліту $T=60...80^\circ\text{C}$, кислотність електроліту $\text{pH}=1,0...2,5$.

Після залізнення деталі промиваються в гарячій воді $T=60...70^\circ\text{C}$ на протязі $3...5$ с, далі проводять їх нейтралізацію в $10...12\%$ розчині кальцинованої соди при температурі $T=30...40^\circ\text{C}$ на протязі $3...5$ хвилин. Після цього знову промивають у воді при температурі $T=25...30^\circ\text{C}$ на протязі $3...5$ хвилин.

Після перевірки якості покриття, видаляється ізоляція, і деталі проходять термічну обробку на протязі 2-х годин при температурі $T=300...480^\circ\text{C}$. Установка для гальванічних покриттів представлена на рис. 16.46.

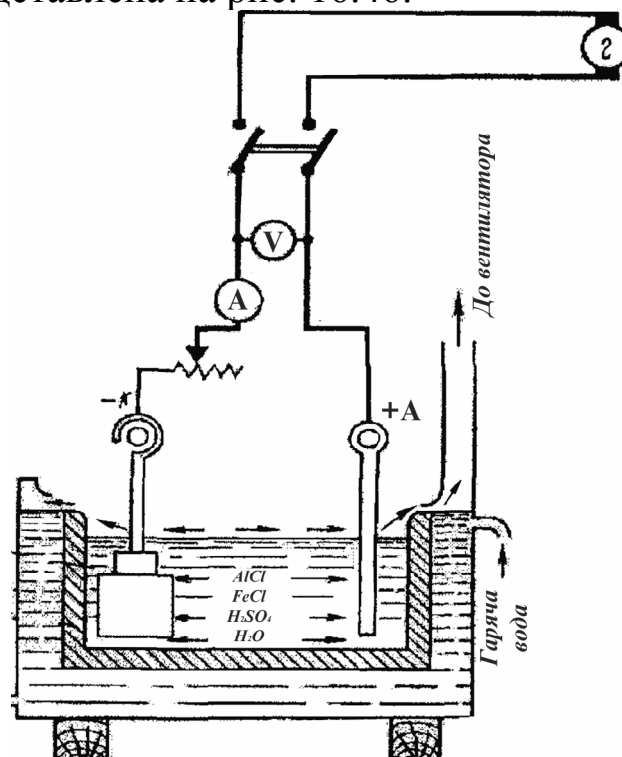


Рис.16.46. Установка для нанесення гальванічних покриттів на поверхні втулки

Товщина гальванічного шару може досягати 0,2...2,5 мм, мікротвердість шару HB 120...600.

Механічну обробку відновлених втулок проводять на токарних верстатах ріжучим інструментом з металокерамічного сплаву Т30К4. Режими різання: швидкість різання - $V=0,33...0,5$ м/с, подача $S=0,1...0,12$ мм/об, глибина різання $h=0,1$ мм. При чистовій обробці рекомендується збільшити швидкість і зменшити подачу і глибину різання. Шліфують втулки кругами 39СМ1Л при наступних режимах: окружна швидкість круга 30...35 м/с, окружна швидкість виробу 15...25 м/хв., кількість охолоджуючої рідини, що витрачається становить $33 \cdot 10^{-4}...5 \cdot 10^{-4}$ м³/с.

Для кращого прироблення поверхні втулки покривають шаром свинцю завтовшки 1...5 мкм.

Переваги цього методу в тому, що він дозволяє не тільки забезпечити необхідну товщину відновлюваного шару, але і одночасно зміцнює поверхні втулки.

До недоліків даного способу відновлення можна віднести його високу складність виконання і собівартість.

16.2.6.2.2. Відновлення втулок нанесенням полімерних матеріалів

Цей спосіб дозволяє нарощувати антифрикційний шар різної товщини і отримав широке застосування при відновленні підшипників ковзання, оскільки спроможній поліпшити роботу пар тертя. Найпоширенішим способом нанесення полімерних матеріалів на підшипники ковзання є спосіб вихрового напилення. Принципова схема такої установки представлена на рис. 16.47.

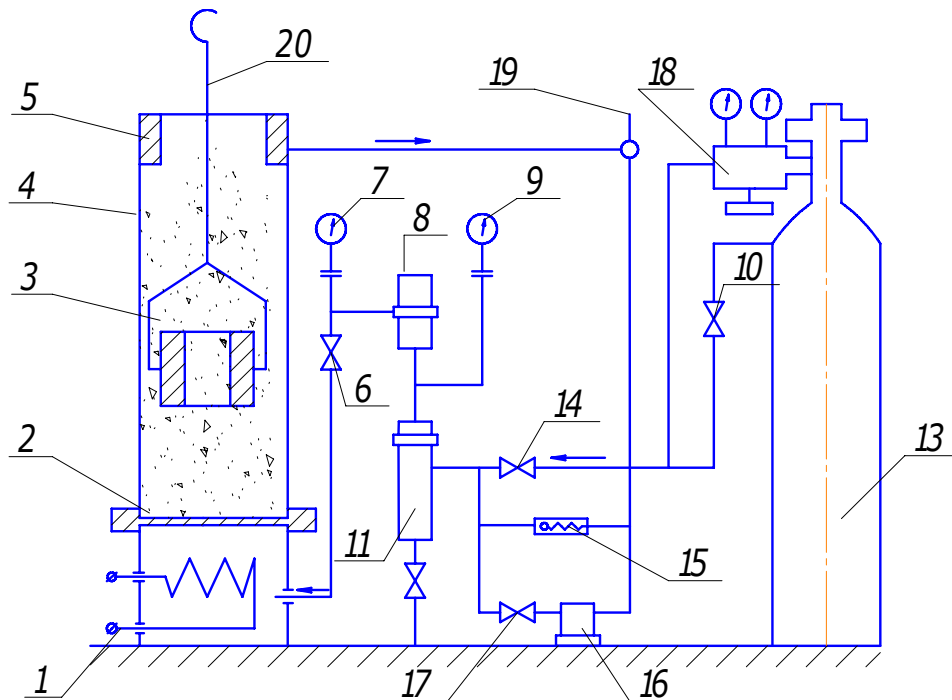


Рис.16.47. Установка для вихрового наплення полімерних матеріалів

Установка складається з газопідігрівача 1, пористої перегородки 2, нагрівача деталі 3, судини для наплення 4, кільцевої микropористої перегородки 5, вентиля подачі повітря в камеру наплення 6, манометрів 7 і 9, регулятора тиску повітря 8, вентиля всмоктування 10, регулятора тиску 11, запорного вентиля 12, балона з азотом 13, вентиля повітряної магістралі 14, перепускового клапана 15, компресора 16, вентиля подачі повітря з компресора 17, маслороздільника 18, вентиля для продування 19 і механізму для подачі деталі в судину 20.

Цей спосіб дозволяє відновити всі поверхні тертя, а не окремі робочі поверхні, що забезпечує певну якість відновлення деталі.

До недоліків цього способу слід віднести недостатню міцність зчеплення нанесеного покриття з основою та трудність наступної механічної обробки відновлених поверхонь втулок.

16.2.6.2.3. Відновлення втулок виборчим перенесенням (мідненням)

Спосіб виборчого перенесення або міднення полягає в

нанесенні на зношену поверхню мідного шару за допомогою спеціального пристрою, представленого на рис. 16.48. Спосіб дозволяє збільшити ресурс відновлених пар тертя за рахунок ефекту виборчого перенесення. Спосіб більш ефективний при відновленні деталей працюючих в замкнутій системі, якою шестерний насос не являється.

До недоліків способу можна віднести те, що пропонуваний спосіб не в змозі відновлювати значно зношені поверхні. Даний спосіб не знайшов широкого застосування при відновленні втулок насосів НШ, але, на нашу думку, цей спосіб є надзвичайно перспективним і гідним найсерйознішої уваги для випадку створення замкнутої гідросистеми, в якій можливо постійне самовідновлення деталей гідросистеми протягом всього терміну її експлуатації.

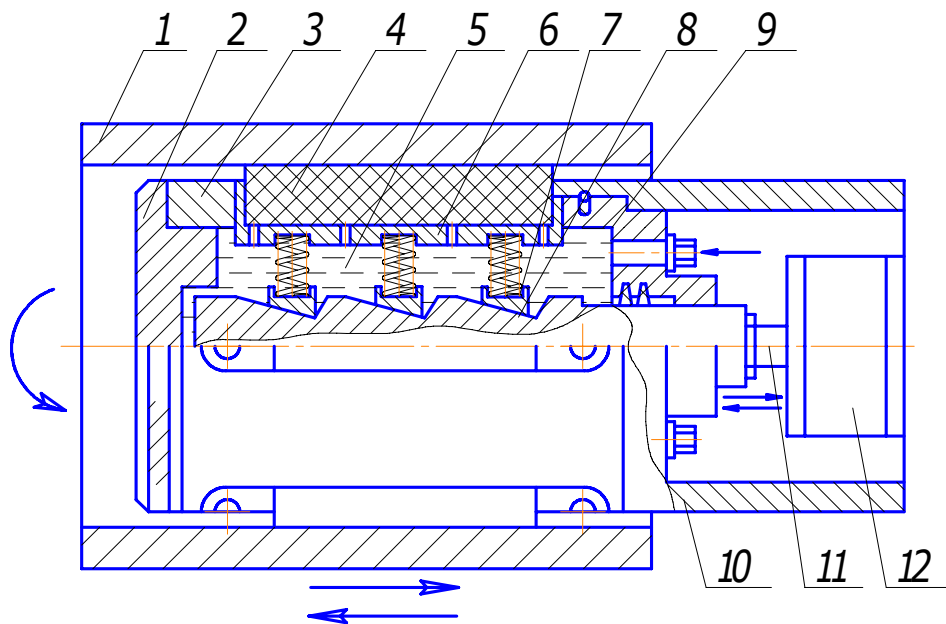


Рис. 16.48. Пристосування для відновлення внутрішнього діаметра втулок способом міднення:

1 – втулка, що відновлюється; 2 – корпус пристосування для відновлення шестерень виборчим перенесенням (мідненням); 3 – гільза; 4 – пористий робочий елемент пристосування; 5 – робоча рідина; 6 – орган стакан робочого елемента; 7 – пружина; 8 – під’ятник; 9 – клиновий регулятор притиснення пористого робочого елемента; 10 – стакан; 11 – привідний вал; 12 – електродвигун

16.2.6.2.4. Відновлення втулок методом додаткових ремонтних деталей

Суть способу полягає в компенсації зношеного внутрішнього діаметра втулки додатковою антифрикційною втулкою, яка запресовується в розточений під неї отвір – рис 16.49.

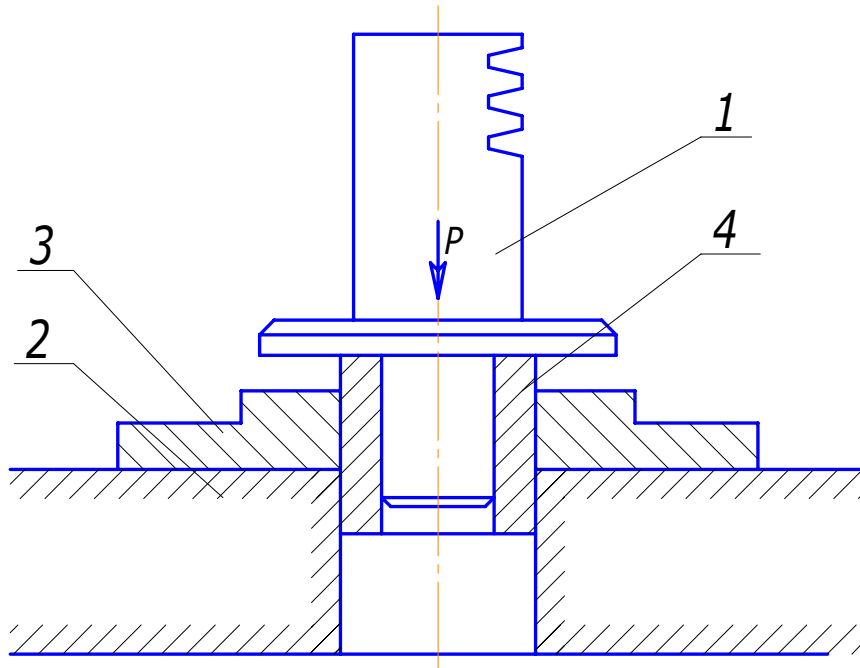


Рис. 16.49 - Запресування додаткової втулки в розсвердлений зношений отвір зношеної втулки:

1 – пуансон; 2 – втулка, що відновлюється; 3 – направляюча;
4 – антифрикційна втулка

Даний спосіб простий у виконанні, але має ряд недоліків. Зовнішній діаметр втулки не відновлюється. Його необхідно відновлювати іншим способом, що зменшує продуктивність способу. Якщо зовнішній розмір компенсувати за рахунок нових ремонтних розмірів колодязя корпусу, то неможливо відновити значення коефіцієнта подачі.

Окрім того даний спосіб не спроможний забезпечити міцний зв'язок додаткової втулки з відновлюваною деталлю, що кінець кінцем призводить до збільшення об'єму внутрішніх втрат робочої рідини.

16.2.6.2.5. Відновлення втулок методом товстошарового анодування

Спосіб товстошарового анодування для відновлення втулок заслуговує уваги, оскільки він дає можливість не тільки відновити зношену поверхню, але і одночасно зміцнює її. Суть способу полягає в наступному.

Алюмінієву втулку обезжирюють в розчині наступного складу: 40...60 г тринатрійфосфату, 5...10 г їдкого натру, 25...30 г рідкого скла і 1 л води при температурі $T=50...60^{\circ}\text{C}$ на протязі $t=3...5$ хв. При обезжиренні втулок розчин необхідно перемішувати стислим повітрям. Далі втулку промивають у воді при температурі $t=50^{\circ}\text{C}$. Оскільки нам необхідно отримати шар значної товщини деталь анодують із застосуванням внутрішнього охолодження. Деталі монтують на спеціальні підвіски, при цьому необхідно забезпечити добрий контакт деталі з пристроєм, що підводить струм.

Анодне оксидування ведеться на установці, представленій на рис. 16.50, яка складається з бака для охолоджуючого розчину 1, мішалки 2, холодильної машини 3, насоса для охолоджуючого розчину 4, патрубка для виходу кислоти 5, каучукової пробки 6, ванни з сірчаною кислотою місткістю 30 л 7, насоса для сірчаної кислоти 8, свинцевого змійовика для охолодження кислоти 9, скляного осередку, де проводиться анодна поляризація деталі 10, відновлюваної деталі 11 і катода 12.

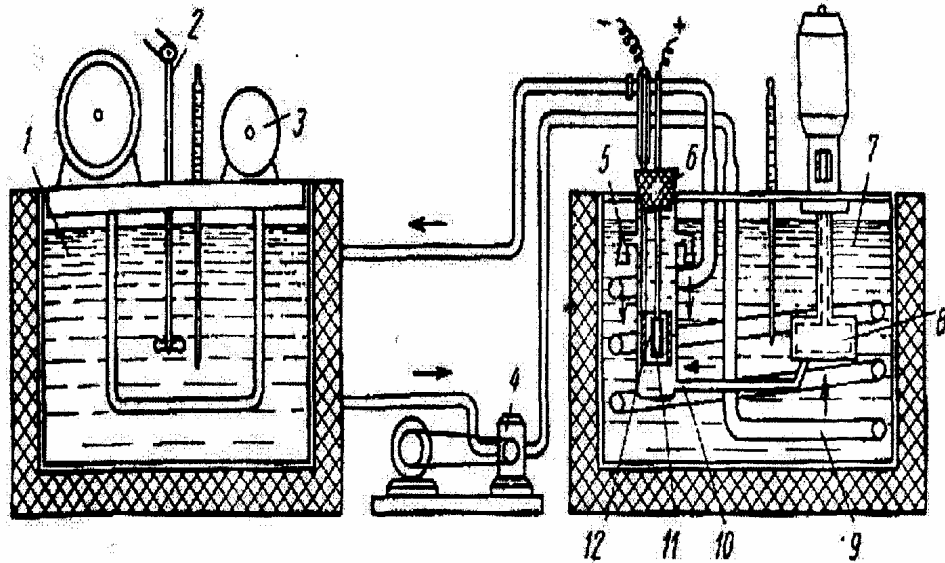


Рис. 16.50. Схема лабораторної установки для твердого анодування

Даний спосіб має ряд переваг. Він дозволяє комплексно відновити всі зношені поверхні і одночасно поліпшити фізико-механічні властивості втулки. Спосіб не знайшов широкого застосування при відновленні втулок але є цікавим і заслуговує ретельного вивчення.

До недоліків даного способу можна віднести його технологічну складність і необхідність використання спеціального устаткування. Спосіб не дозволяє відновити значний знос, оскільки товщина шару, що наноситься, досягає максимум 0,5 мм

16.2.6.2.6. Відновлення втулок методом термодифузійної металізації

В процесі відновлення втулок термодифузійною металізацією первинне насичення проводять в газовому середовищі, що створюється при розкладанні активуючої добавки – фтористого кальцію. В результаті хімічної реакції на першій стадії руйнується дифузійно непрониклива плівка оксиду алюмінію.

Далі втулки упаковуються в контейнер з насичуючою сумішшю встановлюють в камеру вакуумної печі. Термодифузійна металізація здійснюється при температурі $T=500...550^{\circ}\text{C}$ і відбувається упродовж $t = 4...6$ годин, при тиску $P=10^{-1}... 10^{-3}$ Па. Потім контейнер охолоджують разом з піччю і витягують відновлені деталі. Далі відновлені втулки підлягають механічній обробці під номінальний або навіть збільшений ремонтний розмір.

Насичуюча суміш складається з двох елементів: насичуючий елементи цинк, алюміній і легуючі - мідь, кремній, хром, магній. При цьому перші елементи дифундують на значно більшу глибину, ніж другі. Цей спосіб здатний відновити і збільшити лінійні розміри деталі до 0,8... 1,0 мм.

Переваги даного методу полягають в тому, що він дозволяє комплексно розв'язати проблему відновлення і зміцнення втулок всіх робочих поверхонь зношених втулок. Поєднання насичуючих і легуючих компонентів у складі порошкової суміші при певних режимах насичення дозволяє це. Збільшена товщина дифузійного шару дозволяє з успіхом працювати відновленим втулці в умовах роботи при абразивному і гідроабразивному зношуванні.

Але даному способу властиві значні недоліки, такі як висока складність і собівартість ремонту, а так само необхідність використовувати нестандартне устаткування, зокрема вакуумні печі.

16.2.6.2.6. Відновлення втулок методом пластичної деформації

Наступна група способів відновлення втулки насоса це способи відновлення втулки пластичним деформуванням. Цей спосіб широко застосовується в даний час і його можна розділити на декілька видів: осаджування, обжимання і роздача.

Спосіб відновлення втулок осаджуванням полягає в тому, що зношений матеріал компенсується за рахунок зменшення висоти втулки рис. 16.51. Висоту втулки у свою чергу можна

компенсувати або алюмінієвою шайбою, або врахувати при механічній обробці відлитого корпусу відповідно зменшивши висоту його колодязів.

Осаджування проводять на гідравлічному пресі П474Б зусиллям 1000 кН, при тиску $P=430...450$ МПа і витримці втулки під тиском на протязі часу $t=2...3$ с.

У момент осаджування всередині втулки повинно знаходитися циліндрична частина робочого інструменту - пуансону, щоб обмежити зайве витікання металу у внутрішню порожнину. Після осаджування внутрішній діаметр втулки обробляється спеціальним дорном до необхідного ремонтного розміру.

Далі втулка встановлюється на спеціальне оправку, і її зовнішню поверхню проточують на токарному верстаті 1К62 до необхідного розміру.

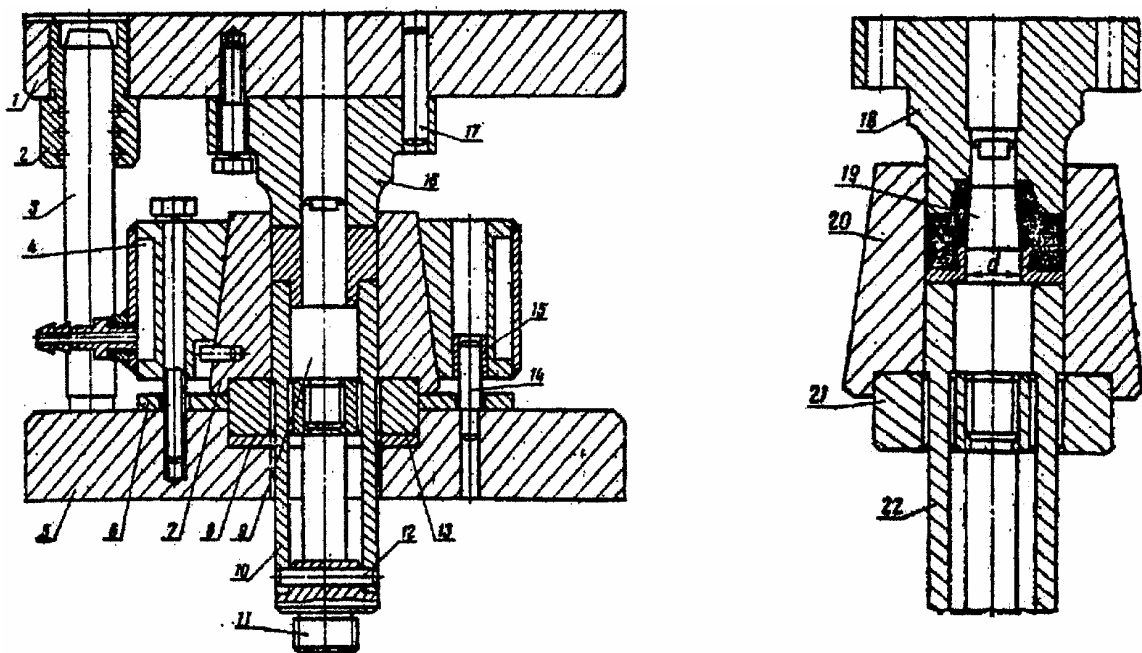


Рис. 16.51. Штамп для осадження і гільзування втулок:

- 1 і 5- плити; 2- направляюча втулка; 3- колонка; 4- обойма;
6 і 8- пластины; 7 і 20- матриці; 9 і 19- стрижні; 10 і 22 - виштовхувачі;
11- хвостовик; 12,14 і 17- наставні пальці; 13 і 21- кільця; 15- втулка;
16 і 18 - пуансони

Осадження проводять після попереднього нагріву втулки до температури $T=450...500^{\circ}\text{C}$, оскільки втулки з алюмінієвого сплаву АМО-7-3 не рекомендується піддавати пластичному деформуванню у холодному стані. При холодній деформації зазначений алюмінієвий сплав має тенденцію до розтріскування.

До переваг даного способу можна віднести порівняно малу складність виконання і малі витрати додаткового металу.

До недоліків цього способу можна віднести необхідність напресовування додаткової алюмінієвої шайби, а також погіршення фізико-механічних властивостей відновлених поверхонь. Даний спосіб не дає достатніх можливостей відновити втулку по методу збільшених ремонтних розмірів.

Іншим методом відновлення втулок пластичним деформуванням є пропонуємий спосіб відновлення втулок обжиманням. Суть методу полягає в компенсації внутрішнього діаметра втулки за рахунок обжимання зовнішнього діаметра який у свою чергу компенсується новим ремонтним розміром колодязя відновленого корпусу. Після обжимання втулка піддається механічній обробці під новий ремонтний розмір. Цей спосіб прийнятний тільки для способу відновлення методом зменшених ремонтних розмірів, що на нашу думку недоцільно.

Пропонується також спосіб, в якому після обжимання зовнішній діаметр втулок збільшують за допомогою електролітичного нарощування шару металу, а внутрішній розгортають до потрібного розміру. Цей спосіб більш прийнятний але пов'язаний з порівняно великою складністю виконання і не дозволяє зміцнити самі навантажені поверхні внутрішнього діаметра (рис. 16.52).

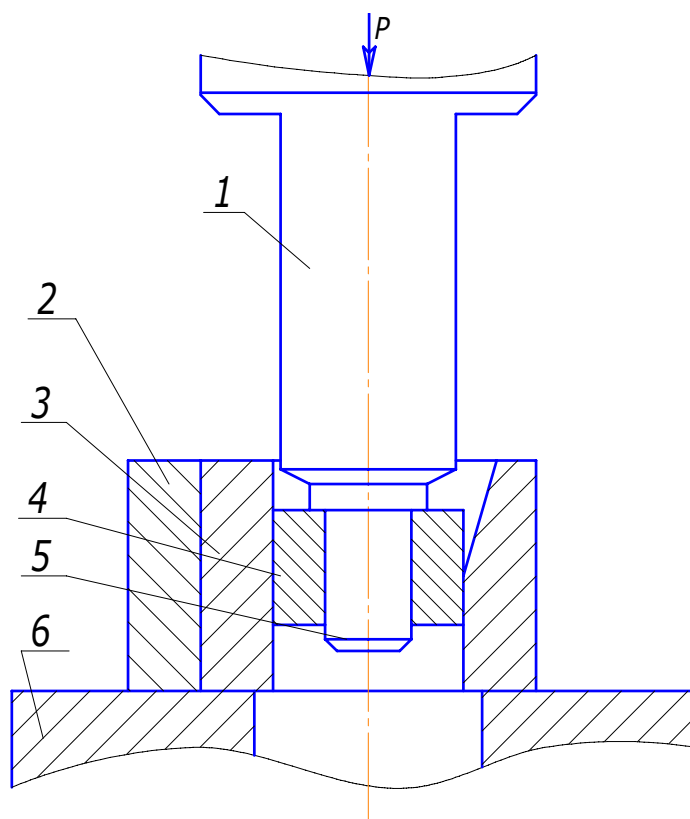


Рис. 16.52. Обжимання втулки шестеренного насоса:
1-пуансон; 2-матриця; 3-вкладиш; 4-втулка; 5-палець; 6- плита

16.2.6.2.7. Відновлення втулок гільзуванням

Існує два способи відновлення втулки гільзуванням: в холодному стані і в період кристалізації. Сутність способу гільзування втулки насоса в холодному стані полягає в наступному. Із зношеної втулки виточують дві заготовки, обезжирюють, укладають в спеціальні пристосування фланцем вниз і заливають алюмінієвим сплавом. Отриману заготовку заввишки 52 мм торцюють на токарному верстаті під розмір 48 мм і опресовують на гідравлічному пресі зусиллям 1000 кН до висоти 44 мм. Далі її піддають механічній обробці, витримуючи всі необхідні ремонтні розміри.

Порівняльні випробування втулок відновлених відливанням з вторинних алюмінієвих сплавів і гільзуванням показали що спосіб відновлення втулок гільзуванням

забезпечує підвищення довговічності шестеренного насоса в 1,2 рази в порівнянні з базовим варіантом – при відновленні втулок відливанням з вибракованих.

Відомий також спосіб відновлення втулок штампуванням рідкого металу або гільзування в період кристалізації. Цей спосіб дозволяє понизити трудомісткість процесу, збільшити густину і міцність сплаву, що заливається із заготівкою і зменшити внутрішні напруги в металі втулки, що виникають при пресуванні заготівки в холодному стані. Зношені втулки опресовують із зусиллям 1000 кН в штампі на гідравлічному пресі до розмірів, вказаних на рис. 16.53а. Потім з них виточуються заготівки (рис. 16.53б), які після обезжирення встановлюють в штамп, заливають розплавленим алюмінієвим сплавом і пресують із зусиллям 500 кН (рис. 16.53 в). Штамп для відновлення втулок насоса пресуванням показаний на рис 16.52. Метал плавлять в електричній печі опору. Попередній нагрів заготівки проводять до температури 150...170°C перед установкою їх в штамп, що забезпечує більш надійне з'єднання їх з матеріалом, що заливається. Алюмінієвий сплав в матрицю штампую заливають мірною ложкою. Через 2...3 секунди з моменту закінчення заливки в матриці створюється тиск. Тривалість пресування складає 10...12 с. В результаті кристалізації залитого металу втулки під тиском фізико-механічні властивості металу втулки значно поліпшуються в порівнянні з методом холодного гільзування. Розроблений метод дозволяє знизити трудомісткість відновлення, в порівнянні з холодним гільзуванням на 27%.

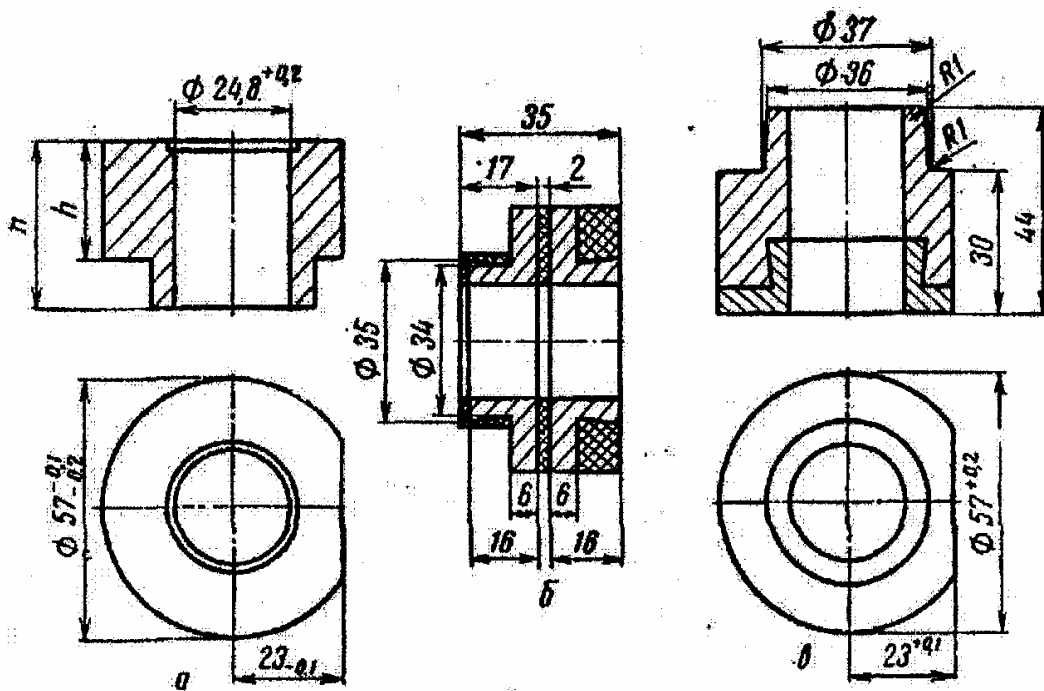


Рис.16.53. Післяопераційні розміри втулки, відновлюваним штампуванням рідкого металу:

а- опресована втулка; б- заготівка; в- втулка, залита сплавом

До недоліків даного способу можна віднести його значну трудомісткість, використання достатньо великої кількості додаткового металу і те, що він не дозволяє значно поліпшити ресурс відновленої деталі.

16.2.7. Відновлення кришок шестеренних насосів

16.2.7.1. Характерні дефекти й способи відновлення кришки насоса

Оглядом виявляють зношування торцевої поверхні кришки з боку корпуса насоса, забоїни та задири, а також зрив буртика в гнізді ущільнювача, що втримує стопорне кільце і тріщини кришки.

Каркасний ущільнювач кришки зношується по місцю контакту його манжети із шийкою вала. У результаті зношування

губиться його вакуумна стійкість, і в усмоктувальну порожнину насоса може надходити повітря. При значному зношуванні ущільнювач втрачає свої ущільнюючі властивості та починає пропускати робочу рідину.

Зноси і дефекти кришки насоса усувають звичайними прийомами - завврюванням в захисному середовищі аргону.

Ущільнювальну гумову манжету, виготовлену з вулканизійної гумової суміші 14-1 (МРТУ- 5-204-65), у випадку дефекту заміняють новою. Звичайно манжета, що володіє підвищеною маслостійкістю та температурною стійкістю, при збільшених тисках (до 20 МПа) і температурі від - 40° до +90° С не втрачає своїх еластичних властивостей.

При заміні ущільнень необхідно особливу увагу звертати на чистоту місць їхньої установки.

16.2.8. Складання, обкатування та випробування насосів

Втулки комплектують по ремонтних розмірах і попарно по розмірних групах так, щоб у кожній парі вони були однієї розмірної групи і не відрізнялися по висоті більш ніж на 0,002 мм.

Ведучу та ведену шестерні підбирають того ж ремонтного розміру, що і втулки однієї розмірної групи.

Корпус повинен мати ремонтний розмір, що відповідає ремонтному розміру шестерень і втулок. Із скомплектованих деталей насос збирають із урахуванням напрямку обертання валика ведучої шестерні (праве або ліве обертання). Зібрану кришку встановлюють на насос і закріплюють болтами.

Обкатування - одна з основних операцій при ремонті насосів, від якості проведення якої залежить їх працездатність і надійність відремонтованого насоса. Режими обкатування відремонтованих насосів аналогічні режимам обкатування їх на заводах-виробниках і передбачені технічними умовами типової технології ремонту гідроагрегатів. При цьому протитиск (навантаження) поступово підвищується.

Обкатування і випробування шестеренного насоса після

ремонту проводять на стенді КИ-4200 або КИ-4815, використовуючи відповідну робочу рідину при температурі $50 \pm 5^\circ \text{C}$. На рис. 16.54 наведено загальний вид і схема гідравлічної системи стенда КИ - 4200.

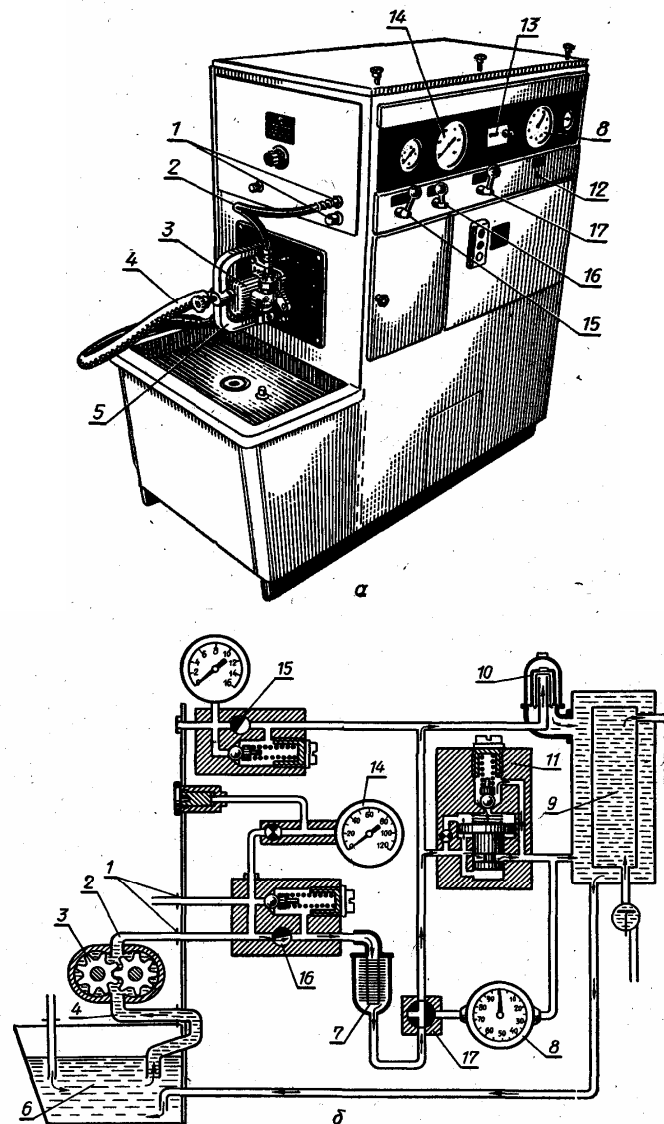


Рисунок 16.54. Випробування шестеренного насоса:

а - зовнішній вигляд стенду КИ-4200; б - схема приєднання шестеренного насоса до гідравлічної системи стенду; 1 - штуцера для приєднання гідроагрегатів; 2 - шланг високого тиску; 3 - випробовуваний насос; 4 - шланг всмоктуючої порожнини насоса; 5 - скоба кріплення насоса; 6 - бак з робочою рідиною; 7 - фільтр; 8 - лічильник витрат рідини; 9 - радіатор системи охолодження; 10 - відцентровий фільтр; 11 - переливний золотник; 12 - тумблер лічильника обертів; 13 - лічильник обертів

При випробуванні насосів визначають подачу робочої рідини при номінальному тиску, що залежить від виконання насосів (14, 16, 20 або 25 МПа).

Об'ємний ККД при випробуванні насоса на стенді для обкатування і випробування насосів можна визначити по формулі:

$$\eta_{об} = \frac{q_{\phi}}{q_t}, \quad (16.7)$$

де q_{ϕ} і q_t – відповідно фактична та теоретична (розрахункова) подача насоса за один оберт веденої шестірні, см³.

Фактична подача робочої рідини вимірюється при випробуванні на стенді, а теоретична (розрахункова) визначається по технічній характеристиці насоса за відповідними формулами.

16.3 Ремонт гідравлічних розподільників

Розподільні пристрої взагалі підлягають ремонту, якщо при зовнішньому огляді й випробуванні без розбирання виявляють тріщини деталей, ушкодження різьблень, течу масла; не включаються важелі або не фіксуються золотники в робочих положеннях; порушення регулювання; зноси деталей, що перевищують припустимі.

Характерні дефекти гідравлічних розподільників: зношування корпусу, золотників, деталей перепускного та запобіжного клапанів, кульових важелів, верхньої та нижньої кришок.

16.3.1. Відновлення корпусів гідравлічних розподільників

Корпуси гідравлічних розподільників виготовляються із сірого чавуну СЧ 21 твердістю НВ 170...240. Основними дефектами корпусів є зношування робочих пасків отворів 1 (рис.16.55) під золотники, отвору 2 під пропускний клапан і

його гніздо. Це найбільш характерні зноси, які при дефектуванні вимірюють індикаторними нутромірами із двохмікронною голівкою.

Отвір у корпусі та золотники гідророзподільників при виготовленні та відновленні діляться на розмірні групи, що дозволяє при великому ремфонді та незначних зносах відновлювати зазор у парі корпус-золотник за рахунок перекомплекткування цих деталей з наступним припасуванням.

При значних зносах геометричну форму отворів під золотники можна відновити притиранням або алмазним хонінгуванням.

Притирання отворів корпусів може виконуватися ручними притираннями або на вертикально-доводочних верстатах із закріпленням притирів в патроні.

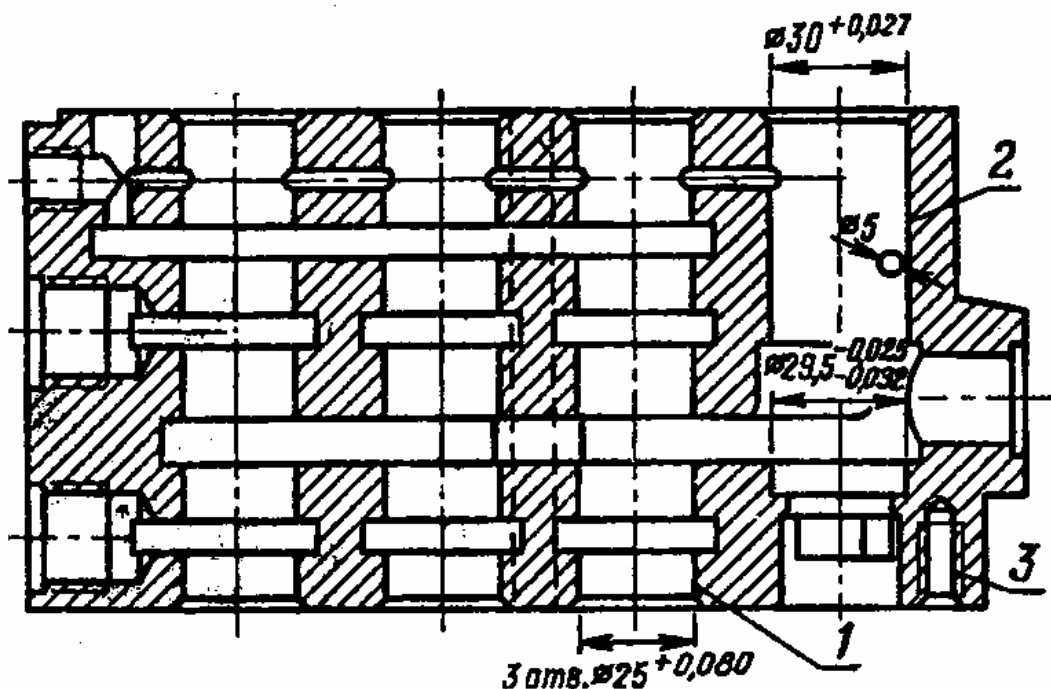


Рис.16.55. Корпус гідророзподільника:

1 - отвір під золотник; 2 - отвір під пропускний клапан; 3 - різбовий отвір

Хонінгування проводиться на вертикально-хонінгувальних верстатах ОФ-38А або ЗБ833. При цьому пристосування для кріплення корпусу гідророзподільника та чотирьохбруска

хонінгувальна головка працюють за принципом: тверде кріплення оброблюваної деталі й плаваюче (двохшарнирне) кріплення хонінгувальної головки до шпинделя верстата.

З огляду на строгі вимоги до співвісності осі шпинделя верстата та осі оброблюваної деталі при хонінгуванні, деталь у пристосуванні встановлюється за допомогою качалки та самовстановлювальної нижньої опори. Базовою поверхнею при установці корпуса гідророзподільника в пристосування служить оброблюваний отвір. Викликано це більшим розкидом міжосьових відстаней отворів і відхилень від перпендикулярності осі отворів і торцевої (привалочної) площини корпуса.

Хонінгування виконується у дві операції: попереднє й остаточне. Для попереднього хонінгування застосовують алмазні бруски АБХ 90×6×3,5×1,5 R12,5 АСП-60/40 М1 100, для остаточного - АБХ 90×6×3,5 × 1,5 R 12,5 АСМ-20/14М1 100.

Бруски зернистістю АСП-60/40 забезпечують шорсткість поверхні, що відповідає Ra 1,25, а бруски зернистістю АСМ-20/14 забезпечують шорсткість поверхні – Ra 0,32... Ra 0,16.

На верстаті моделі 3Б833 обробка ведеться при наступних режимах:

1. Попереднє хонінгування: окружна швидкість – $V_{окр} = 30 \text{ м / хв}$; швидкість зворотно-поступального руху – $V_{зп} = 11,8 \text{ м / хв}$; радіальна подача брусків – $S_p = 0,5 \text{ мм / дв. хід}$

2. Остаточне хонінгування: окружна швидкість – $V_{окр} = 30 \text{ м / хв}$; швидкість зворотно-поступального руху – $V_{зп} = 11,8 \text{ м / хв}$; радіальна подача брусків – $S_p = 0,25 \text{ мм / дв. хід}$.

Змазуючо-охолоджуюча рідина – гас із добавкою 15% масла «Індустріальне 20». Перебіжи брусків (при установці корпуса широким паском нагору): нагору - 51 мм, долілиць – 45 мм.

Припуск при попередньому хонінгуванні повинен бути не

менш чим на 30% більше погрішності геометричної форми відновлюваного отвору. У цьому випадку забезпечується необхідна точність (у межах 0,004 мм) і видалення слідів зношування. У випадку грубих задирів на поверхні отвору припуск збільшується. Припуск на остаточне хонінгування становить 0,005-0,008 мм.

Після хонінгування розміри контролюють ротаметром або індикаторним нутроміром. Погрішність геометричної форми отворів повинна перебувати в межах 0,004 мм, а шорсткість поверхні відповідати $Ra\ 0,32 \dots Ra\ 0,16$. Розбивка отворів по групах проводиться через 0,004 мм. Номер розмірної групи наносять на привалочну площину корпусу і отвору.

Аналіз даних вимірів отворів корпусів після відновлення показує, що 96% відновлених отворів за значенням овальності укладається в 0,002 мм, а інші не виходять за межі 0,003 мм. За значенням конусності в 0,002 мм укладається 92% оброблених отворів, а інші не виходять за межі 0,004 мм. Шорсткість обробленої поверхні забезпечується в межах $Ra\ 0,32 \dots Ra\ 0,16$.

Дослідження й перевірка у виробничих умовах показали, що алмазне хонінгування добре виправляє погрішності геометричної форми зношених отворів, забезпечує високу точність обробки, не вимагає попередньої операції обробки зношених отворів, що значно знижує припуски, а отже, підвищує довговічність корпусу гідророзподільника. При цьому технологічний час хонінгування в порівнянні з абразивним притиранням зменшується в 2...3 рази.

16.3.2. Відновлення золотників гідравлічних розподільників

Золотник, що виготовляється зі сталі 15Х с термообробкою до твердості HRC 56...63, зношується по поверхні робочих пасків, що сполучаються з отвором корпусу. Крім того, можуть зношуватися деталі вузла автоматики та фіксації золотника. Зношування пасків золотника визначають важільною скобою (важільним мікрометром) або оптиметром.

При невеликих зносах пасків золотників їх можна відновлювати шліфуванням, доведенням до виведення зношування. При значних зносах золотників паски нарощують гальванічними способами з наступним шліфуванням і доведенням. Гальванічне покриття можливо способом хромування або осталюванням.

Поверхню пасків шліфують і доводять до одного з ремонтних розмірів. Відновлені золотники розсортовують на розмірні групи у відповідності з технічними умовами з інтервалом через 0,004 мм.

16.3.3. Відновлення деталей перепускного клапана гідравлічних розподільників

Вузол перепускного клапана, що складається із клапана, гнізда (запресованого в корпус розподільника), пружини, що направляє клапан вгору, зношується в результаті взаємодії його деталей при перекладі золотника з нейтрального положення в робоче.

Перепускний клапан, виготовлений зі сталі ШХ15 і термічно оброблений до твердості HRC 45...50, через велику швидкість його посадки може мати на ущільнювальній конічній поверхні зношування у вигляді кільцевої канавки. Зношується в клапані також хвостовик у спряженні з прямою клапана та поверхня поршенька, що сполучається з отвором корпусу. У процесі роботи зменшується висота циліндричної частини грибка клапана.

Припустимий і граничний зазор відповідно в першому спряженні 32 і 40 мкм, у другому - 92 і 110 мкм.

У гнізда, виготовленого зі сталі ШХ-15 з термообробкою до твердості HRC 45...50, зношується ущільнююча кромка в місці спряження з конічною частиною перепускного клапана.

Під час роботи кулька запобіжного клапана розклепує гніздо, у результаті чого порушується регулювання запобіжного пристрою.

Пружини перепускного й запобіжного клапанів втрачають пружність.

Зношування конусної ущільнюючої поверхні перепускного клапана виводять різцем при обробці на токарному верстаті або шліфують на верстаті СШК-3. Цю же операцію можна виконати шліфуванням у центрах круглошліфувального верстата шліфувальним кругом, спрямованим під кутом 45° , при частоті його обертання 1200 об/хв.

Як і при виготовленні, клапани (по діаметру хвостовика) і їх напрямні ділять на розмірні групи. При незначних зношеннях зазор у спряженні можна відновити перекомплектуванням цих деталей.

При значному зношуванні хвостовик відновлюють хромуванням або осталюванням з наступним шліфуванням у центрах шліфувального верстата.

Після шліфування хвостовика клапана і притирання прямої їх підбирають у розмірні групи через 4...5 мкм. Клапан з прямою комплектують із найменшим зазором. Змазана маслом пряма повинна легко переміщатися по хвостовику клапана.

Напрямну поверхню поршенька відновлюють притиранням до виведення слідів зношування.

Гніздо перепускного клапана при зношуванні шліфують на плоскошліфувальному верстаті до появи гострої кромки. Аналогічно відновлюють гніздо запобіжного клапана.

Відновлене гніздо пропускного клапана після запресування в корпус рекомендують обробити по робочій кромці до одержання фаски шириною 0,25 мм під кутом 45° . Клапан варто притерти до гнізда.

16.3.4. Відновлення деталей вузла керування золотниками

Вузол керування золотниками зношується під впливом гідравлічних ударів у зливальній порожнині гідророзподільника в момент переходу золотника з робочого положення в нейтральне.

Важіль звичайно виготовляють зі сталі 45Х, а його кульову поверхню покривають шаром хрому товщиною 0,015-0,020 мм.

Сферичну поверхню кульових важелів керування при зношуванні хромового покриття відновлюють повторним хромуванням. Після хромування полірують повстяним кругом 30-мікронною пастою.

У вузол керування входять також пластмасові або металеві кільця та ущільнення, що піддаються зношуванню.

16.3.5. Відновлення кришок гідравлічних розподільників

Верхня кришка, що виготовляється з алюмінієвого сплаву, може мати тільки зношування поверхонь у спряженні з кільцями або тріщини.

У нижньої кришки, виготовленої з алюмінієвого сплаву або сірого чавуну, у процесі експлуатації теж можуть з'явитися тріщини, а також збільшитися глибина колодязів під золотники за рахунок зминання їхнього дна.

Тріщини у верхній і нижній кришках заварюють газовим зварюванням або зашпаровують сумішшю на основі епоксидної смоли, використовуючи його також для постановки латок.

Колодязі під золотники в нижній кришці обробляють на вертикально-фрезерному верстаті пальцевою фрезою діаметром 38,5 мм.

Відновлені кришки випробовують під тиском 1 МПа. Теча і потіння при цьому не допускаються.

Зношені пружини, що втратили пружність та ущільнення гідророзподільника вибраковуюють і замінюють новими.

16.3.6. Складання гідравлічних розподільників

Перед складанням золотники комплектують із корпусом. Для цього золотник і отвір корпусу беруть одного ремонтного або номінального розміру та однієї розмірної групи. При нормальному зазорі в золотниковій парі золотник, змазаний маслом, при вертикальному розташуванні під дією ваги повинен плавно переміщатися в отворі корпусу. Якість комплектування

золотникових пар можна контролювати приладом (рис.16.56). Спостерігаючи за стрілкою манометра, визначають час падіння тиску, що характеризує гідравлічну щільність золотникової пари.

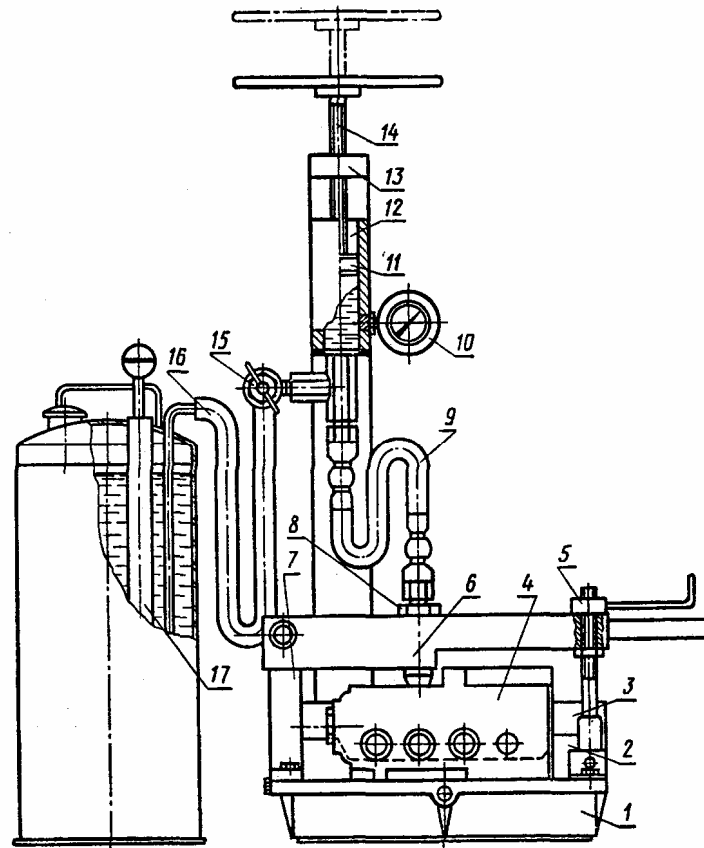


Рис.16.56. Прилад для контролю гідравлічної щільності золотникових пар: 1 - плата; 2 і 3 - упорні пластини; 4 - корпус розподільника із золотниками; 5 - гвинт затискача; 6 - затискач; 7 - стійка затискача; 8 - конусний штуцер; 9 - шланг високого тиску; 10 - манометр; 11 - поршень; 12 - циліндр; 13 - стійка; 14 - гвинтова пара; 15 - вентиль; 16 - сполучний шланг; 17 - нагнітач масла

Складання розподільника роздільно-агрегатної гідросистеми включає складання перепускного і запобіжного клапанів, гільзи золотника з її регулюванням та саме золотника. Після установки зібраного золотника, монтують нижню та верхню кришки, збирають важелі з верхньою кришкою, випробовують і

регулюють гідророзподільник, а також доукомплектовують його.

Випробовують і регулюють гідророзподільники на стенді КИ-4200 або КИ-4815 з гідронасосом відповідної подачі. В якості робочої рідини при випробуваннях застосовують масло відповідної марки, забезпечуючи температуру його $50 \pm 5^{\circ} \text{C}$.

На стенді проводиться регулювання запобіжного клапана і випробування гідророзподільника на спрацьовування автоматики, перевірка фіксації золотників і герметичності гідророзподільника.

Запобіжний клапан регулюють на тиск спрацьовування $13 + 0,5 \text{ МПа}$ при фіксованих положеннях золотників «Підйом» або «Опускання» (для гідророзподільника типу Р 75-ВЗ).

У відповідності з технічними умовами після закінчення ходу «Підйом» або «Опускання» золотники повинні автоматично вертатися в нейтральне положення при тиску в системі $11,0\text{-}12,5 \text{ МПа}$.

При поверненні рукояток гідророзподільника в положення «Нейтральне» або «Плаваюче» тиск робочої рідини по манометру повинне бути $0,2\text{-}0,3 \text{ МПа}$.

16.4. Ремонт розподільників гідропідсилювачів рульового керування

Ремонт розподільників гідропідсилювачів рульового керування зводиться до відновлення золотникових пар і заміні зношених деталей і гумових ущільнювальних кілець.

Характерні дефекти: зношування деталей і ущільнювальних кілець; порушення регулювань клапанів тощо. Всі ці дефекти утрудняють керування трактором або приводять до появи вібрації коліс.

*16.4.1. Ремонт корпусів розподільників гідропідсилювачів
рульового керування*

Корпус розподільника гідропідсилювача рульового керування тракторів класу 14 кН виготовляється із чавуну СЧ 21. Корпус розподільника гідропідсилювача рульового керування зношується по отворах у місцях спряження із золотником. Найбільші зноси мають крайні паски корпуса, розмір яких досягає 0,020 - 0,030 мм, інші паски зношуються незначно - від 0,005 до 0,007 мм.

Нерівномірне зношування робочих пасків пояснюється характером їх роботи. При зовнішньому огляді зношування робочих пасків корпуса характеризується матовим відтінком, повздовжніми борозенками й гребінцями. В окремих корпусах є випадки викришування й сколювання часток металу.

Корпус розподільника при зношуванні крайок і робочих пасків можна відновити алмазним хонінгуванням отворів, так само, як і корпуса гідророзподільників. Для попереднього хонінгування застосовуються бруски із синтетичних алмазів АСП-6, для остаточного – АСМ-14. Хонінгувати деталь можна при окружній і зворотно-поступальній швидкості брусків відповідно, 33,6 м/хв і 7,0 м/хв і питомому тиску на поверхню отвору корпуса 0,7 МПа.

Шорсткість поверхні після попереднього хонінгування відповідає Ra 1,25...Ra 0,63, а після остаточного - Ra 0,16. Похибка геометричної форми отвору не перевищує 0,004 мм.

Після відновлення отвору вимірюють ротаметром або індикаторним нутроміром і ділять на розмірні групи з інтервалом через 0,006 мм.

*16.4.2. Ремонт золотників розподільників гідропідсилювачів
рульового керування*

Золотники розподільників гідропідсилювача рульового керування, виготовлені зі сталі ШХ15, найбільше зношуються в крайніх пасках на довжині до 8 мм від торцевих країв.

Зношені ділянки мають характерні матові відтінки, повздовжні натири і риси. У деяких золотників натири розташовані діаметрально протилежно, а зношування по діаметру нерівномірні, що свідчить про перекіс золотника. Зноси крайніх пасків золотника досягають 0,050...0,070 мм. На інших пасках зношування досить незначні. В результаті зносів золотників спотворюється геометрична форма робочих пасків.

Для порівняння на рис. 16.57 наведені круглограми нового та зношеного золотників. У золотників зношуються також крайки робочих пасків на ширину приблизно 1 мм, які закруглюються та затуплюються.

Відновлюють золотники шліфуванням до виведення слідів зношування з наступним хромуванням або осталюванням робочих пасків.

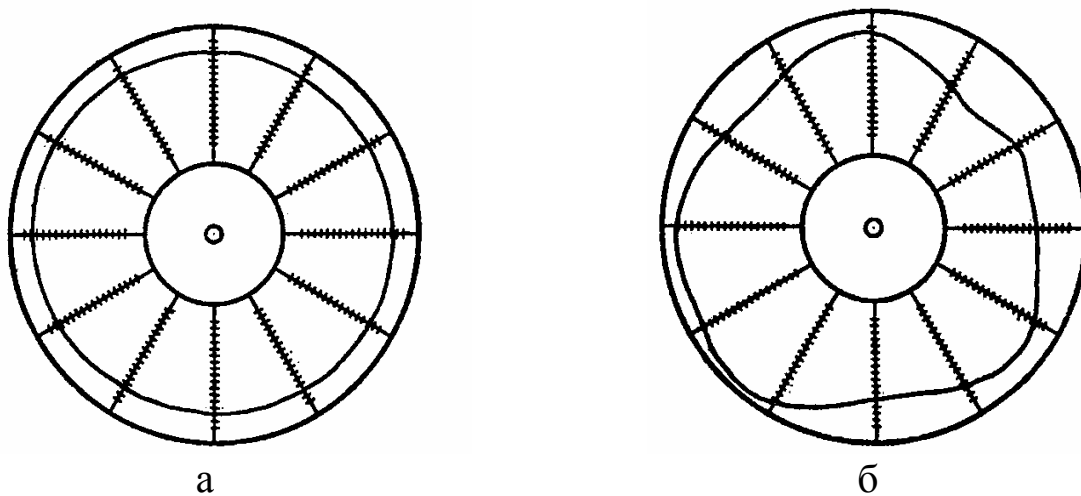


Рис. 16.57. Круглограми паска золотника:
а - нового; б - зношеного

Після хромування або осталювання золотники знову шліфують, полірують або притирають. Овальність і конусність поверхонь пасків допускається не більше 0,005 мм, шорсткість обробленої поверхні повинна бути не більше Ra 0,16.

*16.4.3. Складання та випробування розподільників
гідропідсилювачів рульового керування*

Перед складанням корпус розподільника гідропідсилювача рульового керування комплектують із золотником. Золотник по отворі корпусу підбирають однієї розмірної групи, щоб забезпечити зазор 0,006...0,018 мм. Зібраний розподільник передають на випробування на стенд КИ-4896. Випробування проводять на дизельному маслі Дп-11 при температурі $50 \pm 5^\circ \text{C}$. Утримуючи золотник у крайньому лівому або правому положенні, регулюють запобіжний клапан на тиск $8,0_{-0,5}$ МПа.

Перевіряють перепад тиску масла в розподільнику. Різниця показань манометрів, установлених на нагнітанні та зливі, у нейтральному положенні золотника, повинна бути не більше 0,3 МПа.

Визначають повний хід золотника в кожную сторону від нейтрального положення. При працюючому насосі й тиску в нагнітальній порожнині розподільника 5...6 МПа зусилля повинне бути 850...1200 Н по динамометру, що відповідає показанню манометра 1,8 – 2,0 МПа. Це зусилля повинне викликати переміщення золотника на $1,2_{-0,05}^{+0,12}$ мм у кожную сторону від нейтрального положення.

Після зняття навантаження золотник повинен вертатися в нейтральне положення, а рух поршня припинятися.

На закінчення перевіряють час висування штока гідроциліндра на 120 мм. При тиску в циліндрі 5...6 МПа цей час повинне бути в межах 5,4...5,3 с при подачі масла в бесштокову порожнину та 3,3...4,6 с при подачі масла в штокову порожнину.

16.5. Ремонт гідроциліндрів

Ремонт гідроциліндрів розглянемо на прикладі гідроциліндра навісної системи – найбільш надійного вузла в порівнянні з іншими гідроагрегатами.

16.5.1. Характерні несправності гідроциліндрів

Найбільше в процесі експлуатації піддаються зношуванню ущільнювальні кільця, корпус, поршень, шток, гідромеханічний клапан і його гніздо. Можуть бути випадки поломок рухливого упору, вигину або поломок стрижня клапана. Причинами несправностей можуть бути неправильне складання, зноси і поломки деталей.

16.5.2. Відновлення корпусу гідроциліндра

Корпус циліндра, що виготовляється із суцільнотягнутих сталевих труб без термообробки, зношується по внутрішній поверхні. Зношування визначають за допомогою індикаторного нутроміра. При незначних зносах поверхню відновлюють хонінгуванням.

Типовою технологією ремонту рекомендується розточення корпусу на алмазно-розточувальному верстаті з наступним хонінгуванням на вертикально-хонінгувальному верстаті під збільшений розмір поршня.

16.5.3. Відновлення поршня гідроциліндра

Поршень, що виготовляється з алюмінієвого сплаву або із чавуну, зношується в місцях спряження з корпусом гідроциліндра. Спостерігаються поломки поршня.

Якщо корпус відновлений із збільшенням розміру по внутрішньому діаметру, поршень замінюють на знову виготовлений з алюмінієвого сплаву або чавуну. При цьому зовнішній діаметр циліндричної поверхні поршня й кільцевої канавки під ущільнювальні кільця збільшують. При установці поршня в корпус циліндра допускається зазор не більше 0,2...0,3 мм.

16.5.4. Відновлення поршня штока гідроциліндра

Матеріал штока – сталь 45Х (твердість HRC 30...35), втулки – сталь 45 (HB 170...229). Поверхня штока при виготовленні піддається хромуванню товщиною шару не менш 0,020 мм. Допускається при виготовленні загартування з нагріванням струмом високої частоти до HRC 35...45 на глибину 3...5 мм. Твердість різьблення HRC 25...35.

Шток може мати наступні дефекти: зношування зовнішньої поверхні, зрив різьблення, зношування отворів вилки під палець, а також прогин. Допускається прогин штока не більше 0,15 мм.

Зовнішню поверхню штока відновлюють шліфуванням з наступним хромуванням і шліфуванням.

Зношені отвори вилок штока обробляють зенкером, а потім розгортанням. Виготовляють втулки відповідних розмірів, запресовують їх в отвори вилок, приварюють, а потім остаточно обробляють розгортанням до номінального розміру, а пальці виготовляють нові. Вигнуті штоки виправляють під пресом.

16.5.5. Відновлення передньої кришки гідроциліндра

У кришці, що виготовляється із сірого чавуну СЧ 21 (твердістю HB 170...241), зношуванню піддається поверхня отвору під шток, посадкове місце під гніздо гідромеханічного клапана і у спряження із клапаном. Можуть бути зноси і зриви різьблення під штуцера.

Зношений отвір під шток у передній кришці відновлюють розточуванням з наступним запресуванням бронзової або чавунної втулки. Потім втулки остаточно розгортають під розмір штока, забезпечуючи зазор у цьому спряженні 0,02-0,10 мм.

16.5.5. Відновлення задньої кришки гідроциліндра

У задній кришці, що виготовляється штампуванням зі сталі 45 (твердістю HB 170...229), можливе зношування отвору та злам вушка.

Отвір вушка задньої кришки відновлюють аналогічно отворам вилки штока. Зламані частини вушок задніх кришок відновлюють зварюванням.

Ущільнення замінюють новими, якщо вони зносилися або втратили пружність.

Випробування силових гідроциліндрів проводиться після їх складання на універсальному стенді КИ-4200 або КИ-4815 для випробування гідросистем. Після приєднання гідроциліндра до гідравлічної системи й прогріву масла в баку стенда заповнюють обидві порожнини циліндра прогрітим маслом, перевіряючи одночасно переміщення поршня в циліндрі.

Максимальний тиск масла, необхідне для переміщення поршня без навантаження гідроциліндра, не повинне перевищувати 0,5 МПа. Час висування штока основного циліндра не повинне перевищувати 2,5 с, а час повернення у вихідне положення до автоматичної зупинки – 1...2,5 с.

Перевіряють герметичність гідроциліндра під тиском 13,5 МПа, затримуючи рукоятку розподільника в кожному робочому положенні протягом 1 хвилини. Теча та просочування масла не допускаються.

Перевіряють роботу гідромеханічного клапана регулювання ходу поршня. Потім відокремлюють шланг передньої (штокової) порожнини гідроциліндра від штуцера, вкрученого в отвір розподільника, і опускають кінець у ємність для збору масла. Штуцер розподільника глушать. Ставлять рукоятку розподільника в положення «Підйом», піднімають тиск у нагнітальній магістралі по манометру стенда до 7 МПа. При цьому теча масла із протилежної порожнини протягом трьох хвилин не допускається.