

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра галузевого машинобудування

Пояснювальна записка
до магістерської кваліфікаційної роботи
магістра
(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: Пристрій для випробування стоматологічних матеріалів

08-27.МКР.008.00.000 ПЗ

Виконав: студент 2 курсу за ОПП
«магістра», групи 1ГМ-18м
спеціальності 133
Галузеве машинобудування
(шифр і назва напряму підготовки)

Погадайко Д.С.
(прізвище та ініціали)
Керівник Поліщук Л.К.
(прізвище та ініціали)
Рецензент
(прізвище та ініціали)

Вінниця – 2019

АНОТАЦІЯ

Проведено аналіз відомих технічних рішень пристройів для вивчення властивостей стоматологічних матеріалів та обґрунтовано доцільність розробки нової конструкції. Вивчено процес біохімічних рухів зубо-щелепної системи і визначено характер руху, кінематичні та силові характеристики. Розроблено конструкцію пристрою для дослідження зношування стоматологічних матеріалів та природніх зубів, в якому застосовано вузли, механізми та зв'язки між ними, що відтворюють реальні умови, функціонування зубо-щелепної системи. Проведено проектні розрахунки та розрахунки на міцність елементів передач, силових пружин, напрямних, затискового механізму, опорної рами. Розроблено конструкцію механізму зворотно-поступального руху, який забезпечує заданий закон переміщення вихідної ланки та величину сили цих переміщень. Сконструйовано опору, в якій встановлюється оправка з природнім зубом, що імітує його мікроекскурсію.

Наведені розрахунки економічних показників розробленого пристрою для випробування стоматологічних матеріалів показали ефективність його використання для виконання досліджень. Розроблено заходи щодо забезпечення охорони праці та безпеки життедіяльності і цивільного захисту під час проведення дослідних робіт.

Annotation

The analysis of the known technical solutions of the devices for the study of the properties of dental materials is conducted and the feasibility of developing a new design is substantiated. The process of biochemical movements of the tooth-jaw system was studied and the nature of motion, kinematic and power characteristics were determined. The design of the device for the research of wear of dental materials and natural teeth was developed. Design calculations and calculations on the strength of the transmission elements, power springs, guides, clamping mechanism, support frame were carried out. The design of the reciprocating motion mechanism, which provides the given law of movement of the output link and the magnitude of the force of these movements, is developed. A support has been designed to install a mandrel with a natural tooth that mimics its micro-excursion.

The given calculations of economic indicators of the developed device for testing of dental materials showed the effectiveness of its use for research. Measures were taken to ensure occupational health and safety and civil protection during research activities.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ	9
1.1 Суть технічної проблеми	9
1.2 Аналіз техніко-економічних показників конструкцій.....	10
1.3 Порівняння технічних показників аналога та нової конструкції	12
1.4 Опис нової конструкції та її переваги.....	13
1.5 Технічні вимоги до нової конструкції	14
1.6 Доцільність розробки.....	14
2. АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ	18
2.1 Аналіз сучасних технічних рішень.....	18
2.2 Висновки до другого розділу	22
3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ВИВЧЕННЯ ЗНОШУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ ПРИ ЦИКЛІЧНИХ ВИПРОБУВАННЯХ.....	23
3.1 Розробка конструкції пристрою	23
3.2 Висновки до третього розділу	25
4. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	27
4.1 Кінематичний розрахунок приводу.....	27
4.2 Розрахунок передач.....	35
4.3 Вибір напрямних	47
4.4 Проектування затискного механізму	51
4.5 Розробка конструкцій опори	59
4.6 Розробка конструкцій рами.....	60
4.7 Висновки до четвертого розділу.....	61
5. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДЛЯ ВИВЧЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ СТОМАТОЛОГІЧНИХ МАТЕРІАЛІВ І ПРИРОДНИХ ЗУБІВ	62
5.1 Обґрунтування закономірностей переміщення досліджуваного об'єкту	62

5.2 Висновки до п'ятого розділу.....	63
6. ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ	64
6.1 Розрахунок кошторису витрат на нову розробку	64
6.2 Розрахунок виробничої собівартості одиниці нового технічного рішення.....	69
6.3 Розрахунок ціни реалізації нового технічного рішення.....	71
6.4 Розрахуємо чистий прибуток.....	71
6.5 Розраховуємо експлуатаційні витрати при використанні нової конструкції.....	72
6.6 Експлуатаційні витрати аналога.....	74
6.7 Розрахунок економічного ефекту від розробки виробу.....	75
6.8 Розрахунок терміну окупності Т _о витрат для виробника нової конструкції проводимо за формулою.....	76
7. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	77
7.1 Аналіз умов праці.....	77
7.2 Техніка безпеки	87
7.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях	88
ВИСНОВКИ.....	92
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	93
ДОДАТКИ	96
ДОДАТОК А. ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ	
ДОДАТОК Б ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА	
ДОДАТОК В КРЕСЛЕННЯ	
ДОДАТОК Г. СПЕЦІФІКАЦІЇ	

ВСТУП

Перехід економіки України на ринкові методи регулювання вимагає створення таких машин, механізмів, пристрій, технологій, програмних продуктів тощо, які б відповідали потребам конкретних споживачів, мали вищий технічний рівень та кращі економічні характеристики. Розробки науковців та інженерно-технічного персоналу використовуються не лише в різних галузях машинобудування, але й і в інших сферах виробництва, надання послуг в області медицини.

Розробка та вдосконалення медичного технічного обладнання тісно пов'язана з розвитком проблем щодо лікувальних та оздоровчих заходів направлених та поліпшення здоров'я громадян країни.

Важливим напрямком медицини, що стосується забезпечується здоров'я та життєдіяльності громадян є ортопедична стоматологія, пошук нових матеріалів, які застосовуються при протезуванні, їх досконального вивчення за рахунок відповідних випробувань. З цією метою проводять фізичне моделювання процесів, які з достатнім ступенем наближеності відтворюють особливості біомеханіки ротової порожнини в процесі пережовування продуктів харчування. Моделювання таких процесів здійснюється на пристроях, що містять різні пристосування, які забезпечують зміну параметрів як силових, так і кінематичних, що дають змогу всебічного вивчення досліджуваних зразків матеріалів для стоматології.

Незважаючи на велику кількість таких пристрій, які застосовуються при вивчені фізико-механічних властивостей матеріалів для стоматології, вони, як правило, наближено моделюють реальну біомеханіку ротової порожнини, що дещо змінює ефективність отриманих експериментальних даних для практичного застосування.

Тому, розробка пристрою для випробування стоматологічних матеріалів, який відтворює умови, що максимально наблизені до функціонування зубо-щелепної системи, є актуальною задачею.

Мета роботи – підвищення ефективності використання стоматологічних матеріалів за рахунок вивчення їх зношування з використанням дослідної установки, що максимально відтворює умови функціонування зубо-щелепної системи.

У зв'язку з поставленою метою потрібно розв'язати такі **завдання**:

- проаналізувати відомі технічні рішення пристройів для вивчення властивостей стоматологічних матеріалів та процеси біохімічних рухів зубо-щелепної системи;
- обґрунтуювати вибір силових та кінематичних характеристик, що максимально наближено до реального функціонування зубо-щелепної системи;
- розробити конструкцію пристрою для випробування стоматологічних матеріалів;
- провести проектні розрахунки та розрахунки на міцність вузлів та механізмів дослідної установки;
- розрахувати економічні показники розробленої конструкції, які підтверджують доцільність впровадження її у виробництво;
- розробити заходи щодо охорони праці та цивільного захисту.

Об'єкт дослідження – процес зношування стоматологічних матеріалів.

Предмет дослідження – обладнання для випробування стоматологічних матеріалів.

Методи дослідження:

- порівняльний аналіз триботехнічних, конструктивних та технологічних показників відомих конструкцій для схемного пошуку нової конструкції випробувального обладнання;
- аналітичні дослідження для обґрутування кінематичних та силових параметрів дослідної установки.

Наукова новизна отриманих результатів та їх значення:

– уточнено кінематичні та силові співвідношення руху зубо-щелепної системи в різних фазах процесу жування для обґрунтування технічних параметрів випробувального обладнання.

Особистий внесок автора – запропонував конструкцію механізму зворотно-поступального руху та опори, що імітує мікроеккурсію природних зубів; виконав проектні розрахунки та розрахунки на міцність елементів передач, силових пружин, напрямних, затискного механізму, опорної рами та конструювання випробувального обладнання.

Публікації – тези доповіді «Пристрій для випробування стоматологічних матеріалів» на Всеукраїнську науково-практичну інтернет-конференцію студентів, аспірантів та молодих науковців «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи» (2019 р.), тези доповіді «Удосконалена конструкція пристрою для вивчення вносостійкості конструкційних стоматологічних матеріалів і природних зубів» на міжнародній науково-технічній конференції «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2019» (2019 р.).

1 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

1.1 Суть технічної проблеми

Проблема стійкості матеріалів до зношування стосується багатьох технічних пристрій, які експлуатуються в різних сферах діяльності людини. Подібні питання виникають щодо матеріалів, які застосовуються у стоматології, адже відновлення твердих тканин зубів є однією з актуальних проблем, пов'язаних із здоров'ям людини.

Наразі існує велика кількість композитних матеріалів, за допомогою яких виготовляються зубні протези. До них висуваються досить жорсткі вимоги стосовно стійкості до дії речовин, що входять до складу продуктів харчування, а також міцності та зносостійкості.

Робочі поверхні зубних коронок відрізняються складною хвилястою формою з різною шорсткістю за великої неоднорідності її фізико-хімічних властивостей. Під час пережовування продуктів харчування на окремі елементарні ділянки коронки діють періодично змінні контактні навантаження, що характеризуються величинами нормальної і дотичної складових.

При фізичному моделюванні процесу зношування намагаються відтворити окклюзивні співвідношення контактуючих пар, що враховують вплив бокових, передніх та задніх зміщень нижньої щелепи по відношенню до верхньої при врахуванні взаємодії таких факторів, як змінна швидкість відносного руху пар і величина робочого тиску в зоні контакту пар. До того ж, потрібно враховувати циклічний характер діючих навантажень, зміну швидкості та прискорення відносного руху елементарних площинок взаємодіючих поверхонь, циклічне деформування матеріалу в поверхневих шарах взаємодіючих пар. Також зниженню міцності сприяють адсорбційні

процеси, що виникають при контакті з кислою, нейтральною чи лужною речовиною, при якій відбувається посилення ефекту Ребіндера.

Тому, для встановлення закономірностей зношування стоматологічних матеріалів науковці застосовують фізичне моделювання на пристроях, які відтворюють в тій чи іншій мірі реальні процеси при взаємодії контактуючих пар.

1.2 Аналіз техніко-економічних показників конструкцій

Для вивчення процесів зношування стоматологічних матеріалів розроблено значну кількість пристроїв, на яких здійснюється моделювання вказаних процесів за умови відтворення інших побічних факторів, що відбуваються при вживанні продуктів харчування у контактуючих парах.

Найбільш близьким до розробленої конструкції технічним рішенням є пристрій, схема якого подана на рис. 1.1.

Пристрій містить електродвигун 1, вал якого через пружну муфту 2 з'єднано з швидкохідним валом двоступінчастого циліндричного співвісного редуктора 3. На вихідному кінці тихохідного вала редуктора 3 жорстко встановлено ексцентриковий кулачок 4, який взаємодіє через ролик 5 із штовхачем, що взаємодіє із зворотною пружиною 6 і на кінці якого розміщено індентор 7, який виготовлено з досліджуваного матеріалу. Індентор 7 взаємодіє з абразивним матеріалом 8, що виготовлений у формі диску і закріплений на столі 9.

Пристрій працює наступним чином.

Обертальний рух від вала електродвигуна 2 передається на швидкохідний вал редуктора 3. З вихідного валу редуктора обертальний рух надається ексцентричному кулачку 4 і за рахунок його ексцентричного зміщення відносно осі обертання при взаємодії з роликом 5, відбувається зворотно-поступальне переміщення штока з індентором 7, який взаємодіє з

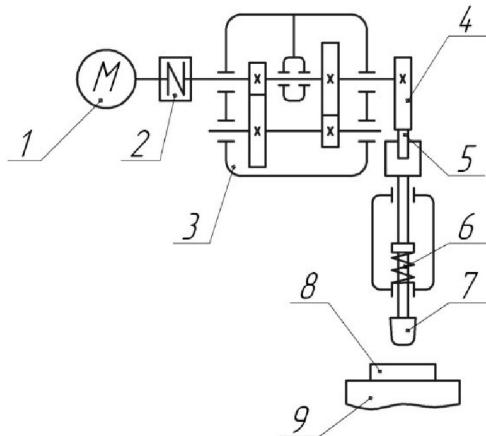


Рисунок 1.1 – Схема пристрою для випробувань на зношування з електромеханічним приводом та ексцентриковим кулачком

абразивним кругом 8. Після взаємодії контактуючих поверхонь, відбувається переход точок дотику ролика 5 з максимального радіусу ексцентрикового кулачка 4 до мінімального, в результаті чого під дією зворотної пружини 6, шток повертається у вихідне положення.

Далі цикл повторюється.

Основними недоліками наведеного пристрою є відсутність моделювання реальних умов біомеханіки ротової порожнини. Крім того, рух зразка відносно нерухомого тіла лише частково моделює процес дроблення та перетирання продуктів харчування, а контактуючі поверхні зразка досліджуваного матеріалу і абразивного круга не моделюють жувальні поверхні зубів та їх окклюзивні співвідношення.

У конструкції пристрою для вивчення зношування стоматологічних матеріалів, розробленій у ВНТУ на замовлення кафедри стоматологічної ортопедії ВНМУ, зазначених недоліків вдалось уникнути за рахунок наближення відтворювальних процесів до реальної біомеханіки ротової порожнини.

Пристрій містить електродвигун, вал якого через пружну муфту з'єднано з швидкохідним валом черв'ячного редуктора. На тихохідному валу черв'ячного редуктора встановлено кулачок, який спрофільовано згідно заданого закону

руху, що взаємодіє з роликом кулачкового механізму. Ролик встановлено на штовхачу механізму зворотно-поступального руху. Особливістю цього механізму є можливість регулювання сили взаємодії коронки, виготовленої з досліджуваного матеріалу, яка розміщена на штоку вказаного механізму, за рахунок регулювання основної пружини стиснення. Коронка взаємодіє із природним зубом, який встановлений за допомогою спеціальної клейкої маси в оправі, опорами для якої є два пружніх кільця, що виготовлені із поліуретану, які імітують мікроекскурсію зуба за рахунок заданого зазору між оправкою і корпусом опори. Для імітації рідинного середовища порожнини рота над контактуючими поверхнями коронки і природного зуба встановлено ємкість, яка закріплена на штативі, що заповнена фізичним розчином чи розчином, що відповідає підкисленому або лужному середовищу, і дозовано подається в місце контакту.

1.3 Порівняння технічних показників аналога та нової конструкції

Порівняємо технічні показники аналогу та нової конструкції (табл 1.1).

Таблиця 1.1 – Порівняння технічних характеристик аналога та нової конструкції

Показники (параметри)	Аналог	Нова розробка пристрою
Потужність, Вт	1,2	0,6
Число вузлів	7	
Форма досліджуваних зразків	циліндричний індентор	реальна коронка
Режим роботи	Циклічний	Циклічний
Зміна переміщення вального руху зразка	Синусоїdalна	Згідно законів біомеханіки
Середовище контактуючих пар	Повітря	Фізіологічний розчин чи інші речовини
Зміна зусилля взаємодії контактуючих пар	Не регульована	Регульована

1.4 Опис нової конструкції та її переваги

На рис. 1.2 наведено нова конструкція пристрою, що містить зварну раму 1, на якій встановлено привідну частину з електродвигуном 2, вал якого через пружну втулково-пальцеву муфту 3 з'єднаний з швидкохідним валом черв'ячного редуктора 4, що також закріплений на рамі 1. На вихідному кінці

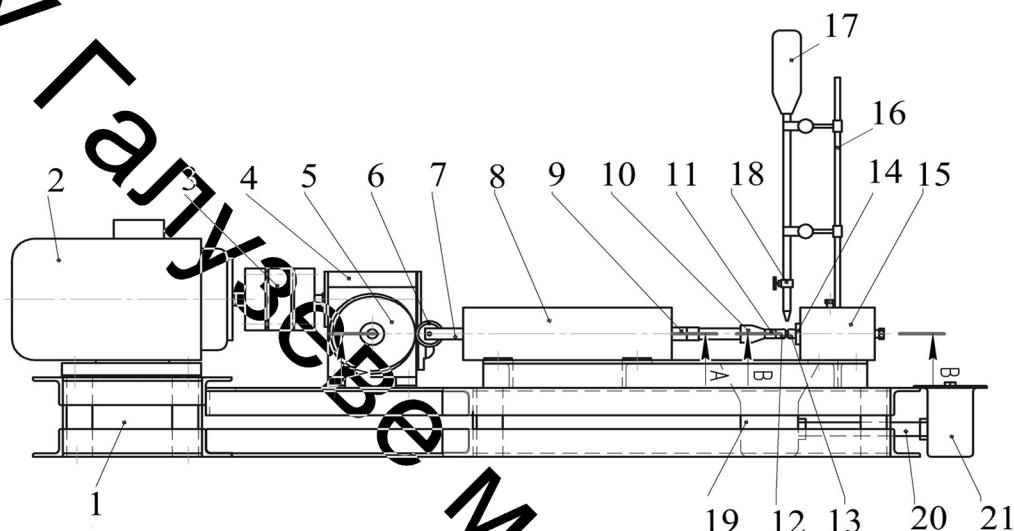


Рисунок 1.2 – Схема розробленої конструкції пристрою для дослідження зношування стоматологічних матеріалів та природних зубів

тихохідного вала черв'ячного редуктора жорстко закріплено кулачок 5, який спрофільовано згідно заданого закону руху. Кулачок 5 через циліндричний ролик 6 має силове замикання з штовхачем 7, що забезпечується силою пружності попередньо здеформованої пружини, яка встановлена всередині корпусу механізму зворотно-поступального руху 8, що належить до механічної частини всього пристрою, закріпленого на рамі 1. На штоку 9 вказаного пристрою встановлено цанговий затискний механізм 10. В оправці нерухомо закріплено штифт, у якому встановлено коронку зубного протезу 11 з матеріалу, що підлягає експериментальним дослідженням на зношування. Коронка зубного протезу 11 має початковий контакт із контактичним тілом 12 у вигляді природного зуба, корні якого за допомогою

спеціальної клейкої маси закріплено в оправці 13, що встановлена з можливістю мікророзміщень в довільних радіальних напрямках у опорі 14, скріплений з рамою 1. Для зволоження контактних поверхонь коронки зубного протезу 11 та зуба 12 у пристрої встановлено штатив 15, що закріплений на рамі, на якому розміщено ємкість 16, що заповнена фізіологічним розчином. Ємкість 16 має випускний патрубок, в нижній частині якого встановлено кран 17, що дозволяє регулювати подачу фізіологічного розчину в контактну зону. Для збирання відпрацьованого фізіологічного розчину на рамі 1 закріплено приймальну ємкість 18, яка за допомогою патрубка з'єднана з накопичувальною ємкістю.

1.5 Технічні вимоги до нової конструкції

Кріплення вузлів пристрою до рами повинно бути надійне і забезпечувати роботоздатність його в умовах змінних напрямків навантаження. Контактуючі поверхні необхідно покрити пластичним мастилом для запобігання пошкодження поверхонь.

1.6 Доцільність розробки

1.6.1 Собівартість одиниці нової розробки

В цьому випадку собівартість одиниці нової розробки S розраховується за формулою:

$$S = S_a^1 \cdot M_h \cdot K_h \text{ грн.,} \quad (11)$$

де S_a^1 – питома собівартість одиниці маси аналога: грн/кг; S_a – собівартість аналога, грн.; $S_a=2635$ грн; M_a – маса аналога, кг; $M_a= 90\text{кг}$; M_h – маса нової

техніки, кг; $M_h=40$ кг; K_h – коефіцієнт, який ураховує конструктивні та технологічні особливості нової розробки, $K_h = 1 \dots 1,2$.

$$S^1_a = S_a / M_a \quad (1.2)$$

$$S^1_a = 2635/90 = 29,2 \text{ грн/кг};$$

$$S = 29,2 \cdot 40 \cdot 1 = 1171,1 \text{ грн};$$

1.6.2 Розрахунок величини капітальних вкладень

Величина капітальних вкладень K розраховується за формулою:

$$K = B \cdot A \cdot S = B \cdot \bar{C} \text{ грн.,} \quad (1.3)$$

де B – коефіцієнт, який ураховує витрати на розробку, придбання, транспортування, монтаж, налагодження нової розробки тощо, $B=1,2 \dots 2,0$; A – коефіцієнт, який ураховує прогнозований прибуток та податки, які повинен сплачувати виробник, $A \sim 1,7 \dots 2,8$; S – собівартість нової розробки, розрахована спрощеним способом, грн.; \bar{C} – ціна реалізації нової розробки, якщо вона була відома або визначена

$$K_1 = 1,5 \cdot 2 \cdot 1171,1 = 3513,3 \text{ грн.}$$

$$K_2 = 1,5 \cdot 2 \cdot 2635 = 7905,7 \text{ грн.}$$

1.6.3. Розрахунок величин експлуатаційних витрат для одиниці нової розробки

Експлуатаційними витратами є такі витрати, які забезпечують нормальне функціонування певного технічного рішення в період його експлуатації в розрахунку за рік.

Величина експлуатаційних витрат E за рік розраховується за формулою:

$$E = k \cdot \Pi \cdot \beta = k \cdot A \cdot S \cdot \beta \text{ грн./рік}, \quad (1.4)$$

де Π – ціна реалізації нової розробки, якщо вона була відома або визначена раніше, грн./шт.; k – коефіцієнт, який ураховує витрати на амортизацію, електроенергію, обслуговування, ремонти тощо, $k = 0,2 \dots 0,4$; для обчислювальної техніки $k = 0,5 \dots 0,7$; для технічних рішень, в яких значну питому вагу мають змінні елементи, наприклад, батарейки, $k = 1 \dots 3$; A – коефіцієнт, який ураховує прогнозований прибуток та податки, які повинен сплачувати виробник, $A \sim 1,7 \dots 2,3$; S – собівартість нової розробки, розрахована спрощеним способом; грн.; β – доля часу, який витрачає працівник на обслуговування нової технічної або інтелектуальної розробки в загальному часі своєї роботи.

$$E = k \cdot A \cdot S \cdot \beta \text{ грн/рік}; \quad (1.5)$$

$$E_1 = 0,3 \cdot 2 \cdot 2635 \cdot 2 = 3162 \text{ грн/рік};$$

$$E_2 = 0,3 \cdot 2 \cdot 1171,1 \cdot 2 = 1405,32 \text{ грн/рік};$$

1.6.4 Розрахуємо питомі капітальні вкладення та питомі експлуатаційні витрати

Так, питомі капітальні вкладення складуть:

а) для аналога: $\frac{K_1}{Q_1} = \frac{3513,3}{90} = 39,3 \text{ грн.}$

б) для нового варіанта: $\frac{K_2}{Q_2} = \frac{7905}{40} = 197,6 \text{ грн. / \%}$

Питомі експлуатаційні витрати складуть:

а) для аналога: $\frac{E_1}{Q_1} = \frac{3162}{90} = 35,1 \text{ грн.}$

б) для нового варіанта: $\frac{E_2}{Q_2} = \frac{1405,32}{40} = 35,0 \text{ грн.}$

Порівнюючи наші показники приходимо до висновку про доцільність розробки конструкції пристрою для дослідження зношування стоматологічних

матеріалів та природних зубів. Вказані переваги свідчать про доцільність проведення проектувальних робіт та про актуальність теми дипломного проекту.

ВНТУ Галузеве машинобудування

2 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ

2.1 Аналіз сучасних технічних рішень

Стенд для моделювання процесу зношування стоматологічних матеріалів конструкції МВТУ ім. Н.Е. Баумана наведено на рис. 2.1.

Стенд складається з механічної частини та блоку керування і реєстрації. Основними елементами його є притир 1, якому надається обертальний рух за рахунок електродвигуна 2, та рухомий шток 3, з встановленнями на ньому якорями електромагнітів 4. рухомий шток передає зусилля, яке створюється електромагнітами 4, на один з досліджуваних зразків 5. Другим досліджуваним зразком, що взаємодії з першим, є притир обертального руху, що виконаний з досліджуваного матеріалу. Блоки керування стенда дозволяють формувати необхідну частоту обертання притира та необхідне зусилля притискання досліджуваних зразків один до одного пульсуючого амплітудою зусилля. Частота пульсації досягає 1 Гц, що наближено відповідає частоті взаємодії зубів в процесі пережовування страв. Швидкість руху досліджуваних зразків один відносно одного – 0,8 м/с. Тривалість проведення кожного експерименту становила 10 хвилин. Експеримент по зношуванню зразків проводили в трьох штучних середовищах з pH=5.5, 7.0 та 8.0. Вимірювальною величиною була маса зношування зразка, що закріплений в рухомому штоці стенда.

Недоліком вказаного пристрою є відсутність відтворення реальних умов взаємодії контактуючих поверхонь тіл з особливостями геометрії їх поверхонь, тобто окклюзивних співвідношень. Крім того, одна лише зміна частоти не забезпечує відповідності реальній динаміці біомеханічних процесів під час взаємодії жувальних поверхонь природних зубів та стоматологічних матеріалів, а тому результати випробовувань не можуть бути прийнятими з великим ступенем достовірності.

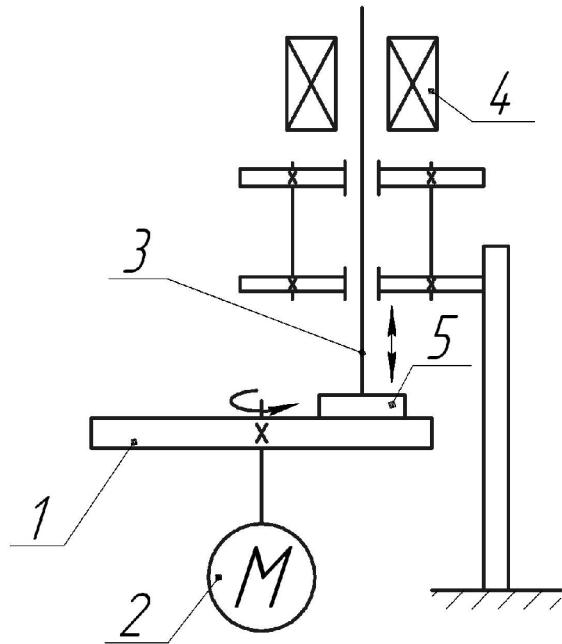


Рисунок 2.1 – Стенд моделювання процесу зношування стоматологічних матеріалів конструкцій МВТУ ім. М.Е. Баумана.

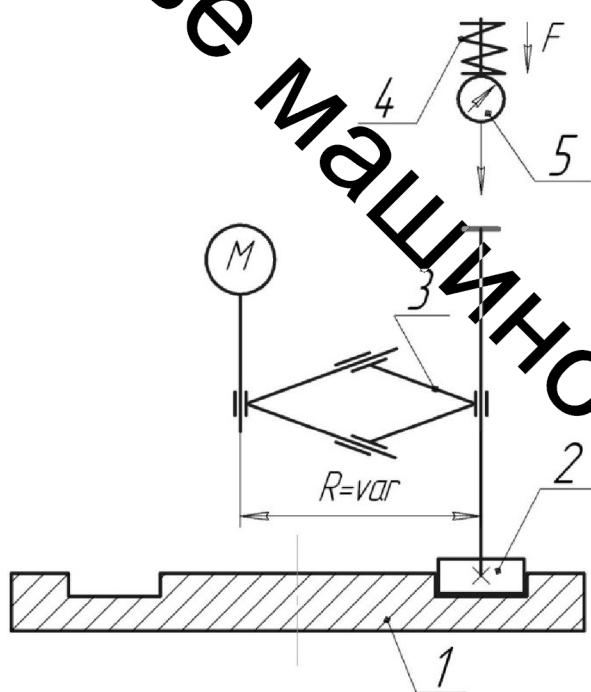


Рисунок 2.2 – Стенд моделювання процесу зношування стоматологічних матеріалів конструкцій МВТУ ім. М.Е. Баумана із зміною швидкості переміщення зразка та зусилля притискання.

На стенді, схема якого наведена на рис. 2.2., автори намагалися змоделювати вивчення зношування стоматологічних матеріалів в залежності

від характеру зміни швидкості та прискорення відносного руху поверхонь взаємодіючих пар, величини контактного тиску, а також характеристики штучного середовища, яке близьке за складом до слизи людини, в якій відбувається зношування пар.

Зразок 1 переміщується з постійною та змінною швидкостями кільцевою доріжкою нерухомого притиру 2 з досліджуваного матеріалу. Зміна швидкості забезпечується за допомогою спеціального механізму 3, який дозволяє моделювати зростання швидкості від мінімального до максимального значення, на одній половині шляху, та її зниження до мінімальної – на другій половині колової трасторії. Частота обертання вала електродвигуна змінювалась відносно трьох його значень. Робочий контактний тиск F створювався за допомогою пружини системи 4 і фіксувався динамометром 5.

Величина зношування матеріалу зразка визначалась на аналітичній базі шляхом різниці має до та після зношуватися.

Недоліком такого стенду є надто мале наближення до реальних силових та кінематичних співвідношень переміщень контактних пар та невідповідність умов біомеханічній порожнині рота.

На рис. 2.3 наведено пристрій [1], який найбільш вдало, на відміну від попередніх, моделює взаємозв'язок між зношуванням та циклічним навантаженням. Важіль 1 має можливість повертатися відносно осі 2 на кут α в одну та іншу сторону. На важелі 1 на відстані L від осі обертання в з'ємній оправці жорстко кріпиться зразок матеріалу 3. Контактуюче тіло 4 вводиться у контакт із зразком 3 та навантажується силою P для створення заданих величин контактних тисків q сформованої фрикційної пари. Величина амплітуди при заданому куті α визначається відстанню L , а частина руху задається величиною напруги живлення двигуна та може змінюватися в межах від 0,5 до 5 Гц.

Таким чином, зразок здійснює зворотно-поступальний рух відносно напруженого контактуючого тіла, що в першому наближенні моделює процес пережовування страв зубами. Число циклів руху фіксується за допомогою кінцевого датчика та електричного лічильника. При досягненні попередньо

заданої кількості циклів пристрій автоматично вимикається.

Дослідження по визначеню зносостійкості матеріалів проводились в рідинному середовищі (дистильована вода) з контактуючим

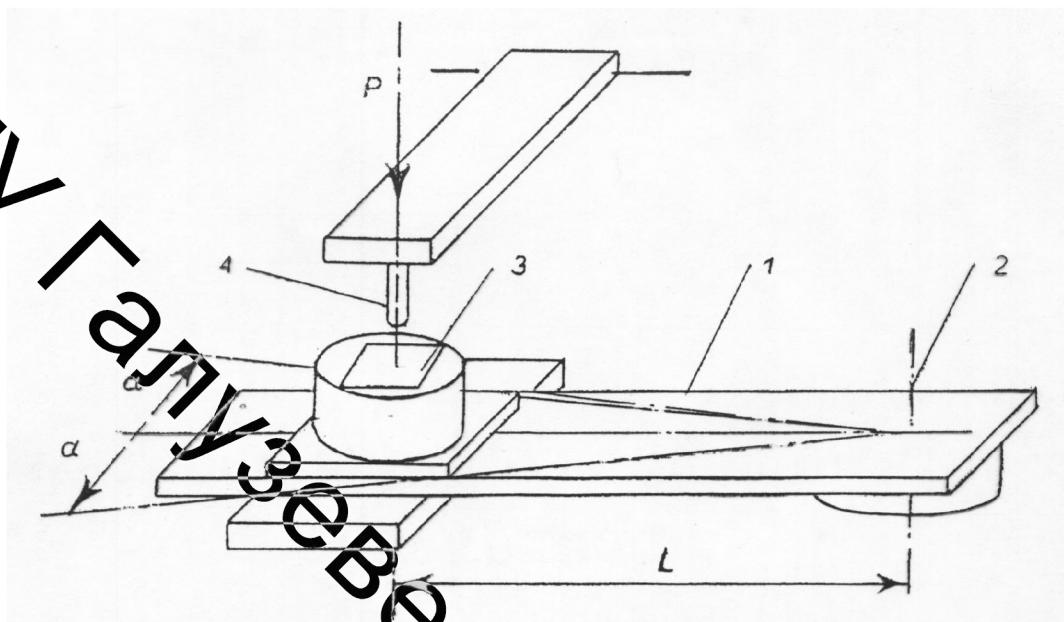


Рисунок 2.3 – Схема пристрою для випробувань матеріалів на зношування конструкції МІФІ.

тілом – фрезою із спеченого алмаза, що має зернистість 125 мкм у вигляді циліндра діаметром 2,3 мм з плоским торцем. Величина контактного тиску q становила 1,9 МПа при частоті рухів 1 Гц та максимальній частоті циклів $1,5 \cdot 10^5$.

Вимірювання величини зношування проводилося за допомогою профілографа-профілометра 252 за профілографами, що реєструються в 5 поперечних перетинах центральної частини канавки зношування.

Недоліками цього пристрою є те, що зворотно-поступовий рух зразка відносно нерухомого тіла, яке контактує, тільки частково моделює процес подрібнення та перетирання їжі. Крім того, контактиуючі поверхні зразків матеріалів, що досліджуються, виготовлених у вигляді кубів і тіла, яке контактує із алмазним інструментом, не моделюють жувальні поверхні зубів та їх оклюзійні співвідношення. Вивчення величини зносу здійснюється тільки у

горизонтальній площині.

2.2 Висновки до другого розділу

1. Проведений аналіз існуючих конструкцій для вивчення зношування твердих тіл показав відсутність технічних рішень, які можна використати для моделювання реальних рухів зубо-щелепної системи.
2. Для проектування дослідного пристрою необхідно досконало вивчити процес біохімічних рухів зубо-щелепної системи з метою встановлення, як характеру руху, так і кінематичних та силових характеристик.
3. В конструкції пристрою необхідно передбачити вивчення процесу зношування конструкційних стоматологічних матеріалів та природних зубів під час циклічних навантажень.

3 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ВИВЧЕННЯ ЗНОШУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ ПРИ ЦИКЛІЧНИХ ВИПРОБУВАННЯХ

3.1 Розробка конструкції пристрою

Аналіз відомих технічних рішень дозволив встановити основні проблеми, пов'язані з фізичним моделюванням зубо-щелепної системи при пережовуванні продуктів харчування. Основним недоліком розглянутих конструкцій пристройв є відсутність можливості дослідити зношування зразків з параметрами, що забезпечуються механічними системами пристрою, наближеними до реальних.

Тому при проектування нового пристрою саме на вирішення цих проблем було звернуто особливу увагу. До основних задач, які необхідно було розв'язати, належать: забезпечення заданих закону руху вихідної ланки механізму зворотно-поступального руху, сили та швидкості її переміщення та основних окклюзивних співвідношень.

Пристрій, що призначений для вивчення зносостійкості стоматологічних матеріалів, розроблений на кафедрі ГМ Вінницького національно технічного університету, наведений на рис. 3.1.

Пристрій містить зварну раму 1, на якій встановлено привідну частину електродвигуна 2, вал якого через пружну втулково-пальцеву муфту 3 з'єднаний з швидкохідним валом черв'ячного редуктора 4, що також закріплений на рамі 1. На вихідному кінці тихохідного вала черв'ячного редуктора жорстко закріплено кулачок 5, який спрофільовано згідно заданого закону руху. Кулачок 5 через циліндричний ролик 6 має силове замикання з штовхачем 7, що забезпечується силою пружності попередньо здеформованої пружини, яка встановлена всередині корпусу механізму зворотно-поступального руху 8, що належить до механічної частини всього пристрою, закріпленого на рамі 1. На штоку 9 вказаного пристрою встановлено цанговий затискний механізм 10, в якому закріплено змінну оправку 11. В оправці 11

нерухомо закріплено штифт, у якому встановлено

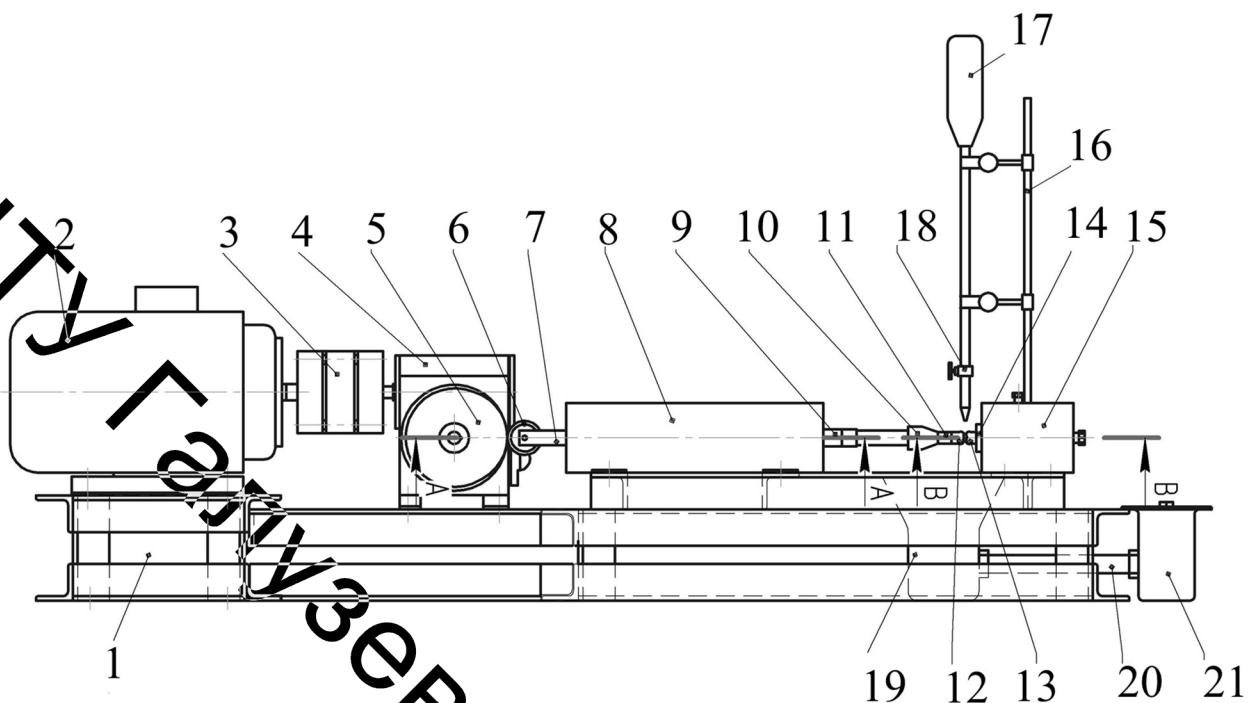


Рисунок 3.1 – Конструктивна схема пристрою для вивчення зношування стоматологічних матеріалів та природних зубів

коронку зубного протезу 12 з матеріалу, що підлягає експериментальним дослідженням на зношування. Коронка зубного протезу 12 має початковий контакт із контактуючим тілом 13 у вигляді природного зуба, корні якого за допомогою спеціальної клейкої маси закріплено в оправі 14, що встановлена з можливістю мікророзміщень в довільних радіальних напрямках у опорі 15, скріплений з рамою 1. Для зваження контактних поверхонь коронки зубного протезу 12 та зуба 13 у пристрої встановлено штатив 16, що закріплений на рамі, на якому розміщено ємкість 17, що заповнена фізіологічним розчином. Ємність 17 має випускний патрубок, в нижній частині якого встановлено кран 18, що дозволяє регулювати подачу фізіологічного розчину в контактну зону. Для збирання відпрацьованого фізіологічного розчину на рамі 1 закріплено приймальну ємкість 19, яка за допомогою патрубка 20 з'єднана з накопичувальною ємкістю 21.

Пристрій працює таким чином.

При подачі енергії до електродвигуна 2 здійснюється обертання його вихідного валу, рух від якого через пружну втулково-пальцеву муфту 3 передається на швидкохідний вал черв'ячного редуктора 4. Обертальний рух від тихохідного вала редуктора 4 надається кулачку 5, жорстко встановленому на його вихідному кінці. Обертання кулачка 5 із змінним радіусом визначеною величини при взаємодії з циліндричним роликом 6 спричиняє поступальний рух штовхача 7 вправо, причому його максимальне переміщення відповідає найбільшому значенню радіуса кривизни кулачка. Штовхач 7 через штокову частину штовхача 33 надає останньому переміщення, який, в свою чергу, взаємодіючи з стаканом 31 переміщує його на визначену величину, при цьому стискаючи пружину 32. Внутрішня торцева поверхня стакана 31 переміщується вправо і дозволяє штоку 9 під дією пружини 28 переміститися по поверхні правого кінця тяги 25 в тому ж напрямку. Разом зі штоком 9 переміщується цанговий механізм 10, оправка 11 і закріплена в ній коронка зубного протезу 12, взаємодіючи із зубом 13 та імітуючи стискання щелеп.

При подальшому обертанні кулачка 5 радіус кривизни змінюється від максимального до мінімального, що спричиняє переміщення вліво стакана 31 під дією пружини 32, сила стискання якої перевищує силу дії пружини 28 на торцеві поверхні бурта 27 штока 9. Шток 9 переміщується по поверхні правого кінця тяги 25 вліво. Взаємодіючи зі стаканом 27 перемішується вліво виштовхувач 33, а разом з ним штовхач 7. Після здійснення повного оберту кулачка рухомі ланки пристрою займають вихідне положення. Далі цикл повторюється.

3.2 Висновки до третього розділу

1. Розроблено конструкцію пристрою для дослідження зношування стоматологічних матеріалів та природніх зубів, в якому застосовано вузли, механізми та зв'язки між ними, що дають можливість відтворити умови, що

максимально наближені до реального функціонування зубо-щелепної системи.

2. Зазначені умови забезпечуються шляхом створення заданого закону руху зразка відносно контактуючого тіла, заданої сили її стискання, відповідних оклюзій них співвідношень, мікроекскурсії і дозованої подачі фізіологічного розчину в місце її дотику.

ВНТУ Галузеве машинобудування

4 РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

4.1 Кінематичний розрахунок приводу

Кінематична схема привода зображена на рисунку 4.1. Циклічна взаємодія контактуючих тіл, що встановлені в опорі 6 та на штоці механізму зворотно-поступального руху 5, забезпечується кулачком 4, який встановлено на вихідному валу червячного редуктора 3. Ведучий вал цього редуктора через пружну муфту 2 з'єднано з вихідним валом електродвигуна 1.

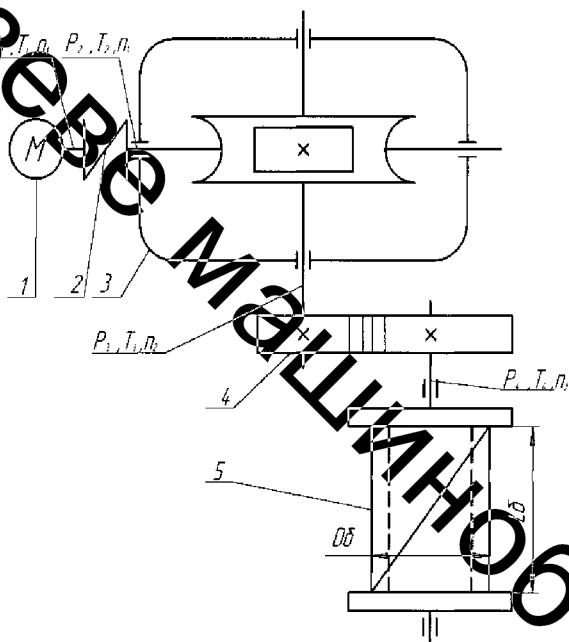


Рисунок 4.1 – Кінематична схема приводу випробувального стенді

Вихідні дані:

- електродвигун Largo. з потужністю – 0,6 кВт, і частотою обертання 2500 об/хв;
- передатне число червячного редуктора $u = 25$.

Розрахунок кінематичних, енергетичних та силових параметрів привода виконуємо за методикою, приведеною в праці [2].

4.1.1 Визначаємо загальний коефіцієнт корисної дії привода :

$$\eta_3 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3^2, \quad (4.5)$$

Згідно з рекомендаціями [3] призначаємо орієнтовані значення ККД всіх елементів приводу і розраховуємо загальний ККД:

де η_1 – коефіцієнт корисної дії пружної муфти, $\eta_1 = 0,985$; η_2 – коефіцієнт корисної дії черв'ячної передачі, $\eta_2 = 0,75$; η_3 – коефіцієнт корисної дії пари підшипників, $\eta_3 = 0,99$.

$$\eta_3 = 0,985 \cdot 0,75 \cdot 0,99^2 = 0,..$$

4.1.2 Визначаємо потужності на валах приводу, (кВт) :

$$P_1 = 0,55 ;$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_3 = 5,35 \cdot 0,985 = 5,27 ;$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 5,27 \cdot 0,75 \cdot 0,99^2 = 3,87 ;$$

4.1.10 Знаходимо частоти обертів на валах привода , (об./хв.) :

$$n_1 = n_{\text{дв.}} = 1445 ;$$

$$n_2 = n_1 / u = 1445 / 25 = 72,25 ;$$

4.1.11 Знаходимо крутні моменти на валах приводу, (Н·м):

$$T_1 = 9550 \cdot P_1 / n_1 = 9550 \cdot 0,55 / 1445 = 35,36 ;$$

$$T_2 = 9550 \cdot P_2 / n_1 = 9550 \cdot 5,27 / 1445 = 34,83 ;$$

$$T_3 = 9550 \cdot P_3 / n_2 = 9550 \cdot 3,87 / 72,25 = 956,9 ;$$

4.1.12 Розраховуємо термін служби передачі в годинах за формулою [3] :

$$t_{\Sigma} = L_p \cdot 365 \cdot 24 \cdot K_{p\text{річ}} \cdot K_{\text{доб.}} = 8 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 0,83 \cdot 0,75 = 43624,8 \text{ год.},$$

де $L_p = 8$ років термін служби привода в роках; 365 – кількість днів в рокові; 24 – кількість годин в добі; $K_{p\text{річ}}$, $K_{\text{доб.}}$ – відповідно коефіцієнти використання привода за добу і за рік.

4.2 Розрахунок черв'ячної передачі.

Вихідні дані:

1) передаточне число черв'ячного редуктора:

$$u = 25 ;$$

2) обертальний момент на валу черв'яка та черв'ячного колеса, Н·м :

$$T_2 = 34,83 ; \quad T_3 = 956,9.$$

3) частоти обертання вала черв'яка та вала черв'ячного колеса, об./хв.:

$$n_1 = 1445 ; \quad n_2 = 72,25.$$

4) потужності на валу черв'яка та на валу черв'ячного колеса, кВт:

$$P_2 = 5,27 ; \quad P_3 = 3,87.$$

5) число заходів черв'яка $z = 2$ згідно з рекомендаціями роботи [1] при передатному числі $z < 40$.

Розрахунок черв'ячної передачі виконуємо за методиками, приведеними в праці [4].

Вибір матеріалів черв'яка і черв'ячного колеса.

У відповідності з п.1 як матеріал черв'яка вибираємо сталь 40ХН. Призначаємо термічну обробку – загартовування. Знаходимо механічні властивості вибраної сталі, $HRC = 50\dots56$ (поверхні); $HB_1 = 269\dots302$ (серцевини); $\sigma_{b1} = 900$ Мпа; $\sigma_{t1} = 740$ Мпа. Витки черв'яка шліфуємо і поліруємо.

Так як частота обертання вала черв'яка значна, вибираємо матеріал вінця черв'ячного колеса олов'янисту бронзу Бр. ОЦС 5-5-5.

Вибираємо допустимі напруження .

Для бронзи Бр. ОЦС 5-5-5 при відливанні в кокіль допустимі напруження $\sigma'_{HP2} = 185$ МПа ($N_{HO} = 10^7$ МПа) і $\sigma'_{FP2} = 46$ МПа (навантаження реверсивне, $N_{FO} = 10^6$ МПа). Значення σ'_{HP2} і σ'_{FP2} визначені для пари, коли черв'як шліфований і полірований, твердість робочих поверхонь витків $HRC \geq 45$.

Допустиме контактне напруження σ_{HP} (МПа) визначаємо за формuloю:

$$\sigma_{HP} = \sigma'_{HP2} \cdot K_{HL} = 185 \cdot 0.64 = 118.4;$$

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{3.77 \cdot 10^8}} = 0.64;$$

$$N_{HO} = 10^7 \text{ МПа}; \quad N_{HE} = 60 \cdot t_{\Sigma} \cdot n_2 = 60 \cdot 43624,8 \cdot 144 = 3.77 \cdot 10^8.$$

Так як значення K_{HL} для м'яких бронз не може бути менше 0,67, приймаємо $K_{HL} = 0,67$.

Допустиме напруження на згин, МПа, розраховуємо по формулі:

$$\sigma_{FP} = \sigma'_{FP2} \cdot K_{FL} = 46 \cdot 0.54 = 24.84,$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{3.77 \cdot 10^8}} = 0.52,$$

$$N_{FE} = N_{HE} = 3.77 \cdot 10^8 .$$

Так як значення K_{FL} для бронз обмежене значенням 0,54, приймаємо $K_{FL} = 0.54$.

Визначаємо міжосьову відстань черв'ячної передачі по формулі , мм:

$$a_w = (Z_2 + q) \sqrt{3.4 \cdot 10^7 \Psi_3 / (s_{HP} \Psi_2)^2} = (40 + 10) \sqrt{3.4 \cdot 10^7 \cdot 56.9 / (118.4 \cdot 40)^2} = 200.01,$$

де $q = 10$ – коефіцієнт діаметра черв'яка (прийнято попередньо): $Z_2 = Z_1 \cdot U = 2 \cdot 20 = 40$, $Z_1 = 2$ (черв'як двозаходний).

По ГОСТ 2144-76 вибираємо $a_w = 200$ мм (вважаючи редуктор стандартним). Приймаючи коефіцієнт зміщення $x = 0$, за формулою попередньо знаходимо модуль, мм:

$$m = a_w / 0.5 \cdot (q + Z_2) = 200 / 0.5 \cdot (10 + 40) = 8 .$$

По ГОСТ 19672-74 і СТ СЄВ 267-76 значення $m = 8$ мм.

По ГОСТ 19672-74 значення $q = 10$.

Перевірочний розрахунок на контактну витривалість робочих поверхонь зубців черв'ячного колеса проводимо за формулою (9):

$$s_H = Z_M \sqrt{F_{t_2} \frac{K_H}{(d_{w1} \Psi_2 \Psi_d)}} = 380 \sqrt{\frac{6000.9 \cdot 1.3}{80 \cdot 20 \cdot 1.19}} = 245.9 (\text{МПа}),$$

$Z_M = 380$ МПа (для пари бронза - сталь),

$$F_{t_2} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{T_3}{d_2} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{956.9}{320} = 6000.9 (\text{Н});$$

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 8 \cdot 40 = 320 (\text{мм});$$

$$d_{w1} = m \cdot (q + 2 \cdot x) = 8 \cdot (10 + 2 \cdot 0) = 80 (\text{мм}),$$

$K_H = K_\beta \cdot K_v$ – коефіцієнт навантаження; $K_\beta = 1$ (при постійному навантаженні); K_v – залежить від швидкості ковзання :

$$V_s = p \Phi_{w1} \Phi_l / (6 \cdot 10^4 \Phi \cos \gamma_w) = 3.14 \cdot 80 \cdot 445 / (6 \cdot 10^4 \cdot 0.9804) = 6.3 (\text{м} / \text{s});$$

$\gamma_w = 11^\circ 18' 36''$ – кут підйому лінії витка черв'яка на дільниці циліндрі при коефіцієнті діаметра черв'яка $q = 10$.

Приймаємо степінь точності виготовлення черв'ячної пари 6-ту. Знаходимо коефіцієнт динамічного навантаження K_v , що залежить від швидкості ковзання V_s . $K_v = 1,3$.

$$K_H = K_\beta \cdot K_v = 1,0 \cdot 1,3 = 1,3.$$

Знаходимо коефіцієнт K_δ , який враховує умовний кут обхвату черв'яка колесом і кут підйому лінії витків черв'яка. Умовний кут обхвату δ визначають точками перетину кола діаметром $d_{a1} = 0.5m$ з торцевими (контурними) лініями вінця черв'ячного колеса за формулами:

$$\delta = 2 \cdot \arcsin \frac{\gamma_2}{(d_{a1} - 0.5 \cdot m)} = 2 \cdot \arcsin \frac{70}{(96 - 0.5 \cdot 8)} = 99.06$$

$$v_2 \leq 0.75 \cdot d_{a1} \leq 0.75 \cdot 96 \leq 72 \text{ мм} \quad (\text{приймаємо } v_2 = 70 \text{ мм});$$

$$d_{a1} = m \cdot (q + 2) = 8 \cdot (10 + 2) = 96 \text{ (мм)}.$$

$$\text{Отже, } K_\delta = \frac{\delta}{(85 \cdot \cos \gamma)} = \frac{99.06}{(85 \cdot 0.9804)} = 1.19.$$

Так як $\sigma_H = 115,9 < \sigma_{HP} = 118,4 \text{ МПа}$, умова контактної міцності виконується.

Виконуємо перевірочний розрахунок передачі на згин за формулою:

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot F_{t2} \cdot K_F}{(K_\delta \cdot q \cdot m^2)} \leq \sigma_{FP},$$

де Y_F – коефіцієнт, що враховує форму і підвищену міцність зуба черв'ячного колеса. Вибираємо з табл. 13 $Y_F = 1,522$ при числі зубців еквівалентного колеса $Z_V = 42$.

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{40}{\cos^3(11^\circ 18' 36'')} \approx 42;$$

$K_F = K_H = K_B \cdot K_s = 1,3$ – коефіцієнт навантаження.

Отже,

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot F_{t2} \cdot K_F}{(K_\delta \cdot q \cdot m^2)} = \frac{1,522 \cdot 3000,93 \cdot 1,3}{(1,19 \cdot 10 \cdot 8^2)} = 7,79 \text{ (МПа)}.$$

Так як $\sigma_F = 7,79 < \sigma_{FP} = 24,84$ МПа, умова міцності на витривалість зубців при згині виконується.

Геометричний розрахунок передачі.

Розміри черв'яка визначаємо за слідуючи формулами, мм:

$$d_{W1} = m \cdot (q + 2 \cdot x) = 8 \cdot (10 + 2 \cdot 0) = 80,$$

$$d_{a1} = m \cdot (q + 2) = 8 \cdot (10 + 2) = 96,$$

$$d_{f1} = m \cdot (q - 2 \cdot 4) = 8 \cdot (10 - 2 \cdot 4) = 60,8.$$

Визначаємо довжину нарізаної частини черв'яка v_1 :

За табл. 14 при $x = 0$ і $Z_1 = 2$ формула для обчислення довжини нарізаної частини черв'яка v_1 матиме вигляд:

$$v_1 \geq (11 + 0,06 \cdot Z_2) \cdot m = (11 + 0,06 \cdot 40) \cdot 8 = 107,2 \text{ (мм)},$$

$$v_1 = 107,2 + 25 = 132,2 \text{ (мм)},$$

Приймаємо $v_1 = 140 \text{ мм.}$

Розміри черв'ячного колеса розраховуємо за такими формулами, мм:

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 8 \cdot 40 = 320,$$

$$d_{a2} = m \cdot (Z_2 + 2 + 2x) = 8 \cdot (40 + 2) = 336,$$

$$d_{f2} = m \cdot (Z_2 - 2,4 + 2x) = 8 \cdot (40 - 2,4) = 300,8.$$

$$v_2 = 70 \text{ мм (визначено раніше).}$$

Таблиця 4.2 – Геометричні параметри передачі

Черв'як					Колесо					$a_w, \text{мм}$	$m, \text{мм}$
$d_{w1}, \text{мм}$	$d_{a1}, \text{мм}$	$d_{f1}, \text{мм}$	$b_1, \text{мм}$	q	$d_{w2}, \text{мм}$	$d_{a2}, \text{мм}$	$d_{f2}, \text{мм}$	$b_2, \text{мм}$			
80	96	60,8	140	10	320	336	300,8	70	200	8	

Силовий розрахунок передачі.

Колова сила на черв'ячному колесі або осьова сила на черв'яку, Н:

$$F_{t2} = F_{a1} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{T_3}{d_2} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{956,9}{320} = 6000,9;$$

Осьова сила на черв'ячному колесі або колова сила на черв'яку, Н:

$$F_{a2} = F_{t1} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{T_2}{d_{w1}} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{66,08}{80} = 1636,5;$$

Радіальна сила на колесі або черв'яку, Н:

$$F_{r_2} = F_{t_2} \Psi g a_w = 6000.9 \Psi g 20^\circ = 2150.06.$$

Тепловий розрахунок черв'ячної передачі.

Температуру мастила в картері черв'ячного редуктора знаходимо за залежністю [] :

$$t_p = t_0 + 10^3 \cdot (1 - \eta) \cdot P_2 / [K_t \cdot A_w \cdot (1 + \psi)] \leq [t_{\max}],$$

де t_0 – температура навколишнього середовища, °C, приймаємо $t_0 = 20^\circ\text{C}$;
 K_t – коефіцієнт тепlopерації корпуса, Вт / ($\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$) при природному охолодженні в залежності від циркуляції повітря в приміщенні і масла в масляній ванні, $K_t = (12 \dots 17,5)$ Вт / ($\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$) ; A_w – площа вільної поверхні охолодження корпуса, включаючи 70% площи поверхні ребер , м^2 ;

$$A_w = 1,2 \cdot a_w^{1.71} = 1.2 \cdot 200^{1.71} = 0.8 ;$$

ψ – коефіцієнт, що враховує тепловідвід в металеву раму , $\psi = 0,3$; η – к.к.д. черв'ячної передачі ,

$$\eta = 0.95 \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \rho')} = 0.95 \cdot \frac{\operatorname{tg} 1^\circ 18' 36''}{\operatorname{tg}(1^\circ 18' 36'')} = 0.871,$$

$\rho' = 1$ – зведений кут тертя в черв'ячному зачепленні.

Допустима температура мастила [t] = 80...90 °C.

Підставляючи чисельні значення в формулу знаходження робочої температури мастила, отримаємо :

$$t_p = \frac{20 + 10^3 \cdot (1 - 0.871) \cdot 5.42}{[(12 \dots 17.5) \cdot 0.8 \cdot (1 + 0.3)]} = (76.02 \dots 69)^\circ C < [t_{\max}],$$

це означає, що охолодження передачі ефективно проходить за рахунок тепловіддачі поверхні корпуса редуктора.

Попередній розрахунок валів та конструювання вала-черв'яка та вала черв'ячного колеса.

Попередній розрахунок валів при відсутності даних про згинаючі моменти виконуємо за формулою:

$$d_i = K_i \cdot \sqrt[3]{T_i},$$

де $K_i = \sqrt[3]{0,2 \cdot [\tau_{kp}]}$ інтегрований коефіцієнт, який враховує момент опору перерізу вала при крученні та зниженні значення допустимої напруги на кручення ($[\tau_K] = 15 \dots 35 \text{ МПа}$) для всіх марок сталей; T_i – обертальний (крутний) момент на i -тому валу. При попередньому визначенні діаметрів окремих ділянок валів приймаємо значення K_i за рекомендаціями.

Визначаємо діаметральні розміри ділянок вала-черв'яка за формулами згідно конструктивної схеми вала-черв'яка (рис. 4.2).

Діаметр вихідного кінця вала розраховуємо наближено з розрахунку на міцність при крученні за зниженими допустимими напруженнями, мм :

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2 [\tau_K]}}, \quad d_b = \sqrt[3]{\frac{66.084 \cdot 10^3}{0,2 \Psi 5}} = 27.69 \text{ мм}$$

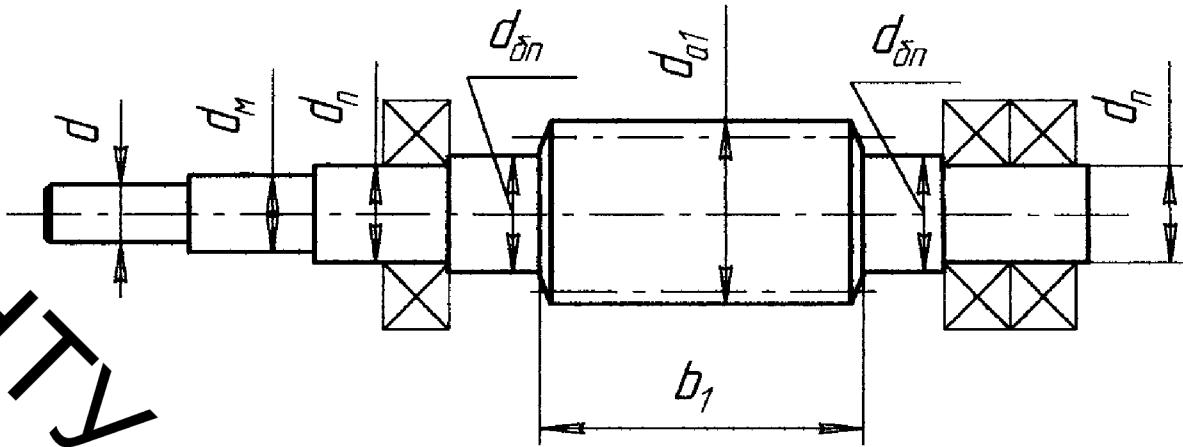


Рисунок 4.2 – Конструктивна схема вала-черв'яка

Враховуючи, що на вихідний кінець вала-черв'яка з'єднується за допомогою пружної муфти згідно схеми привода з валом двигуна, діаметр якого дорівнює 28 мм, приймасмо діаметр вихідного кінця $d = 30$ мм.

Діаметр вала d_m під манжету, мм:

$$d_m = d + 10 = 30 + 10 = 40.$$

Діаметр вала d_n під підшипниками, мм:

$$d_n = d_m + 10 = 40 + 10 = 50.$$

Діаметр упорної поверхні для підшипників, мм:

$$d_{\delta n} = d + 2 \cdot t = 50 + 2 \cdot 5 = 60,$$

де $t \geq r + 1 \dots 6$ мм – висота буртика; $r = 2,5$ – приблизне значення радіуса заокруглення кромки внутрішньої поверхні внутрішнього кільця підшипника.

Довжини ділянок вала-черв'яка визначаються при розробці компоновки редуктора.

Діаметральні розміри вала черв'ячного колеса знаходимо згідно конструктивної схеми, зображененої на рис. 4.3.

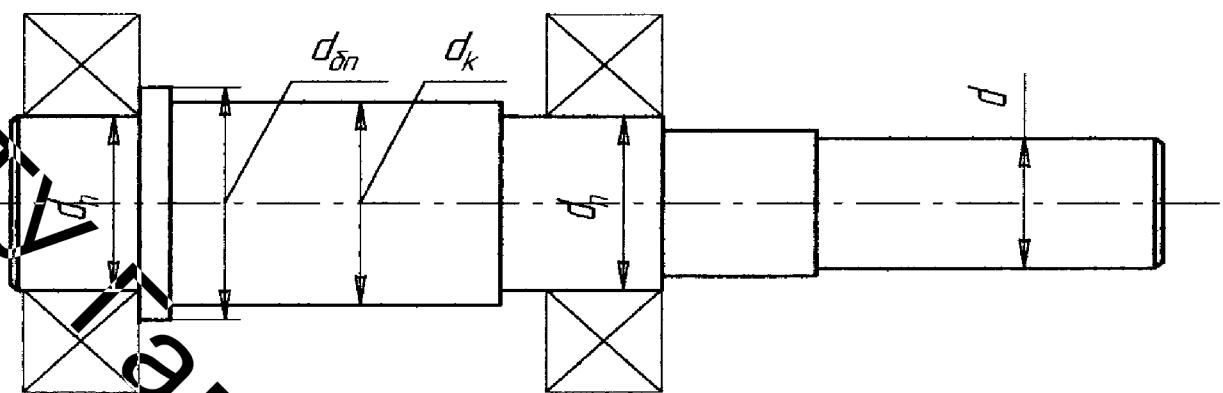


Рисунок 4.3 – Конструктивна схема вала черв'ячного колеса

Діаметр вихідного кінця вала , мм:

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{0,2[\tau_K]}}, \quad d_e = \sqrt[3]{\frac{956,9 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 44,79 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр вихідного кінця $d = 45$ мм.

Діаметр вала d_n під підшипниками, мм:

$$d_n = d + 15 = 45 + 15 = 60.$$

Діаметр упорної поверхні для підшипників, мм:

$$d_{\delta n} = d_n + 2 \cdot t = 60 + 2 \cdot 10 = 80,$$

де $t \geq r + 1 \dots 6$ мм - висота буртика; $r = 2,5$ - приблизне значення радіуса заокруглення кромки внутрішньої поверхні внутрішнього кільця підшипника.

Діаметр посадочної поверхні під черв'ячне колесо, мм:

$$d_k = d_n + 3 \cdot r = 60 + 3 \cdot 3.5 = 70.5.$$

Приймаємо $d_k = 70$ мм.

Довжини ділянок вала черв'ячного колеса визначаються при розробці компоновки редуктора.

З метою запобігання контакту між рухомими та нерухомими деталями редуктора між ними залишають зазор "а", який визначаємо за формулою:

$$a = \sqrt[3]{L} + 4 \text{ мм};$$

$$\text{де } L = 0.5 \cdot (d_{a1} + d_{a2}) + a_w = 0.5 \cdot (96 + 336) + 200 = 416 \text{ мм};$$

$$a = \sqrt[3]{416} + 4 = 11.5.$$

Для утворення достатнього резервуару для мастила, відстань "б" між дном корпуса та поверхнею черв'ячного колеса приймають, мм:

$$b \geq 4 \cdot a = 4 \cdot 11.5 = 46.$$

Визначені зазори та геометричні характеристики передачі використовуються для ескізної проробки внутрішньої форми редуктора. Попередньо прийнявши середню серію діаметрів підшипників, розрахувавши за рекомендаціям роботи елементи корпусних деталей (див. розділ), розробляємо конструкцію редуктора.

Підшипники вала-черв'яка встановлюємо за універсальною "схемою". Для фіксуючої опори попередньо приймаємо роликові підшипники радіального типу 7310 С3, а для плаваючої опори – шарикові підшипники радіального типу 310 С3.

Розробка механізму зворотно-поступального руху

Конструкція механізму зворотно-поступального руху

Основною задачею при проектуванні даного механізму було відтворення заданої сили переміщення вихідної ланки, а саме штока, на якому закріплюється цанговий затискний пристрій, що фіксує оправку з досліджуваним зразком. Поставлена задача була розв'язана за допомогою використання в конструкції спряжених між собою тяги та штока, які взаємодіють з основною пружиною, сила стискання якої може регулюватись, та зворотною пружиню, причому параметри цих пружин визначають як силу на вихідній ланці, так і повернення її у вихідне положення.

Механізм зворотно-поступального руху (рис.4.4) містить корпус 1, всередині якого встановлено на підшипниках ковзання 2 шток 3. В лівій частині штока 3 виконано центральний отвір, через який здійснено спряження штока 3 з зовнішньою поверхнею правого кінця тяги 4. Фіксація цього рухомого з'єднання здійснена за допомогою штифта 5, який введено в пазовий отвір на штоку 3, та в отвір круглого перерізу, виконаний в тязі 5 за пресовою посадкою. На зовнішній поверхні лівої частини штока 3 виконано буртик 6, ліва торцева поверхня якого контактує з пружиною 7, що має значну похилу робочу характеристику і встановлена на дистанційній втулці 8, насадженій на нарізну частину тяги 5. Гайка 9 дозволяє створити необхідне попереднє стискання пружини 7. Права торцева поверхня буртика 6 штока 3 контактує з внутрішньою торцевою поверхнею стакана 10, встановленого в циліндричній розточці корпуса 1. Між зовнішньою торцевою поверхнею стакана 10 і внутрішньою торцевою поверхнею корпуса 1 встановлено попередньо здеформовану до заданої величини пружину 11, яка має круглу робочу характеристику. На зовнішній поверхні верхньої частини стакана 10 виконана проточка на якій із зазором по внутрішній поверхні встановлено виштовхувач 12, що розміщений по зовнішній поверхні в циліндричній розточці корпуса 1. Положення виштовхувача 12 в корпусі визначається його фіксацією кришкою 13, закріпленою на торці корпуса 1. Для фіксації положення тяги 5 відносно корпуса 1 з лівого торця гайки 9 встановлено опорну втулку 14, на яку

опираються рухомі пальці 15, що контактиують з торцевою поверхнею натискної втулки 16, яка має різьбове з'єднання з внутрішньою поверхнею кришки 13.

Штокова частина виштовхувача 12 за допомогою різби з'єднана з штовхачем кулачкового механізму. Шток 3 також за допомогою різби з'єднаний з цанговим затискним механізмом.

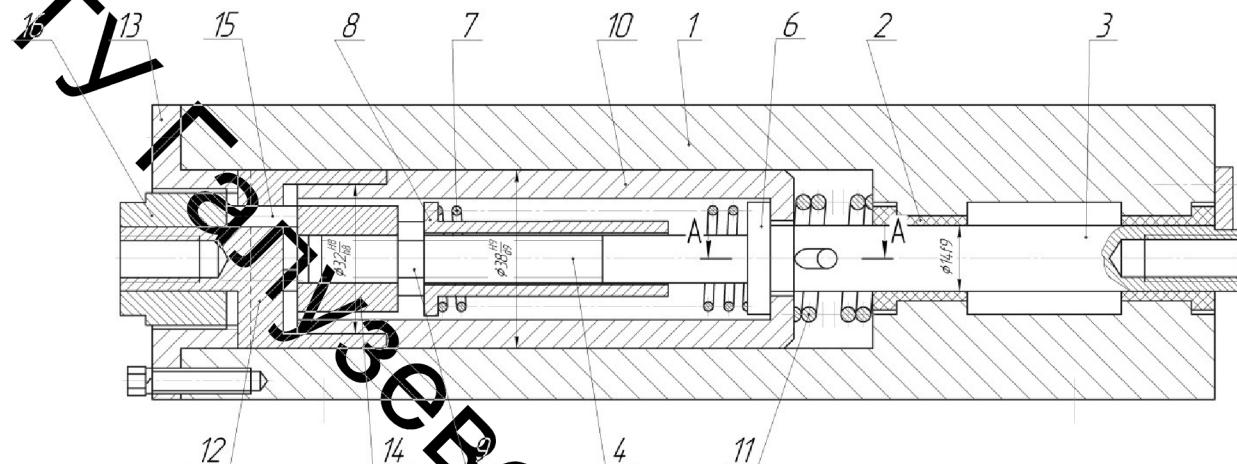


Рисунок 4.4 – Конструктивна схема механізму зворотно-поступального руху

Сила взаємодії коронки зубного протезу із зубом визначається параметрами пружини 7 і величиною попередньої деформації, що регулюється гайкою 9. Повернення штока 3 у вихідне положення здійснюється за допомогою пружини 11.

Розрахунок пружин

Пружні елементи, або пружини, належать до розповсюджених деталей, що використовуються в різних машинах, механізмах та пристроях. Вони виконують інколи дуже відповідальні та складні функції.

Пружні властивості пружин дають змогу використовувати їх у таких випадках:

- для створення потрібних постійних зусиль (у натискних та натяжних пристроях передач тертям, муфтах, гальмах, клапанах);
- для акумулювання механічної енергії попереднім деформуванням пружин (пружинні двигуни приладів часу та інші пристрої);

в) для віброзоляції та амортизації ударів за рахунок пружних характеристик відповідним чином підібраних пружин (у транспортних засобах, опорних пристроях чутливих елементів приладів та ін.);

г) для вимірювання сил, що здійснюється фіксацією пружних деформацій пружин (динамометри та інші вимірювальні прилади).

Усі пружини за видом навантаження поділяють на пружини розтягу, стиску, кручення та згину, а за формою та конструкцією — на гвинтові та іншої форми.

У загальному машинобудуванні найбільш поширеними є гвинтові пружини розтягу, стиску та кручення, виконані із дроту круглого або іншого перерізу. Гвинтові пружини стиску бувають циліндричної та конічної форми. Конічна форма забезпечує пружині змінну жорсткість при деформуванні. В таких пружинах стиску робочі витки не дотикаються між собою, а лише крайні витки виконуються зі щільною навивкою для надання пружині плоских опорних торців. Гвинтові пружини стиску найчастіше виготовляють із дроту круглого перерізу, а при великих стискаючих силах застосовують пружини з квадратним або прямокутним перерізом витків. З метою підвищення податливості в умовах обмежених габаритних розмірів використовують багатожильні гвинтові пружини стиску.

Розрахунок основної пружини

Вихідні дані для гвинтової циліндричної пружини стиску для кулачкової запобіжної муфти розрахунку:

- максимальне осьове зусилля, що розвиває пружина, $F = 200 \text{ Н}$ при її деформації $\lambda = 10 \text{ мм}$;
- середній діаметр пружини $D = 20 \text{ мм}$; пружина працює в умовах циклічного навантаження (проскачування кулачків при короткочасних перевантаженнях муфти) із числом циклів $N_u \leq 10^4$ за строк її служби при коефіцієнті асиметрії напружень $R \approx 0,50$.

Орієнтуючись на виготовлення пружини із пружинного дроту II класу міцності діаметром $d = 2.5\text{мм}$ вибираємо границю міцності цього дроту $\sigma_e = 100\text{МПа}$. Тоді за рекомендаціями допустиме напруження кручення витків

$$[\tau] = 0.5 \cdot \sigma_e \cdot K_L = 0.5 \cdot 100 \cdot 0.8 = 400\text{МПа} \quad (4.8)$$

Тут коефіцієнт довговічності пружини $K_L = 0.8$.

Якщо попередньо взяти індекс пружини $C' = 7$ то матимемо коефіцієнт, що враховує кривину витків.

$$K' = 1 + 1.4/C' = 1 + 1.4/7 = 1.2 \quad (4.9)$$

За формулою визначимо потрібний діаметр дроту для виготовлення пружини

$$d \geq \sqrt{8FK'C' / (\pi[\tau])} = \sqrt{8 \cdot 200 \cdot 1.2 \cdot 7 / (3.14 \cdot 400)} = 3.27\text{мм} \quad (4.10)$$

Візьмемо стандартний діаметр пружинного дроту $d = 7\text{мм}$. Тоді фактичний індекс пружини $C = D/d = 20/2.5 = 8$

При граничному навантаженні $F_{1p} = 1.1 \cdot F = 1.1 \cdot 200 = 220\text{Н}$ розрахункове напруження кручення у витках пружини взятих параметрів що менше від допустимого $[\tau] = 400\text{МПа}$ (розрахунок τ виконано, якщо $C = 8$, і $K = 1 + 1.4/8 = 1.75$.

$$\tau = 8F_{rp}DK / (\pi d^3) = 8 \cdot 220 \cdot 20 \cdot 1.196 / (3.14 \cdot 2.5^3) = 858,07\text{МПа} \quad (4.11)$$

За формулою визначається потрібна кількість робочих витків пружини

$$i = Gd^4 \lambda / (8FD^3) = 8 \cdot 10^4 \cdot 2.5 \cdot 10 / (8 \cdot 200 \cdot 20^3) \approx 0.625 \quad (4.12)$$

Тут $G = 8 \cdot 10^4 \text{ MPa}$ – модуль пружності при зсуві для сталі.

Загальна кількість витків пружини $i_0 = i + 2 = 0,625 + 2 = 2,625$

При максимальному осьовому навантаженні $F = 200 \text{ Н}$ мінімальний зазор

між витками

$$\Delta = 0.2\lambda/i = 0.2 \cdot 10 / 0,625 = 3,2 \text{ мм} \quad (4.13)$$

Крок витків ненавантаженої пружини

$$h = \lambda/i + d + \Delta = 10 / 0,625 + 2,5 + 3,2 = 11 \quad (4.14)$$

Довжина пружини, стиснутої до дотику витків,

$$H_{ep} = (i_0 - 0,5) \cdot d = (2,625 - 0,5) \cdot 2,5 = 5,31 \quad (4.15)$$

Довжина ненавантаженої пружини

$$H_0 = H_{ep} + i(h - d) = 5,31 + 0,625(11 - 2,5) = 78,75 \quad (4.16)$$

Довжина дроту для виготовлення пружини

$$L = \pi \cdot D \cdot i_0 / \cos \alpha = 3,14 \cdot 20 \cdot 2,625 / \cos 4,37^\circ = 491,007 \text{ мм} \quad (4.17)$$

де

$$\alpha = \arctg[h / (\pi \cdot D)] = \arctg[11 / (3,14 \cdot 20)] = 4,37^\circ$$

Характеристика пружини подана на рис. 4.5.

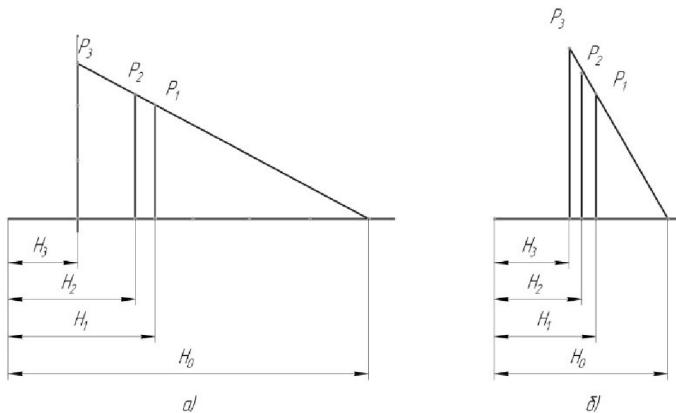


Рисунок 4.5 – Характеристики пружин: а) – основної; б) – зворотної;

Розрахунок зворотної пружини

Після закінчення роботи ходу штока, що відповідає максимальному радіусу кулачкового механізму. Зворотна пружина сила стискання, якої перевищує виштовхуючу силу робочої пружини. При повертанні штока у вихідне положення сила стискання зворотної пружини повинна бути рівною чи трохи перевищувати.

За таких умов робота зворотної пружини супроводжується її розрахунком, який представлено нижче.

Вихідні дані для розрахунку: максимальне осьове зусилля, що розвиває пружина, $F = 286 \text{ Н}$ при її деформації $\lambda = 12 \text{ мм}$; середній діаметр пружини $D = 24 \text{ мм}$; пружина працює в умовах циклічного навантаження (проскакування кулачків при короткочасних перевантаженнях муфти) із числом циклів $N_u \leq 10^4$ за строку служби при коефіцієнті асиметрії напружень $R \approx 0,50$.

Розв'язання. Орієнтуючись на виготовлення пружини із пружинного дроту II класу міцності діаметром $d = 2.8 \text{ мм}$ вибираємо границю міцності цього дроту $\sigma_e = 100 \text{ MPa}$. Тоді за рекомендаціями допустиме напруження кручения витків

$$[\tau] = 0.5 \cdot \sigma_e \cdot K_L = 0.5 \cdot 100 \cdot 0.8 = 400 \text{ MPa} \quad (4.18)$$

Тут коефіцієнт довговічності пружини $K_L = 0.8$.

Якщо попередньо взяти індекс пружини $C' = 10.49$ то матимемо коефіцієнт, що враховує кривину витків.

$$K' = 1 + 1.4/C' = 1 + 1.4/10.49 = 1.13 \quad (4.19)$$

За формулою визначимо потрібний діаметр дроту для виготовлення пружини

$$d \geq \sqrt{8FK'C' / (\pi[\tau])} = \sqrt{8 \cdot 286 \cdot 1.2 \cdot 7 / (3.14 \cdot 400)} = 3.97 \text{мм} \quad (4.20)$$

Візьмемо стандартний діаметр пружинного дроту $d = 8 \text{мм}$. Тоді фактичний індекс пружини $C = D/d = 24/8 = 3$.

При граничному навантаженні $F_{1p} = 1.1 \cdot F = 1.1 \cdot 286 = 314.6 \text{Н}$ розрахункове напруження кручення у витках пружини взятих параметрів

$$\tau = 8F_{rp}DK / (\pi d^3) = 8 \cdot 314.6 \cdot 24 \cdot 1.196 / (3.14 \cdot 8^3) = 1048,06 \text{МПа} \quad (4.21)$$

що менше від допустимого $[\tau] = 400 \text{МПа}$ (розрахунок τ виконано, якщо $C = 8.57$, і $K = 1 + 1.4/8.57 = 1.16$.)

За формулою визначається потрібна кількість робочих витків пружини

$$i = Gd^4\lambda / (8FD^3) = 8 \cdot 10^4 \cdot 2,8 \cdot 12 / (8 \cdot 286 \cdot 24^3) \approx 0,121 \quad (4.22)$$

Тут $G = 8 \cdot 10^4 \text{МПа}$ – модуль пружності при зсуві для сталі.

Загальна кількість витків пружини $i_0 = i + 2 = 0,121 + 2 = 2,121$

При максимальному осьовому навантаженні $F = 286 \text{ Н}$ мінімальний зазор між витками

$$\Delta = 0.2\lambda/i = 0.2 \cdot 12 / 0.121 = 19.83 \text{мм} \quad (4.23)$$

Крок витків ненавантаженої пружини

$$h = \lambda/i + d + \Delta = 12/0.121 + 2.8 + 19.83 = 5.5 \quad (4.24)$$

Довжина пружини, стиснутої до дотику витків,

$$H_{ep} = (i_0 - 0.5) \cdot d = (2.121 - 0.5) \cdot 2.8 = 4.53 \quad (4.25)$$

Довжина ненавантаженої пружини

$$H_0 = H_{ep} + i(h - \alpha) = 4.53 + 0.121(11 - 2.8) = 24.1 \text{мм} \quad (4.26)$$

Довжина дроту для виготовлення пружини

$$L = \pi \cdot D \cdot i_0 / \cos \alpha = 3.14 \cdot 24 \cdot 2.121 / \cos 4.37^\circ = 476.081 \text{мм} \quad (4.27)$$

де

$$\alpha = \arctg[h/(\pi \cdot D)] = \arctg[5.5/(3.14 \cdot 24)] = 4.37^\circ$$

4.3 Вибір напрямних

4.3.1 Області застосування та конструкції напрямних

Напрямні утримують рухомі частини машини та надають напрям їхньому поступальному руху. Найбільш поширеними в машинобудуванні є напрямні для забезпечення прямолінійного руху деталей. Як опори деталей із

поступальним рухом напрямні використовують: у поршневих машинах; в ковальсько-пресовому обладнанні; в металорізальних верстатах; у підйомно-транспортних, будівельних і їм подібних машинах. Напрямні для прямолінійного руху широко застосовують у різних пристроях та вимірювальних пристроях.

Як і в усіх інших опорних елементах деталей машин, на робочих поверхнях напрямних може виникати тертя ковзання або тертя кочення. Напрямні ковзання більш прості за конструкцією. Найбільше поширення мають напрямні з такими видами поперечних перерізів: циліндричні; прямокутні; клинчасті; напрямні типу «ластівчин хвіст».

Робочі поверхні напрямних ковзання працюють в умовах спрацювання, тому для забезпечення точності переміщення деталей передбачають відповідні регулювальні пристрої у вигляді притискних планок, клинів, за допомогою яких можна зменшувати утворені зазори. Клинчасті напрямні забезпечують підвищенну точність переміщень, оскільки вони мають властивість самоцентрування, але в таких напрямних більші втрати на тертя.

Кулькова напрямна із замкнутою траєкторією руху кульок використовується при обмежених габаритних розмірах по довжині і великих ходах рухомих деталей. Повернення кульок у робочу зону здійснюється по допоміжних неробочих каналах. У напрямних тіла кочення (кульки чи ролики) знаходяться у сепараторах, виконаних у формі пластин із відповідними гніздами. Такі напрямні здатні сприймати навантаження, що діють під кутом до площини переміщень. Але такі напрямні, як правило використовують для плоских деталей і більш доцільних конструкцій напрямних для механізму зворотно-поступального руху є напрямнimi у вигляді порожнинного циліндра, яка за своєю конструкцією нагадує підшипник ковзання.

Деталі напрямних ковзання у більшості випадків виготовляють із чавуну марок СЧ 25, СЧ 30 або сталі 40, 50. Інколи одну із деталей напрямної виготовляють із бронзи або латуні. У напрямних кочення деталі, які

контактують із тілами кочення, виготовляють сталевими з термообробкою до високої твердості 50...55 HRC.

Оскільки конструкція механізму зворотно-поступального руху призначена для тривалих циклічних випробувань то найбільш доцільним з точки зору зносостійкості буде матеріал напрямної поліамід, який при достатній міцності наділений властивістю самозмащення з контактною поверхнею. А отже потреби у змащені поверхонь тертя під час роботи механізму зворотно-поступального руху не буде.

4.3.2 Основи розрахунку напрямних прямолінійного руху

Навантаження, що діють на деталі напрямних, у більшості випадків із достатньою точністю визначаються за умовами статичної рівноваги. Ці навантаження завжди можуть бути зведені до сили F , прикладеної у центрі робочої поверхні напрямної, і до моменту M , що діє у поздовжній площині напрямної. Розподіл тиску по ширині плоскої напрямної беруть рівномірним, а по довжині – таким, що змінюється за лінійним законом. Такі допущення можливі через малу ширину напрямних порівняно з їхньою довжиною і достатню жорсткість та точність виготовлення [1].

Стійкість проти спрацювання робочих поверхонь напрямної із тертям ковзання (рис. 4.6 а, б) перевіряють за умовою збереження шару мастила у зоні максимального тиску p_{max} . Епюра розподілу тиску по довжині 1 напрямної, навантаженої силою F та моментом M , показана на рис. 3.3 а. Для даного випадку навантаження напрямної умова стійкості проти спрацювання робочих поверхонь може бути записана у вигляді

$$p_{max} = p_F + p_M = Fl(bl) + 6M/(bl^2) \leq [p] \quad (4.28)$$

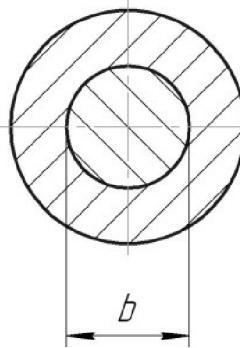
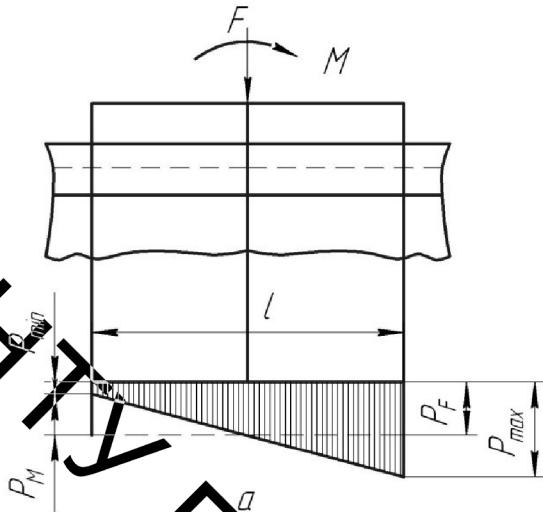


Рисунок 4.6 – До розрахунку напрямних із тертям ковзання (а, б)

Нерозкриття стику робочих поверхонь напрямної забезпечується при виконанні умови

$$p_{\max} = p_F - p_M = Fl(bl) + 6M/(bl^2) > 0 \quad (4.29)$$

Для клинчастих напрямних (рис. 4.6, б) навантаження на поверхню контакту визначається за умовою $F = 2N \sin(\alpha/2)$, звідки $N = -0,5F/\sin(\alpha/2)$.

Відповідно умови обмеження максимального та мінімального тиску на робочих поверхнях клинчастої напрямної можна подати у такому вигляді:

$$p_{\max} = 0.5[Fl(bl) + 6M/(bl^2)]/\sin(\alpha/2) \leq [p] \quad (4.30)$$

$$p_{\max} = 0.5 \cdot [200 \cdot 30(14 \cdot 30) + 6 \cdot 0/(14 \cdot 30^2)]/\sin(15/2) = 1.34 \leq [p] \quad (4.31)$$

$$p_{\min} = 0.5 \cdot [Fl(bl) - 6M/(bl^2)]/\sin(\alpha/2) > 0 \quad (4.32)$$

$$p_{\min} = 0.5 \cdot [200 \cdot 30 \cdot (14 \cdot 30) - 6 \cdot 0/(14 \cdot 30^2)]/\sin(15/2) = 1.26 \quad (4.33)$$

Допустимий тиск на робочих поверхнях напрямних ковзання при досить повільних переміщеннях ($v < 0.05 \text{ м/с}$) беруть $[p] = (2 \dots 3) \text{ МПа}$, а при підвищених швидкостях у зв'язку з поліпшенням умов змащування $[p]$

= (5...6) МПа.

Умови обмеження максимального тиску у напрямних виконуються.

4.4 Проектування затискного механізму

4.4.1 Загальні положення щодо вимог до затискних механізмів

Затискні механізми в значній мірі впливають на точність та продуктивність пристрійв, в яких вони використовуються. Надійність закріплення змінних деталей у затискних механізмах особливо важливо в тих випадках, коли необхідно забезпечити точність і стабільність їх рухів. Швидкодія затискних механізмів дозволяє скоротити допоміжний час на установку, закріплення певної деталі і зняття її згідно технологічного циклу.

Таким чином, принцип надійного затискання можна сформулювати таким чином: для того, щоб надійно і швидко затиснути (закріпити) об'єкт, необхідно протягом мінімального чи заданого часу прикласти певні сили з боку одних поверхонь (затискаючи) до інших поверхонь (тих, що затискаються) таким чином, щоб за допомогою опорних, фіксуючих і стопорних елементів нерухомо і точно зафіксувати об'єкт чи створити сили зчеплення (тертя) між ними, які унеможливлюють їх відносини зміщення, вібрацій під дією власної ваги та зовнішніх сил і при цьому запобігають деформації, спотворення форм та якості поверхні об'єкту закріплення.

Важко створити ефективний затискний механізм, який задовольняє вимогам, забезпечення високої точності та отримання великих зусиль закріплення, тому проектування затискних механізмів повинно базуватись на ґрунтовному аналізі та точному розрахунку параметрів процесу закріплення при взаємодії основних затискних елементів з об'єктами закріплення.

Для простих з конструктивної точки зору затискних механізмів висуваються такі основні вимоги: швидка заміна та переналагоджуваність, легкість регулювання, широта діапазону, захищеність, ремонтна здатність, можливість автоматичного регулювання параметрів затискання чи

дистанційного керування, без шумність, безпека роботи тощо.

Заготовка (об'єкта) в основному утримується затискним механізмом за рахунок сил тертя і зачеплення, які змінюються у широкому діапазоні. Сили затискання об'єкта чи рухомого вузла пристрою повинні забезпечувати жорсткість контакту спряжених поверхонь, запобігати їх зміщенню під дією сил в процесі обробки, викликана вібрація і недопустимих деформацій елементів системи. Сила затискання повинна створювати попередній натяг системи, який перевищує дію інших сил, і при цьому знаходиться у цілком визначених межах. Вона не може бути менше сили, що забезпечує точність переміщень і не може надто перевищувати її значення, щоб не викликати недопустиму деформацію та підвищене зношування механізму.

Необхідну силу затискання можна аналітично визначити тільки для простих конфігурацій товстостінних деталей. Крім того, необхідно забезпечити в конструкції, яку проектують, можливість проектування сил затискання. Також необхідно враховувати той факт, що сили тертя затискних елементів мають не стабільні значення.

Для врахування вказаних факторів при виборі вихідних даних вводять значення коефіцієнта затиску $K_{зап}$, на величину якого збільшують значення сил затискання. Приймають його значення в межах $K_{зап} = 1,5 \dots 2$. Для більш складних випадків значення коефіцієнта $K_{зап}$ вибирають згідно рекомендацій, що враховують конкретні умови роботи затискного механізму.

Сила затискання, які необхідні для запобігання зміщенню об'єкта в процесі його взаємодії, наближено визначають з рівнянь статики. Для прийнятої схеми закріплення об'єкти розглядають умови рівноваги прикладних сил, сил затискання, реакції опор та сил тертя. При необхідності виконують додаткові розрахунки питомих сил тиску, що виникають на поверхнях контакту, деформація об'єкту та елементів системи.

Ці перевірочні розрахунки можуть виявити необхідність уточнити чи зміни схеми установки і закріплення заготовки тощо.

Деформація системи розраховується за пружними характеристиками

окремих елементів та контактної жорсткості стиків між ними. Експериментальні дослідження показали, що із збільшенням тиску затискання стику коефіцієнт контактної податливості спочатку різко зменшується, а потім при тисках вище 3,0.... 3,5 МПа для шліцьових поверхонь майже не змінюється. Якщо небезпека розкриття стиків відсутня, то підвищувати тиск над 3,0....3,5 Мпа для збільшення жорсткості стика не рекомендується.

Стики деталі, відсутність зміщення який забезпечується вимогами, розраховують так, щоб дотичній пружині зміщення в них не переходили в область пластичних і не пошкоджували ці стики.

4.4.2 Вибір конструкції затискного механізму

В місці стержня поверхні затискного елемента із об'єктом виникають три види контактних деформацій: пружні, пластичні і пружно-пластичні. Пружні деформації виникають при нормальніх напруженнях, що не перевищують межу пружності, а пластичні при закріпленні м'яких поверхонь та при досягненні нормальними напруженнями межі пружності.

З наближенням затискного елемента із об'єктом тиск в стику зростає і пружні контакти переходят у пластичні. Може бути навпаки: спочатку виникають пластичні деформації за кромкового контакту, а після при збільшенні площині контакту – пружні. Такий випадок можливий тоді, коли затискний елемент захоплює об'єкт, діаметр d якого на 0,02...0,5мм більше діаметра d_0 робочого отвору затискного елемента.

Контактні зближення h_k у спряжені затискного елемента із об'єктом залежать від матеріалу і форми (радіусів кривизни r_0 та r) поверхонь контакту, кутів повздовжнього θ і поперечного γ занурення, що дорівнюють кутовим зазорам за неповного контакту, нормальні сили T та площині контакту F_k (чи нормальному тиску $\sigma = \frac{T}{F_k}$). В залежності від цих параметрів контакти можуть бути точковими, лінійними, кромковими (рис.4.7)

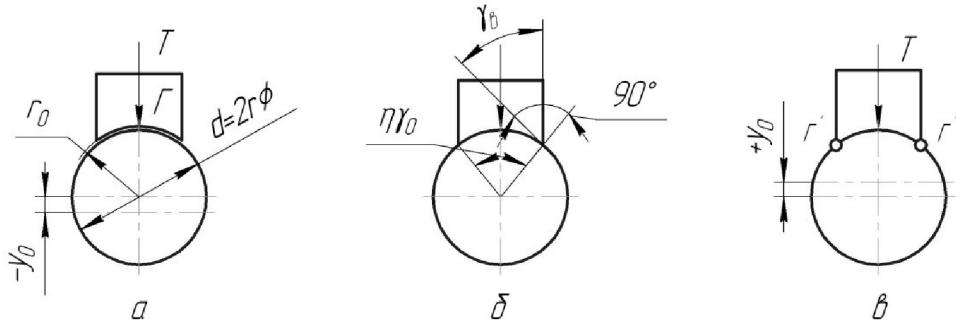


Рисунок 4.7 – Схеми контактів губок з поверхнями контактуючих тіл

В даному затискному механізмі для підвищення сили затискання, моменту, що втримує об'єкт від повтору, сили, що перешкоджає проковзуванню заготовки, діаметр d_0 робочого отвору цанги необхідно виконувати менше діаметра d поверхні, яку затискають. Це приводить до виникнення кромкових контактів за позитивного зміщення y_0 осі робочого отвору цанги відносно осі заготовки.

Враховуючи, що основною складовою силою, що діє на затискний механізм є осьова складова і величина її є незначною ($P_0=200\text{Н}$), то вибираємо найпростіший і досить надійний затискний пристрій у вигляді затискої цанги (рис. 4.8)

Для вибору параметрів цангового затискного пристрою необхідно виконати розрахунок його основних характеристик.

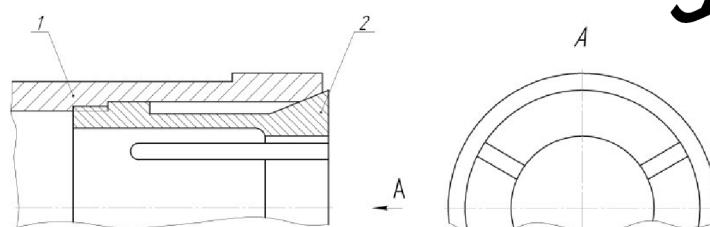


Рисунок 4.8 – Конструктивна схема цангового затискного пристроя:

1 – патрон; 2 – цанга.

4.4.3 Розрахунок цангового пристрою

При проектуванні затискного механізму необхідно забезпечити силу

затискання. Для цього необхідні такі вихідні дані, як вид об'єкту затискання, його межові розміри та допустимі відхилення розмірів матеріалу, технічний процес та діючі при цьому сили, вимоги до точності переміщень, особливості конструкція пристрою.

Необхідна сила затискання T_{Σ} визначається з умови, що основна складова цієї сили повинна бути більша за основну силу P_0 , що діє ззовні.

Розглянемо розрахункову схему, що наведена на рис. 4.9.

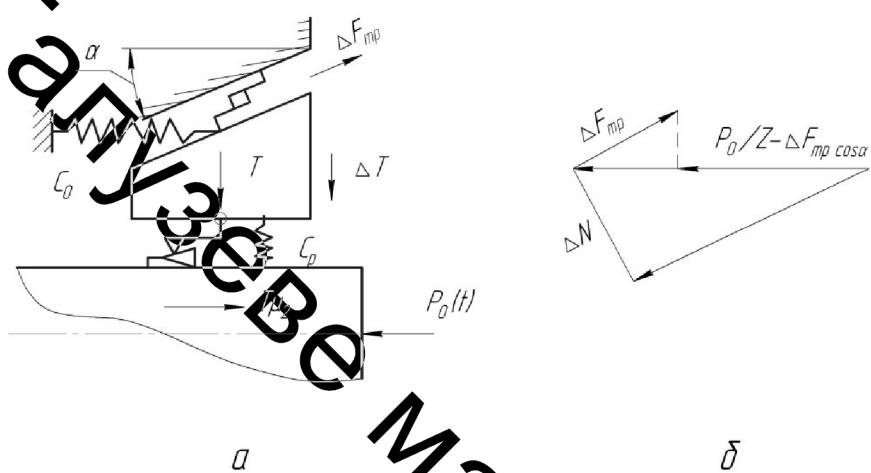


Рисунок 4.9 – Розрахункова схема затискного пристрою (а) та вплив на величину осьової сили P_0 , сили тертя F_{tp} (б)

За умови переміщення цанги в патроні відносно конусної поверхні осьова сила збільшує силу затискання на величину ΔT за рахунок появи додаткової нормальній сили ΔN , що приводить до збільшення сили тертя ΔF_{tp} .

$$\Delta T = \frac{C_p \cdot \operatorname{tg} \alpha}{C_0 \cdot Z} \cdot P_0 (1 - f \sin \alpha \cos \alpha) \quad (4.34)$$

де C_p – жорсткість цанги у вертикальному напрямку; $\alpha=15^0$ – кут нахилу конструкції поверхні цанги; C_0 – жорсткість цанги у горизонтальному напрямку; Z – число пелюсток цанги; $f = 0,12 \dots 0,15$ – коефіцієнт тертя.

Проковзування не почнеться за умови:

$$(T + \Delta T) \mu_2 \geq P_0 / Z \quad (4.35)$$

тобто при

$$P_0 \leq T \mu_2 Z / [1 - (1 - 0.5 f \sin 2\alpha) C_p \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \mu_2 \cdot k_a] \quad (4.36)$$

де μ_2 – коефіцієнт зачеплення затискного елемента із заготовкою в осьовому напрямку.

Якщо прийняти $C_0 = C_p \cdot \operatorname{tg} \alpha$

$$P_0 \leq T \mu_2 Z / [1 - (1 - 0.5 f \sin 2\alpha) \cdot \mu_2] \quad (4.37)$$

Звідки сила затискання визначається із співвідношення:

$$T \geq \frac{P_0 \cdot [1 - (1 - 0.5 f \sin 2\alpha) \cdot \mu_2]}{\mu_2 \cdot Z},$$

а з врахуванням коефіцієнту запасу

$$T \geq \frac{K_{\text{зап}} P_0 \cdot [1 - (1 - 0.5 f \sin 2\alpha) \cdot \mu_2]}{\mu_2 \cdot Z} = \frac{1.75 \cdot 0.5 \cdot [1 - (1 - 0.5 \cdot 1.2 \sin 2 \cdot 15^\circ) \cdot 0.3]}{0.3 \cdot 3} = 0.45 \quad (4.38)$$

Оскільки жорсткість пелюстка цанги є її основною характеристикою, від якої в значній мірі залежить точність переміщень об'єкту затискання під дією зовнішніх сил, то визначимо згідно прийнятих геометричних характеристик величину жорсткості згину.

Скористаємося розрахунковою схемою, що наведена на рис. 4.10

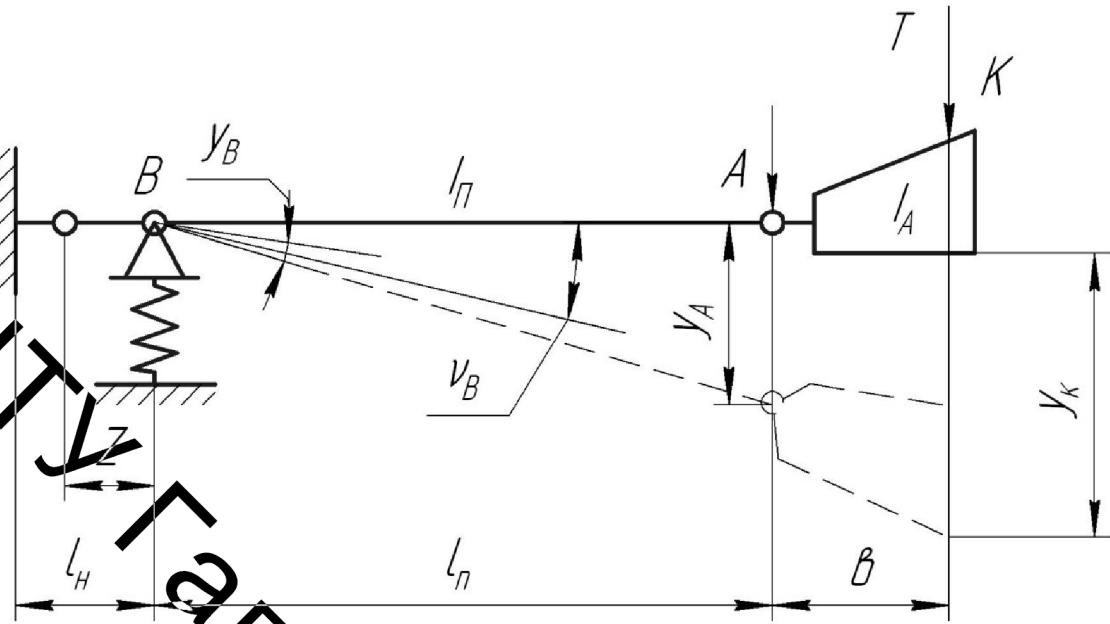


Рисунок 4.10 – Розрахункова схема пелюстка цанги

Якщо сила T_{Σ} прикладена на початку губки пелюстка цанги з моментом інерції її середнього поперечного перерізу I_r , то жорсткість згину на вльоті $l_n + b$ визначиться:

$$C_k = \frac{T}{y_k} = \frac{3E I_n}{\xi \cdot l_n^3 - \epsilon^3 (l_r - l_n) / (l_r + l_n) + I_n \cdot l_n \cdot (1 + 2\lambda l_n)} \quad (4.39)$$

де $\xi=1,5$ – коефіцієнт, що враховує зміну поперечного перерізу пелюстка в повздовжньому напрямку; I_n – момент інерції пелюстка в перетині защемлення відносно нейтральної вісі; l_n – довжина пелюстка; l – довжина губки; ϵ – постійне защемлення пелюстка; λ – коефіцієнт затухання деформації в циліндричній оболонці; I_k – стріла прогину пелюстка в точці К.

Скориставшись таблицею та даними з пристрою розрахуємо жорсткість згину на вльоті. Для розв'язання нам знадобляться такі данні: $b=20\text{мм}$; $l_r=45\text{мм}$; $l_n=10\text{мм}$; $Z=3$; $t_1=1,5\text{мм}$; $R=5\text{мм}$; $r=3,5\text{мм}$; $E=2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Перед тим, як підставити значення в основну формулу необхідно знайти кожну складову даного рівняння, яких не було дано при задані параметрів:

1. Першим невідомим є I_n – момент інерції пелюстка в перетині

зашемлення відносно нейтральної вісі, який визначається за допомогою рівнянь:

$$K_1(R^4 - r^4) - K_2 \frac{(R^3 - r^3)^2}{(R^2 - r^2)} = 0.208 \cdot (5^4 - 3.5^4) - 0.007 \frac{(5^3 - 3.5^3)^2}{(5^2 - 3.5^2)} = 95.13 \text{мм} \quad (4.40)$$

Знайдемо необхідні коефіцієнти за допомогою формул:

$$K_1 = 0.125(0.011745\psi + \sin \psi) \quad (4.41)$$

$$K_1 = 0.125(0.011745 \cdot 119,6489 + \sin 119,6489) = 0.208 \quad (4.42)$$

$$K_2 = 25.4649(1 - \cos \psi) / \psi \quad (4.43)$$

$$K_2 = 25.4649(1 - \cos 119.6489) / 119.6489 = 0.007 \quad (4.44)$$

Для розв'язання подальшої формули нам необхідно знайти центральний кут ψ , який має в свою чергу таку формулу:

$$\frac{360^\circ}{Z} - 2 \arcsin \frac{t_1}{R+r} = \frac{360^\circ}{3} - 2 \arcsin \frac{1,5}{5+3,5} = 119,6489 \quad (4.45)$$

2. Другим невідомим є ε – постійне зашемлення пелюстка, яке визначається за відповідною формулою:

$$K_3 \frac{1}{(R-r)^2} = 54,90 \cdot \frac{1}{(5-3,5)^2} = 0,0081 \quad (4.46)$$

$$K_3 = 16300(0.011745\psi + \sin \psi) \cdot \frac{1}{(\psi)^2} \quad (4.47)$$

$$K_3 = 16300(0.011745 \cdot 119,6489 + \sin 119,6489) \cdot \frac{1}{(119,6489)^2} = 54,90 \quad (4.48)$$

3. Також для розрахунку необхідно визначити λ - коефіцієнт затухання деформації в циліндричній оболонці:

$$\lambda = \frac{1.815}{\sqrt{R^2 - r^2}} = \frac{1.815}{\sqrt{5^2 - 3.5^2}} = 0.50 \quad (4.49)$$

4. Після визначення всіх параметрів, які були необхідні для даного розрахунку підставивши отримані значення отримаємо:

$$C_k = \frac{T}{y_k} = \frac{3 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 95.13}{1.5 \cdot 10^3 - 20^3(45-10)/(45+10) + 95.13 \cdot 0.0081 \cdot 10 \cdot (1 + 2 \cdot 0.50 \cdot 10)} = 191.81 \quad (4.50)$$

Визначимо контактне зближення h_k затискного елемента із заготовкою:

$$h_k = T \left(\frac{A_d}{b} \Delta d + A_g \cdot v + A_y \cdot \frac{\gamma_0^2}{\gamma_B} \right) = 59.93 \cdot \left(\frac{12}{20} \cdot 0 + 0 \cdot 12 + 1.1 \cdot \frac{59.92^2}{20} \right) = 118.34 \quad (4.51)$$

$$C_k = \frac{1}{A_d \Delta d / b + A_g g + A_y v_0^2 / \gamma_B} = \frac{1}{12 \cdot 0 / 20 + 0 \cdot 12 + 1.1 \cdot 59.92^2 / 20} = 0.0050 \quad (4.52)$$

Для розв'язання формули, яка знаходитьться вище необхідне значення γ_0 - половини кута обхвату заготовки заживним елементом:

$$\gamma_0 = 180^\circ / z - \arcsin t / d = 180^\circ / 3 - \arcsin 1.5 / 20 = 59.92^\circ \quad (4.53)$$

4.5 Розробка конструкцій опори

При розробці конструкції опори необхідно було врахувати забезпечення довільних переміщень природного зуба викликаним зміною напрямку дії сили через наявність окклюзивних співвідношень, що викликає мікроекскурсію зуба. Моделювання таких переміщень здійснено за допомогою пружних опор у вигляді кілець круглого перетину з поліуретану.

Розроблена конструкція опори зображена на рис.4.11 і містить корпус 1, в циліндричній розточці якого встановлено оправку 2 із зазором, що відповідає

величині мікроекскурсії зуба 3, нерухомо закріпленого в оправці 2. Опорами для оправки 2 є пружні кільця круглого перерізу 4, що контактиують з внутрішньою поверхнею циліндричної розточки корпусу 1. Для запобігання обертання оправки навколо власної осі під дією складових осьової сили в корпусі 1 встановлено стопорний гвинт 5, який контактує з лискою, виконаною на циліндричній поверхні оправки 2. В корпусі 1 встановлено регулювальний гвинт 6, який дозволяє регулювати положення оправки 2 відносно коронки зубного протезу. Для реєстрації числа циклів навантажень зразка у пристрої передбачено лічильник, який на рисунку умовно не зображен.

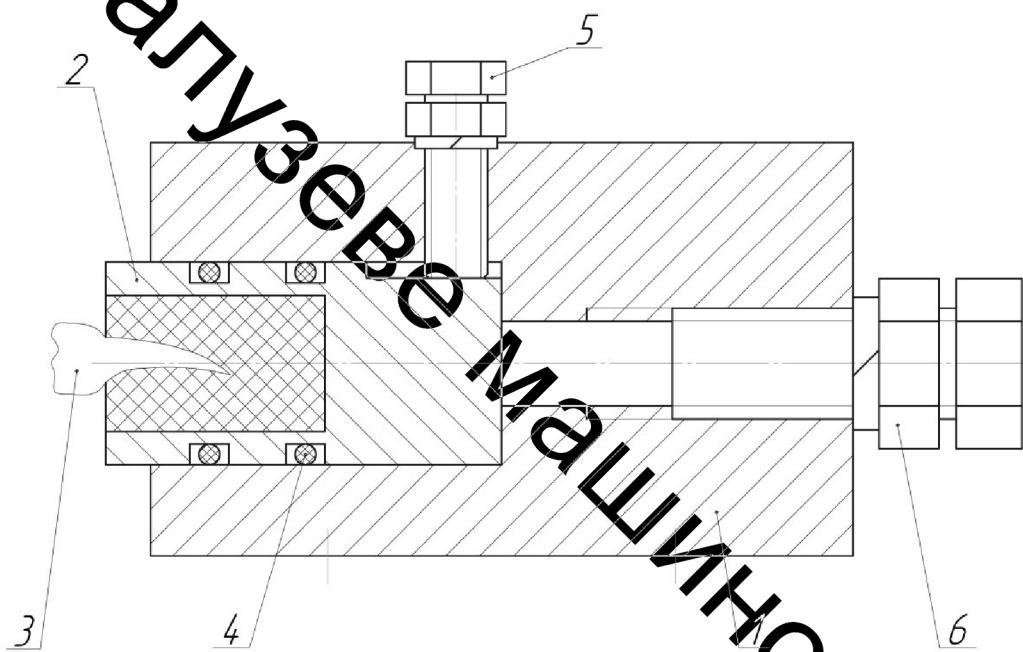


Рисунок 4.11 – Конструктивна схема опори

4.6 Розробка конструкцій рами

При монтажі приводів, які складаються з електродвигуна, редуктора, робочого механізму та інших пристрій необхідно дотримуватись чітко визначених вимог, що до точності відносного положення вказаних вузлів. Для цього вузли привода встановлюють на зварних рамках. Конфігурація та розміри рами залежать, як від типу і розміру редуктора та електродвигуна так і від розмірів та розташування робочої ланки приводу. Відстань між електродвигуном та редуктором залежить від вибраної з'єднувальної пружної

муфти. Відстань між редуктором та робочою ланкою (механізмом зворотно-поступального руху) визначається розмірами розміщеного між ними кулачкового механізму, а відстань між робочою ланкою та опорою – заданим відносним розміщенням контактуючої пари тобто між досліджуваним зразком та контактуючим тілом. Крім того відносне зміщення осей між собою буде визначати розмір та конфігурацію ширини рами.

Для облегчення конструкції рами, зручності її монтажу вона виконана із рівнобокого кутника з розміром полички 32мм. Оскільки рама зварна, то для компенсації зміщень площин зварних елементів, що викликані внутрішніми напруженнями після зварювання, в місцях кріплення вузлів приладу під установочні отвори наварені платики, поверхні яких фрезеровано.

Крім того, на рамі передбачено місце для установки штатива на якому закріплена ємність з фізіологічним розчином та ємність для збирання використаної між контактуючими поверхнями досліджуваних зразків рідини.

4.7 Висновки до четвертого розділу

1. Виконаний кінематичний розрахунок приводу та задані кінематичні і силові співвідношення для ланок експериментального пристрою дозволили виконати проектування вузлів та механізмів цього пристрою.
2. Проведені проектні розрахунки та розрахунки на міцність елементів передач, силових пружин, напрямних, затисконого механізму, опорної рами дали можливість виконати конструктування експериментального пристрою для вивчення зношування стоматологічних матеріалів та природніх зубів.

5 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДЛЯ ВИВЧЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ СТОМАТОЛОГІЧНИХ МАТЕРІАЛІВ І ПРИРОДНИХ ЗУБІВ

5.1 Обґрунтування закономірностей переміщень та силових спiввiдношень дослiджуваного об'єкту

Зносостійкість матеріалів, що використовуються для протезування зубів переважно визначається властивостями матеріалу, з якого виготовляються протези. Для цього використовуються пластмаса, кераміка і композитні матеріали в поєднанні зазначених матеріалів між собою. Кожні матеріали мають свої переваги та недоліки. Керамічні матеріали відрізняються високою міцністю, твердістю, естетичністю та зносостійкістю. Проте їм властиві певні недоліки – крихкість, часті сколи, перевантаження та стирання контактуючих природних зубів, тріщини. Альтернативою кераміці є композитні матеріали, які відзначаються максимально наближеними до природних зубів фізико-механічними властивостями, такими як стирання, міцність, естетичність, хімічний зв'язок з емаллю та дентином. Однак вони є менш міцними. Перевагою пластмасових конструктивних матеріалів є гарні естетичні властивості. Але вони швидко стираються, мають невисоку міцність, змінюються в кольорі, а також можуть набухати у вологому середовищі порожнини рота.

Розроблений спеціальний пристрiй для вивчення зносостiйкостi вiдтворює та максимально моделює функцiональнi особливостi зубо-щелепної системи i дає можливiсть вiзначенi кiлькiснi величини зношування конструкцiйних матерiалiв i природних зубiв u рiзних поєднаннях.

За даними дослiдникiв людина впродовж доби здiйснює 1500 жувальних рухiв a фаза подрiбнення складає одну iз трьох фаз процесу жування. Пiд час цiєї фази вiдбувається найбiльше стирання зубiв. В процесi жування здiйснюються мiкрорухи нижньої щелепи величина яких складає в середньому

2,5 мм. Окрім цього нижня щелепа здійснює мікроекскурсію в дистальному напрямку, величина якої складає в середньому 0,32 мм. Тому весь шлях фази подрібнення їжі можна представити у вигляді нелінійного графіку руху, тривалість якого складає 0,5 с (рис 5.1)

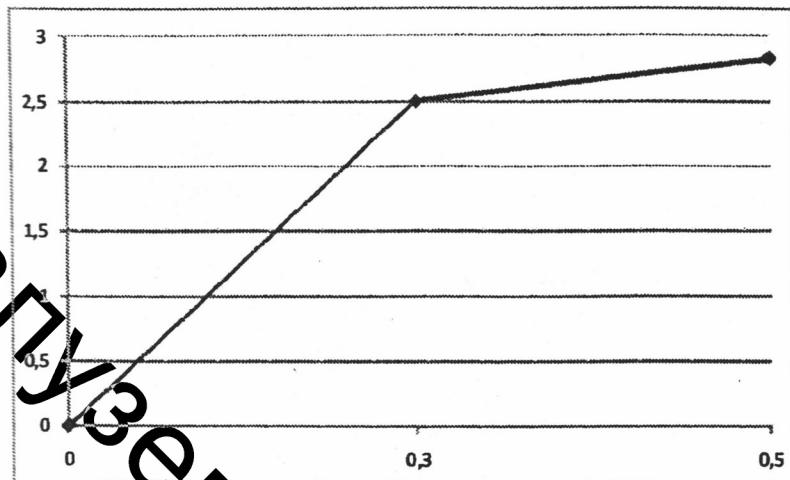


Рисунок 5.1 Графік руху переміщень досліджуваного об'єкту у фазі подрібнення їжі

Цей графік дає можливість побудувати механізм, який відтворює в експериментальному стенді природний рух щелепи під час жування.

За даними дослідників під час природного процесу жування твердої їжі необхідне зусилля складає в різних фазах 150...180 Н та 200...300 Н. Тому при проектуванні здеформованої пружини в експериментальному стенді вона повинна створювати середнє зусилля не менше 200 Н.

5.2 Висновки до п'ятого розділу

Обґрунтовано силові та кінематичні параметри, які максимально наближені до реального функціонування зубо-щелепної системи, і дають можливість розробки експериментальної установки для ефективного вивчення процесу зношування матеріалів.

6. ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

6.1 Розрахунок кошторису витрат на нову розробку

Вихідні дані:

Підприємство виробник продукції – ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод»
кількість виконавців проекту 2 (керівник, інженер).

Кошторис на нову розробку може передбачати такі основні витрати, розрахунок яких здійснюється за формулами:

Основна заробітна плата розробників Z_0

$$Z_0 = M / Tr * t, \text{ грн} \quad (6.1)$$

де M – місячний посадовий оклад конкретного розробника (дослідника), грн. В – 2019 році величини окладів коливались в межах 5000...10000 грн. за місяць; Tr – число робочих днів в місяці; t – число днів роботи розробника (дослідника).

Зроблені розрахунки зводимо в таблицю 6.1

Таблиця 6.1 - Основна заробітна плата розробників Z_0

Найменування посади	Місячний посадовий	Оплата за робочий	Число днів	Витрати на заробітну
1 Керівник проекту	7500	340,9	15	5113,5
2 Інженер	5000	227,27	44	9999,88
				15113,38

Основна заробітна плата робітників Z_p , що виконують роботи за робочими професіями:

$$З_р = n \cdot t_1 \cdot C_i \cdot K_c, \text{ грн.} \quad (6.2)$$

де n – число робіт за видами та розрядами; t – норма часу (трудомісткість) на виконання конкретної роботи, годин; K_c – коефіцієнт співвідношень; C_i – погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду

$$C_i = (M_m \cdot K_i) / (T_p \cdot T_{3m}) \text{ грн./год.} \quad (6.3)$$

де $M_m = 4200$ грн. – мінімальна місячна оплата праці; K_i – тарифний коефіцієнт робітника відповідного розряду; T_p – число робочих днів в місяці; T_{3m} – тривалість зміни.

$$З_р = 1 \cdot 7 \cdot 3,24 \cdot 1 = 22,68 \text{ грн.},$$

$$C_i = (4200 \cdot 1,36) / (22,68) = 3,24 \text{ грн./год}$$

Для решти робітників розрахунок проводимо аналогічно.

Зроблені розрахунки зводимо до таблиці 6.2.

Таблиця 6.2 – Основна заробітна плата робітників Зр, що виконують роботи за робочими професіями.

Найменування робіт	Трудомісткість n - годин	Розряд роботи	Погодинна тарифна ставка, грн.	Величини оплати
1. Токарні	7	V	32,93	230,51
2. Фрезерні	3,5	IV	30,3	106,05
3. Свердлильні	0,6	III	28,15	16,89
4. Зубофрезерні	1	V	32,93	32,93
5. Монтажні	2	III	28,15	56,3
6. Складальні	0,8	III	28,15	22,52
7. Зварювальна	1,2	V	32,93	39,51
Всього	-	-	-	555,2

Додаткова заробітна плата Зд всіх розробників та робітників, які приймали

участь в розробці нового технічного рішення.

$$Зд=10\%(3o+3p)/100=0,1(15113,38+555,2)=1566,85 \text{ грн.} \quad (6.4)$$

Нарахування на заробітну плату Нп розробників та робітників, які приймали участь в розробці нового технічного рішення.

$$Н_{зп}=22\%(3o+3p+3d)/100=(15113,38+555,2+1566,85)0,22=3791,79 \text{ грн.} \quad (6.5)$$

Амортизація обладнання, комп'ютерів та приміщень, які використовувались для розробки нового технічного рішення.

В спрощеному вигляді амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання та приміщень можуть бути розраховані за формулою:

$$A = (\bar{C} \cdot H_a) 100 \cdot T / 12, \text{ грн.} \quad (6.6)$$

де \bar{C} – балансова вартість обладнання, приміщень, грн.; H_a – річна норма амортизаційних відрахувань для даного виду обладнання, приміщень; T – термін використання обладнання, приміщень, місяці.

Зроблені розрахунки зволимо до таблиці 6.3

Після завершення виготовлення нової розробки, приміщення, що орендувались, будуть зайняті іншими розробками.

Оренда обладнання, устаткування, приміщень, якщо вони були використані в ході здійснення розробки нового технічного рішення не використовувалась.

Витрати на матеріали, що були використані на розробку нового технічного рішення, розраховуються по кожному виду матеріалів за формулою:

$$M = n \cdot H_i \cdot \bar{C}_i \cdot K_i - n \cdot V_i \cdot \bar{C}_v, \text{ грн.,} \quad (6.7)$$

Таблиця 6.3 – Амортизація обладнання, комп'ютерів та приміщень, які використовувались для розробки нового технічного рішення.

Найменування обладнання, приміщень	Балансова вартість, грн.	Норма амортизації, %	Термін використання, міс.	Величина амортизаційних відрахувань, грн.
1 Комп'ютер	2600	60%:	0,5	65
2 Токарний верстат	30600	24%	0,06	36,72
3 Фрезерний верстат	27600	24%	0,06	33,12
4 Сферодільний верстат	20560	24%	0,06	24,67
5 Зубофрезерний верстат	25620	24%	0,06	30,74
6 Цех механічної обробки	30000	24%	0,74	444
Всього				634,25

де n – кількість видів матеріалів; H_i – витрати матеріалу i -го найменування, кг; \bar{C}_i – вартість матеріалу i -го найменування, грн./кг.; K_i – коефіцієнт транспортних витрат, $K_i = 1,1 \dots 1,15$; V_i – маса відходів матеріалу i -го найменування, кг; \bar{C}_v – ціна відходів матеріалу i -го найменування, грн./кг.

Зроблені розрахунки бажано зводимо до таблиці 6.4.

Витрати на комплектуючі, що були використані на розробку нового технічного рішення, розраховуються за формулою:

$$K = n \cdot H_i \cdot \bar{C}_i \cdot K_i, \text{ грн.}, \quad (6.8)$$

де n – кількість видів комплектуючих; H_i – кількість комплектуючих i -го виду, шт.; \bar{C}_i – покупна ціна комплектуючих i -го виду, грн.; K_i – коефіцієнт транспортних витрат, $K_i = 1,1$.

Зроблені розрахунки бажано звести до таблиці 6.4:

Таблиця 6.4 – Витрати на матеріали

Найменування матеріалу, марка, тип, сорт	Ціна за 1кг, грн.	Витрачено, кг	Величина відходів, кг	Ціна відходів, грн./кг	Вартість витраченого матеріалу,
Сталь 40Х	3,5	2	0,5	2,0	6
Сталь 45	3,0	8	1,3	1,7	21,79
Сталь 3, прокат	2,5	20	3,8	1,6	72,8
18ХГТ	5	20	2	5	110
Бронза	9	0,5	0,1	3,2	4,18
Лист стальний	1,5	60	2	0,8	
Труба стальна	3,3	68	4	1,1	
Всього					216,07

Таблиця 6.5 – Витрати на комплектуючі

Найменування комплектуючих	Кількість	Ціна за штуку, грн.	Сума, грн.
Електродвигун	1	1000-5000	1500
Електромагнітний клапан	1	450	450
Насос гіdraulічний	1	1000-5000	1400
Муфта МУВП	1	1500	1500
Гідророзподільники	3	500-1000	650
Всього			5500

Витрати на силову електроенергію B_e , якщо ця стаття має суттєве значення для розробки нового технічного рішення, розраховуються за формулою:

$$B_e = B \cdot P \cdot K_p \cdot \Phi, \text{ грн.}, \quad (6.9)$$

де B – вартість 1 кВт·год. електроенергії для підприємства становить $B = 2,72$ грн./кВт (тариф – 1,98 грн/кВт, транспортування електроенергії на підприємство – 0,74 грн/кВт); P – установлена потужність обладнання, кВт; Φ – фактична кількість годин роботи обладнання, годин; K_p – коефіцієнт

використання потужності, $K_p < 1$.

$$B_e = 2,72 \cdot 0,6 \cdot 8,8 \cdot 0,8 = 11,48 \text{ (грн.)} \quad (6.10)$$

Інші витрати:

$$I_B = 200\%(3o+3p)/100 = (15113.38 + 555.2)2 = 31337.16 \text{ грн.} \quad (6.11)$$

Сума всіх попередніх статей витрат дає загальні витрати на розробку нового технічного рішення

$$B = 3o + 3p + 3d + H_{zp} + A + M + K + B_e + I_B = 15113.38 + 555.2 + 3791.79 + 634.25 + 216.07 + 11,48 + 31337.16 = 51659,33 \text{ грн.} \quad (6.12)$$

6.2 Розрахунок виробничої собівартості одиниці нового технічного рішення S_B

Витрати на матеріали, що були використані на розробку нового технічного рішення, розраховуються по кожному виду матеріалів за формулою:

$$M = 216,07 \text{ грн.}$$

Витрати на комплектуючі, що були використані на розробку нового технічного рішення, розраховуються за формулою:

$$K = 5500 \text{ грн.}$$

Витрати на силову електроенергію B_e , якщо ця стаття має суттєве значення для розробки нового технічного рішення, розраховуються за формулою:

$B_e = 11,48$ грн.

Інші витрати:

$I_B = 31337,16$ грн

Сума всіх попередніх статей витрат дає загальні витрати на розробку нового технічного рішення

$B = 51659,33$ грн

Основна заробітна плата робітників Зр, що виконують роботи за робочими професіями:

$3p = 555,2$ грн.

Додаткова заробітна плата Зд всіх розробників та робітників, які приймали участь в розробці нового технічного рішення.

$3d = 1566,85$ грн.

Нарахування на заробітну плату Нп розробників та робітників, які приймали участь в розробці нового технічного рішення.

$N_{zp} = 3791,79$ грн

Розрахунок загальновиробничих витрат. Загальновиробничих витрат в нашому випадку складають 200%.

Отже:

$$3BB = 2 \cdot 3p = 2 \cdot 555,2 = 1110,4 \text{ грн.} \quad (6.13)$$

Сума всіх попередніх статей витрат утворює виробничу собівартість

одиниці продукції:

$$SB = M + K + Be + 3p + 3d + Hzp + 3BB = 216.7 + 5500 + 11,48 + 31337.16 + 555.2 + 1566.85 \\ + 3791.79 + 1110.4 = 41089,58 \text{ грн.} \quad (6.14)$$

6.3 Розрахунок ціни реалізації нового технічного рішення

Ціну реалізації нового виробу будемо розраховувати за такою формулою

$$\text{Цр} = SB \left(\frac{P}{100} \right) \left(1 - \frac{W}{100} \right) \text{ грн.} \quad (6.15)$$

де SB – виробнича собівартість виробу, грн.; P – норматив рентабельності; W – ставка податку.

Отже,

$$\text{Цр} = 41089,58 \left(1 + \frac{47}{100} \right) \left(1 + \frac{25}{100} \right) = 75502,1 \text{ грн.} \quad (6.16)$$

6.4 Розрахуємо чистий прибуток П. Який може отримати виробник протягом основного року від реалізації нового технічного рішення.

$$П = \{ [Цр - ((Цр - MP) \cdot f) / 100 - SB - q \cdot SB / 100] \cdot [1 - h / 100] \} \cdot N \text{ грн.} \quad (6.17)$$

де Ц – ціна реалізації одиниці виробу, грн.; MP – вартість матеріальних та інших ресурсів, які були прийняті виробником для виготовлення одиниці нового виробу (40%-60%- ВІД Цр); f – зустрічна ставка податку на додану вартість %; SB – виробнича собівартість одного виробу, грн.; q – норматив, який враховує величину адміністративних витрат, %; h – ставка податку на прибуток; N – число виробів, які плануються реалізувати за рік.

$$П = \{ [75502,1 - ((75502,1 - 40529,54) * 16,67) / 100 - 81059,08 - (75502,1) / 100] \cdot [1 - 30 / 100] \} = 8499,34 \text{ грн.} \quad (6.18)$$

6.5 Розраховуємо експлуатаційні витрати при використанні нової конструкції

6.5.1 Заробітна плата обслуговуючого персоналу ($Z_{обc}$), яка розраховується за формулою:

$$Z_{обc} = 12 \cdot M \cdot \beta, \quad (6.19)$$

де 12 – число місяців; M – місячний посадовий оклад конкретного працівника, грн.; β – доля часу, який витрачає працівник на обслуговування обладнання в загальному часі своєї роботи.

Обслуговування обладнання проводять інженер та слюсар-ремонтник 5-го розряду. (Заробітна плата $M=7500$ грн. та 5000 грн. відповідно)

$$Z_{обc} = 12 \cdot 7500 \cdot 0,01 = 900 \text{ (грн.)}$$

$$Z_{обc} = 12 \cdot 5000 \cdot 0,0125 = 750 \text{ (грн.)}$$

Разом: $900 + 750 = 1650$ (грн.)

6.5.2 Додаткова заробітна плата обслуговуючого персоналу.

Розраховується як 10 % від основної заробітної плати обслуговуючого персоналу.

$$Z_{обc\,\partial} = 1650 \times 0.1 = 165 \text{ (грн.)} \quad (6.20)$$

6.5.3 Нарахування на заробітну плату обслуговуючого персоналу.

Згідно діючого законодавства нарахування на заробітну плату складають 22 % від суми основної та додаткової заробітної плати.

$$H_{обc} = (1650 + 165) \cdot 0.22 = 399.3 \text{ (грн.)} \quad (6.21)$$

6.5.4 Витрати на силову електроенергію розраховуються за формулою:

$$B_e = B \cdot \Pi \cdot \Phi \cdot K_n, \quad (6.22)$$

де B – вартість 1 кВт-години електроенергії, $B = 2,72$ грн./кВт – година; Π – встановлена потужність обладнання, кВт. $\Pi = 0,6$ кВт; Φ – фактична кількість годин роботи обладнання, годин. $\Phi = 3418$ годин; K_n – коефіцієнт використання потужності, $K_n = 0,8$.

$$B_e = 2,72 \cdot 0,6 \cdot 3418 \cdot 0,8 = 3609,4 \text{ (грн.)}$$

6.5.5 Амортизаційні відрахування розраховуються за формулою:

$$A = \frac{\Pi \cdot H_a}{100}, \quad (6.23)$$

$$A = \frac{14956,93 \cdot 12}{100} = 1794,83 \text{ грн.}$$

де Π – балансова вартість обладнання, грн.; H_a – норма амортизації, % за рік.

6.5.6 Витрати на поточний ремонт розробленого виробу

Витрати на поточний ремонт розробленого виробу розраховуються за формулою:

$$P = \left[\frac{B_1 N_1}{T_1} + \dots + \frac{B_n N_n}{T_n} \right] \Phi + Z_p \quad (6.24)$$

де B_1, \dots, B_n – вартість однотипних елементів, що змінюються протягом року, грн.; N_1, \dots, N_n – кількість однотипних елементів, що замінюються протягом року, шт.; T_1, \dots, T_n – середній строк дії однотипних елементів, годин; Φ – кількість годин роботи розробки за рік; Z_p – заробітна плата окремо найнятих робітників для проведення ремонту.

$$P = (4 \cdot 8 / 26000 + 2 \cdot 6 / 26000) \cdot 3418 + 0 = 5,78 \text{ (грн.)}$$

6.5.7 Інші витрати можна прийняти як 5% від загальної суми усіх попередніх витрат.

$$\begin{aligned}I_{\text{нв}} &= (5,78 + 1794,83 + 671,02 + 80,56 + 19,53 + 195,3) \cdot 0,05 = \\&= 138,35 \text{ (грн.)}\end{aligned}\quad (6.25)$$

6.5.8 Сума витрат за всіма попередніми статтями дає величину експлуатаційних витрат

$$\begin{aligned}E_2 &= 5,78 + 1794,83 + 671,02 + 80,56 + 19,53 + 195,3 + 138,35 = \\&= 2005,37 \text{ (грн.)}\end{aligned}\quad (6.26)$$

6.6 Експлуатаційні витрати аналога

Експлуатаційні витрати аналога відрізняються від експлуатаційних витрат розробленого обладнання за наступними позиціями:

a) Заробітна плата обслуговуючого персоналу. Обслуговування обладнання проводять інженер та слюсар-ремонтник 5-го розряду та допоміжний робітник, що забезпечує завантаження та розвантаження обладнання. (Заробітна плата М=7500 грн., 5000 грн. та 4500 грн. відповідно)

$$Z_{o\bar{b}c} = 12 \cdot 7500 \cdot 0,01 = 900 \text{ (грн.)}$$

$$Z_{o\bar{b}c} = 12 \cdot 5000 \cdot 0,0125 = 750 \text{ (грн.)}$$

$$Z_{o\bar{b}c} = 12 \cdot 4500 \cdot 0,0125 = 675 \text{ (грн.)}$$

$$\text{Разом: } 900 + 750 + 675 = 2325 \text{ (грн.)}$$

б) Додаткова заробітна плата обслуговуючого персоналу.

Розраховується як 10 % від основної заробітної плати обслуговуючого

персоналу.

$$Z_{обс\,\partial} = 23.25 \text{ (грн.)} \quad (6.28)$$

в) Нарахування на заробітну плату обслуговуючого персоналу.

Згідно діючого законодавства нарахування на заробітну плату складають 22% від суми основної та додаткової заробітної плати.

$$H_{з\,обс} = 511.5 \text{ (грн.)}$$

г) Амортизаційні відрахування розраховуються за формулою:

$$A = \frac{\Pi \cdot H_a}{100}, \quad (6.29)$$

$$A = \frac{20000 \cdot 12}{100} = 2400 \text{ грн,}$$

де $\Pi = 20000$ грн. – ціна за яку придбано аналог.

г) Інші витрати:

$$I = (2400 + 80,56 + 19,53 + 195,3) \cdot 0,05 = 187,6 \text{ (грн.)} \quad (6.30)$$

д) Загальні експлуатаційні витрати:

$$E_1 = 2400 + 80,56 + 19,53 + 195,3 + 187,6 = 2882,99 \text{ (грн.)} \quad (4.31)$$

6.7 Розрахунок економічного ефекту від розробки виробу

Економічний ефект від впровадження розробленого вузла

розраховується за формулою:

$$\Delta E = E_1 - E_2, \quad (6.32)$$

де E_1 –експлуатаційні витрати при використанні аналога, грн.; E_2 – експлуатаційні витрати при використанні розробленого обладнання, грн.;

$$\Delta E = 2882,99 - 2005,37 = 877,62 \text{ (грн.)} \quad (6.33)$$

6.8 Розрахунок терміну окупності То витрат для виробника нової конструкції проводимо за формuloю

$$To = B / P = 8015,02 / 8622,1 = 0,93 \text{ роки} \quad (6.34)$$

Оскільки $To=0,9$ менше $To=4...5$ роки, то розробка нової конструкції економічно ефективна.

7. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

7.1 Аналіз умов праці

В даній роботі розглядається приміщення, де експлуатується стенд для циклічних випробувань матеріалів стоматології. Будівля має один поверх.

Робочі місця мають розташовуватись так, щоб забезпечити зручні умови праці людей, які працюють в даному приміщенні. Проходи повинні бути достатньої ширини, щоб можна було пройти не заважаючи іншим працівникам.

Підлога в приміщенні - бетонна.

Приміщення має два вікна орієнтовані на схід, а отже використовується бічне природне освітлення, а також загальне (місцеве, штучне освітлення). Для притоку свіжого повітря і відбору пилу використовується штучна вентиляція.

В холодний період року використовується централізована система водяногопалення з радіаторами.

Умови праці визначаються двома основними показниками: характером трудового процесу, пов'язаного з вибором пози, нервово-психічним станом, м'язовим напруженням, та виробничу обстановкою. Під виробничою обстановкою розуміють все те, що оточує людину під час праці та впливає на її здоров'я, фізичну та психічну діяльність.

Процес потребує максимально чистих умов праці

Важливе значення для характеристики виробничої обстановки має наявність шкідливих та небезпечних виробничих факторів, які розділяються за природою дії на такі групи: фізичні, хімічні, біологічні, психофізіологічні.

У даному приміщенні присутні певні шкідливі фактори, які негативно впливають на роботу виробничого персоналу.

До фізичних небезпечних та шкідливих виробничих факторів відносяться:

рухливі частини експериментального обладнання, обладнання, що рухаються, вироби та матеріали, які пересуваються; підвищена загазованість повітря; підвищений рівень шуму на робочому місці; підвищений рівень вібрації; підвищена або понижена вологість повітря; відсутність або недостатність природного світла.

Біологічні шкідливі виробничі фактори: - патогенні мікроорганізми (бактерії, віруси та ін.) та продукти їх життя.

Психофізичні шкідливі виробничі фактори : фізичні перевантаження; нервово-психологічні перевантаження.

До фізичних перевантажень відноситься динамічність виробничого процесу. Нервово-психологічний шкідливий виробничий фактор - монотонність праці.

7.1.1 Виробнича санітарія

Виробнича санітарія визначається як система організаційних, технічних засобів, які запобігають або зменшують дію на робітників шкідливих факторів

Санітарні вимоги до приміщення

По санітарним нормам на одного працюючого повинно припадати не менше $B = 4,5 \text{ м}^2$ виробничої площини та $V=15\text{м}^3$ об'єму, при кількості персоналу до 20 чол.

7.1.2 Мікроклімат

Під метеорологічними умовами виробничого середовища відповідно ГОСТ 12.1.005-88 розуміють сполучення: температури, відносної вологості та швидкості руху повітря, інтенсивність теплового випромінювання.

Оптимальні показники мікроклімату поширюється на всю робочу зону, допустимі показники встановлюються диференційовано для постійних і непостійних робочих місць. У виробничих приміщеннях робота, яку виконують працівники відноситься до категорії Пб-середньої тяжкості. До цієї категорії відносять роботи пов'язані з постійною ходьбою, переміщенням мілких (до

10кг) виробів та предметів сидячи або стоячи, та потребують визначеного фізичного напруження.

Оптимальні і допустимі показники температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні приміщення повинні відповідати значенням, вказаним в табл.7.1

Відхилення від вказаних значень призводить до погіршення працевдатності людини, її самопочуття і т.д.

Таблиця 7.1 – Допустимі показники температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні виробничого приміщення

Тепл. Хол. Период року	Категорія праці	Температура				Відносна вологість	Швидкість руху повітря				
		Допустима					Оптимальна	Допустима не більше			
		Max		min							
		Пост.	Некост.	Пос.	Непост						
11б	Хол. 18-20	23	24	17	15	40-60	75	0,2			
11б	21-23	27	29	18	17	40-60	При 25°C 65	0,3			
								0,2-0,4			

В холодну пору року в приміщенні застосовується водяне опалення . Системи опалення, вид і параметри теплоносія передбачаються з урахуванням теплової інерції огорожуючих конструкцій і у відповідності з характером і призначенням споруд і будівель по СНiП П-33-84.

Згідно цього вибираємо водяне опалення для даного приміщення, розташування радіаторів приймаємо на стінах під вікнами.

В повітря робочої зони в результаті технологічних процесів і роботи обладнання виділяються шкідливі речовини. Вміст шкідливих речовин в повітрі робочої зони не повинен перевищувати гранично допустимі норми.

Ефективним засобом нормалізації повітря в виробничому приміщенні є

вентиляція. В даному приміщенні слід застосовувати штучну вентиляцію. Повинні застосовуватися кондиціонери - апарати, які автоматично обробляють повітря, що подається в приміщення. Таким чином забезпечується оптимальні параметри по температурі, відносній вологості і швидкості руху повітря.

Для покращення повітрообміну на робочих місцях необхідно там організувати припливну вентиляцію.

Припливна вентиляція організовується з подачею повітря з розрахунку $125 \text{ м}^3/\text{год.}$ на 1 м^3 робочої зони. Подача повітря здійснюється з швидкістю $2 - 2,5 \text{ м/с.}$

Об'єм повітря, який необхідно подавати визначимо за формулою:

$$L = L_H \cdot V_k, \text{ м}^3 / \text{год}$$

де L_H – нормативна подача повітря на 1 м^3 об'єму, $L_H = 125 \text{ м}^3/\text{год.};$
 V_k – об'єм, $\text{м}^3.$

$$V_k = a \cdot b \cdot h, \text{ м}^3$$

де a, b, h – розміри робочого місця, відповідно ширина, довжини, висота,

м

$$V_k = 1,2 \cdot 8 \cdot 1,5 = 14,4 \text{ м}^3$$

$$L = 125 \cdot 14,4 = 1800 \text{ м}^3/\text{год}$$

Визначимо об'єм повітря який подається системою загально-обмінної вентиляції без урахування подачі повітря в робочу зону за формулою:

$$L_n = K_{np} \cdot V_n, \text{ м}^3/\text{год}$$

де K_{np} – коефіцієнт кратності повітрообміну, приймаємо $K_{np} = 6 \text{ год.};$

V_n – об'єм приміщення, $V_n = 345,6 \text{ м}^3.$

$$L_n = 6 \cdot 345,6 = 2073,6 \text{ м}^3/\text{год}$$

Загальний об'єм повітря, який подається в дільницю.

$$L = L_k + L_n, \text{ м}^3/\text{год} ,$$

$$L = 1800 + 2073,6 = 3873,6 \text{ м}^3/\text{год}$$

Продуктивність вентилятора визначаємо за формулою:

$$L_B = (105 - 1,1) \cdot L, \text{ м}^3/\text{год}$$

$$L_B = (1,07 - 3873,6) = 4145, \text{ м}^3/\text{год}$$

Приймаємо опір в мережі подачі повітря $P_m = 35 \text{ кгс}/\text{м}^2$.

Приймаємо радіальний вентилятор типу Ц4 – 70 №5 з колесом 1,05 $D_{\text{ном}}$, який при $L_B = 4145 \text{ м}^3/\text{год}$ і $P_m = 35 \text{ кгс}/\text{м}^2$ має К.К.Д. рівний 0,805, частота обертів ротора 930 об/хв.

Приймаємо, що вентилятор приводить в рух електродвигун через клинопасову передачу.

Потужність двигуна, яка потребується:

$$N_{\text{дв}} = (L \cdot P_m) / (3600 \cdot 102 \cdot \eta_B \cdot \eta_{\text{пер}}), \text{ кВт}$$

де η_B – К.К.Д. вентилятора, $\eta_B = 0,805$; $\eta_{\text{пер}}$ – К.К.Д. передачі, $\eta_{\text{пер}} = 0,95$

$$N_{\text{дв}} = (4145 \cdot 35) / (3600 \cdot 102 \cdot 0,805 \cdot 0,95) = 0,52, \text{ кВт}$$

Установочна потужність двигуна з урахуванням коефіцієнта запасу визначається за формулою:

$$N_{\text{дв.у}} = K_3 \cdot N_{\text{дв}},$$

де K_3 – коефіцієнт запасу, для даного типу двигунів $K_3=1,2$

$$N_{\text{дв.у}} = 1,2 \cdot 0,52 = 0,62 \text{ кВт.}$$

Приймаємо електродвигун асинхронний серії 4А закритого обдуваємого виробництва 4A90LA, який має потужність 0,75 кВт при синхроній частоті обертання 750 об./хв. В мережу вентиляції необхідно встановити:

- 1) фільтр для очистки подаваного повітря;
- 2) калорифер для обігріву подаваного повітря в холодну пору року.

7.1.3 Освітлення.

В цеху природне освітлення здійснюється боковим світлом через світлові пройоми в зовнішніх стінах.

Нормовані значення освітлення відповідно до СНІП 11-4-79 наведено в табл 7.2.

Коефіцієнт природного освітлення:

$$e^{IV_n} = e^{III_n} \cdot m \cdot c$$

де e^{IV_n} – значення коеф. природного освітлення в III поясі світлового клімату; m – коефіцієнт світлового клімату; c – коефіцієнт сонячності клімату; $e^{III_n} < 2.5\%$; $m = 0.9$ (IV пояс світлового клімату) $c = 0.75$ (VI пояс сонячності клімату, 48° пн.ш. при азимуті 90°) $e^{IV_n} = 2.5 \cdot 0.9 \cdot 0.75 = 1.7\%$

Штучне освітлення на дільниці - комбіноване, яке складається з рівномірного загального освітлення та місцевого освітлення робочих місць.

В таблиці 7.3 приведені коефіцієнти запасу для штучного і природного освітлення.

Згідно СНІП П-4-79 для розряду зорових робіт IIВ освітленість при комбінованому освітленні повинна бути 2000 лк, з цього на долю загального освітлення припадає 10% або 200 лк і на долю місцевого 1800 лк.

Показник освітленості при постійному перебуванні людей в приміщенні не повинен перевищувати 20%

Таблиця 7.2 – Норми освітлення

Високої точності найменший об'єкт розрізнення 0.15–0.3 мм	Характеристика зорової роботи	Розряд зорової роботи	Природа зорової роботи	Контраст об'єкту розрізнення з фоном	Характеристика фону	Штучне освітлення.	Природне освітлення КПО e^{pi}_n , %	Суміщене освітлення КПО e^{sh}_n , %
						Освітленість		
II	V	Середній	Середній	2000	При комбінованому освітленні	7	2.5	4.2
		Темний	Дуже темний	500	При загальному освітленні			1.5
							При бічному освітленні	При бічному освітленні

Таблиця 7.3 – Показники норм освітленості

Тип лампи	Освітленість від світла загального освітлення в системі комбінованого, лк	
	найбільша	Найменша
люмінесцентна	500	150

7.1.4 Шум

У відповідності з санітарними нормами допустимих рівнів шуму на

робочих місцях СН 3223-85 допустимі рівні звукового тиску в активних полосах частот, рівні звука і еквівалентні рівні звуку в виробничих цехах представлені в таблиці 7.4.

В приміщенні є багато технічних засобів, які є джерелом шуму. Вентиляційне обладнання пристрою кондиціонування повітря також являється джерелом шуму в приміщенні.

Таблиця 7.4 – нормами допустимих рівнів шуму на робочих місцях

Вид трудової діяльності, робочий місця	Рівні звукового тиску в октавних полосах з середньо-геометричними частотами, Гц								Рівні звуку та еквівалентні рівні звуку ДБ(А)
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	8000	
Виконання всіх видів робіт на постійних робочих місцях в виробничому приміщенні та на території підприємства	107	95	87	82	75	73	69		80

Зниження шуму, який створюється на робочому місці внутрішнім джерелом, також шуму, який проникає зовні, здійснюється такими методами:

- зменшення шуму в джерелі шуму;
- раціональним плануванням приміщення;
- акустичною обробкою приміщення;
- зменшення шуму на шляху його розповсюдження.

Зниження шуму в джерелі можна забезпечити застосуванням пружних прокладок між основою машини, прибору та опорною поверхнею.

7.1.5 Вібрації

Джерелами вібрації є механізми, машини, механізований інструмент.

Вібрація відноситься до факторів, які мають велику біологічну активність. Як загальна, так і локальна вібрація несприятливо впливає на організм людини, викликає зміну у функціональному стані вестибулярного апарату, центральної нервової, серцево-судинної систем, погіршує самопочуття та може призвести до розвитку професійних захворювань.

У нашому приміщенні присутня вібрація типу - За. Тобто це технологічна вібрація, яка діє на операторів стаціонарних машин та обладнання, або яка передається на робочі місця, які не мають джерел вібрації.

Основні параметри вібрації, такі як середньоквадратичне значення віброприскорення та віброшвидкості логарифмічні рівні відповідно до ГОСТ ІСО 10816-1-97 приведені у таблиці 7.5.

Таблиця 7.5 – Середньоквадратичне значення віброприскорення та віброшвидкості логарифмічні рівні

Вид вібрації	Категорія вібрації за санітарними нормами	Напрям дії	Нормативні кореговані за частотою та еквівалентні кореговані значення	
			Віброприскорення м/с ²	Віброшвидкості дБ
Загальна	3 тип "а"	ZoYoXo	0,1	100
			0.2	92

В таблиці 7.6 приведені санітарні норми показників вібраційного навантаження на оператора апаратури, дня нашої категорії вібрації, а саме За.

Віброізоляції застосовується для послаблення передачі вібрації від джерела до фундаменту, підлоги, робочого місця. Для цього на шляху розповсюдження вібрації встановлюють віброізолятори.

7.1.6 Протипожежна безпека.

По вибухопожаронебезпеці приміщення відноситься до категорії В. До цієї категорії відносяться виробництва, пов'язані з обробкою горючих речовин та матеріалів.

Таблиця 7.6 – санітарні норми показників вібраційного навантаження на оператора апаратури

Середньогоеметричні частоти полос, Гц	Нормативні значення по напрямкам Хo, Yo			
	Віброприскорення		Віброшвидкості	
	м/с ²	ДБ	м/с·10 ⁻²	ДБ
2,0	0,14	103	1,3	108
4,0	0,1	100	0,45	99
8,0	0,11	101	0,22	93
16,0	0,20	106	0,20	92
31,5	0,40	112	0,20	92
63,0	0,80	118	0,20	92

Пожежі у лехах являють собою особливу небезпеку, бо зв'язані з великими матеріальними втратами.

Ступінь вогнестійкості споруди відповідно до ДБН В.2.2-9-2009 - II- це споруди з несучими та огорожуючими конструкціями із природних або штучних камінних матеріалів, бетону або залізобетону з застосуванням

Таблиця 7.7 – Мінімальні граници вогнестійкості будівельних конструкцій та максимальні граници розповсюдження вогню по них

Ступень вогнестійкості споруди	Мінімальні граници вогнестійкості будівельних конструкцій, год;									
	Несучі	Максимальні граници розповсюдження вогню по ним, м								
		Стіни				Колони	Драбинні площацки	Плити, настили (з утеплювачем) та інше	Елементи покрить	
II	2/0	1/0	Зовнішні несучі	Внутрішні несучі					Плити, настили	Балки, ферми, стаканні, рами.

листових та плитних негорючих матеріалів. В покриттях споруд допускається застосовувати не захищенні сталеві конструкції. В таблиці 7.7 вказані

мінімальні границі вогнестійкості будівельних конструкцій та максимальні границі розповсюдження вогню по них. Прокладку електрокабелів через протипожежні стіни і перекриття здійснюють зі застосуванням плит з мінеральної вати. Обидві сторони плити I прилягаючі до перегородки ділянки кабелів довжиною 500мм обробляються вогнезахисним складом.

Відстань від набільш віддаленого робочого місця до найближчого евакуаційного виходу з приміщення бепосередньо назовні приведена в таблиці 7.8.

Таблиця 7.8 – Характеристика приміщення

Об'єм приміщення, м ²	Категорія приміщення	Ступінь вогнестійкості споруди	Відстань, м, при щільності людського потоку в загальному проході, люд/м ²
Незалежно від об'єму	В	II	Не обмежується

Евакуаційні шляхи повинні забезпечувати безпечну евакуацію всіх людей, що знаходяться в приміщенні споруди, через евакуаційні виходи.

7.2. Техніка безпеки

Небезпека використання обладнання полягає в тому, що, обертаючі частини, висока температура можуть завдати шкоди обслуговуючому персоналу. Отже, обладнання повинно бути справне і періодично перевірятись.

Безпека виробничого обладнання забезпечується вірним вибором принципів дії, кінематичних схем, використанні механізації та автоматизації, застосування спеціальних захисних засобів і дотримання ергономічних вимог.

7.2.1 Електробезпека

В даному приміщенні наявні такі небезпечні фактори:

- а) наявність струмопровідних основ;
- б) можливість одночасного дотику людини до металоконструкцій будівель які мають сполученні з землею, технологічних апаратів, механізмів і т.п., з однієї сторони, і до металевих корпусів електрообладнання, з іншої.

Виходячи з перелічених факторів і згідно з ГОСТ 12.1.013-78, це переміщення можна класифікувати як особливо небезпечне. Тому для захисту робітників згідно ГОСТ 2.1.030-81 вибираємо такий спосіб захисту, як захисне заземлення і занулення.

7.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях

Запобігання виникнення нестандартних ситуацій під час проведення експериментальних випробувань передусім залежить від найсуворішого додержання правил безпеки. Необхідно пам'ятати, що номінальні параметри потужності систем сучасного дослідного обладнання можуть змінюватись в досить широкому діапазоні, і це може привести до важких наслідків в разі виникнення аварій чи інших непередбачених подій.

7.3.1 Потенційні джерела небезпеки в дослідній лабораторії:

- електрична мережа та струмопровідні частини обладнання;
- електронно-обчислювальна техніка;
- рухомі частини дослідного та іншого обладнання;
- підвісні та нестійкі конструкції;
- горючі матеріали та речовини;
- реагенти, отруйні чи сильнодіючі хімічні речовини;
- пристрой та устаткування елементи яких знаходяться в напруженому чи стисненому стані;
- ємності з рідкими чи газоподібними речовинами під тиском.

7.3.2 Загальні запобіжні заходи для дослідних приміщень та обладнання:

- наявність в приміщенні протипожежних засобів та систем виявлення полум'я чи задимленості приміщення;
- наявність в приміщенні плану евакуації;
- наявність в приміщенні аварійного виходу;
- заземлення електричного обладнання;
- розміщення струмопровідних частин обладнання та розводки електромережі в ізоляючих кожухах;
- систематична перевірка та підтримання задовільного стану обладнання;
- розміщення контрольно-вимірювальних засобів та пристосувань в небезпечних зонах приміщення та на небезпечних частинах обладнання;
- розміщення обладнання так, щоб мінімізувати вірогідність контакту їх рухомих частин з працівниками;
- усунення та надійне закріплення підвісних і небезпечних конструкцій та елементів;
- ведення обліку наявності горючих та інших небезпечних речовин;
- утримання небезпечних та горючих речовин в у визначених місцях та міцній тарі;
- розміщення потенційно небезпечних засобів і устаткування в окремих приміщення;
- проведення дослідних робіт за участі працівників відповідної кваліфікації.

7.3.3 Запобіжні заходи під час проведення підготовчих, монтажних чи демонтажних робіт:

- знецінення електроприводів;
- скидання електростатичної напруги;
- використання пристосувань під час роботи у важкодоступних місцях та місцях розміщених біля струмопровідних елементів;
- виключення можливості розливання мастила під час зливання;

- перевірка герметичності та цілісності конструкції агрегатів та експериментального обладнання перед встановленням.

7.3.4 Запобіжні заходи під час проведення дослідних робіт:

- обов'язкове випробування систем на герметичність і механічних систем на міцність;
- встановлення додаткових систем аварійного відключення живлення;
- використання систем блокування руху неконтрольованих елементів чи обладнання;
- проведення дослідних робіт за присутності мінімум двох працівників;
- встановлення спостережних та сигнальних систем.

7.3.5 Дії працівників лабораторії в разі виникнення аварійних ситуацій в лабораторії:

- повідомлення інших працівників лабораторії та керівництва про виникнення ситуації;
- знемасливлення електромережі та зупинка інших працюючих систем в лабораторії;
- швидка оцінка обстановки та виявлення джерела походження надзвичайної ситуації;
- в разі виникнення пожежі повідомити пожежні служби та розпочати гасіння пожежі наявними засобами;
- виведення з небезпечної зони і з приміщення взагалі працівників нездіяних в ліквідаційних роботах;
- видалення нестійких чи інших елементів, що становлять небезпеку з небезпечної зони;
- в разі виливу небезпечних речовин обмежити зону розливу та видалити всі матеріали, що можуть призвести до виникнення пожежі чи інших небезпечних процесів;

- в разі неможливості або недоцільності перебування в приміщенні здійснити евакуацію з приміщення за маршрутом визначеним евакуаційним планом.

7.3.6 Дії працівників лабораторії в разі виникнення надзвичайних ситуацій не пов'язаних з проведенням дослідних робіт:

- в разі отримання повідомлення зберігати спокій, уважно прослухати його та повідомити інших працівників;
- в разі виявлення небезпечних факторів та ситуацій повідомити керівництво та відповідні служби підприємства чи міста;
- під час евакуації чи переміщення через небезпечні зони та місця рухатись за вказаними маршрутами та не заходити в зону підвищеної небезпеки;
- при виявлення потерпілих від надзвичайної ситуації надати першу допомогу чи повідомити відповідні служби і підрозділи;
- не долучатись до проведення ліквідаційних робіт без узгодження дій з членами формувань чи їх керівництвом;
- не заважати проведенню аварійно-відновлювальних та інших робіт;
- в разі необхідності використати наявні засоби індивідуального захисту чи виготовити їх з підручних матеріалів;
- у випадку ураження отруйними чи іншими речовинами очистити уражені частини тіла водою чи іншими спеціальними засобами;
- у випадку потрапляння в організм небезпечних чи інших речовин вжити антидоти чи інші відповідні медичні препарати;
- слідкувати за розвитком подій та виконувати всі отримані інструкції.

ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз відомих технічних рішень пристрій для вивчення властивостей стоматологічних матеріалів та обґрунтовано доцільність розробки нової конструкції. Для проектування дослідного пристрою необхідно досконало вивчити процес біохімічних рухів зубо-щелепної системи з метою встановлення, як характеру руху, так і кінематичних та силових характеристик.
2. Обґрунтовано силові та кінематичні параметри, які максимально наближені до реального функціонування зубо-щелепної системи, що дають можливість розробки експериментальної установки для ефективного вивчення процесу зношування матеріалів.
3. Розроблено конструкцію пристрою для дослідження зношування стоматологічних матеріалів та природніх зубів, в якому застосовано вузли, механізми та зв'язки між ними, що дають можливість відтворити умови, що максимально наближені до реального функціонування зубо-щелепної системи.
4. Проведені проектні розрахунки та розрахунки на міцність елементів передач, силових пружин, напрямних, затискного механізму, опорної рами, які дали можливість виконати конструювання експериментального пристрою для вивчення зношування стоматологічних матеріалів та природніх зубів. Для цього пристрою розроблено конструкцію механізму зворотно-поступального руху, яка забезпечує заданий закон переміщення вихідної ланки та величину сили цих переміщень. Сконструйована опора, в якій встановлюється оправка з природним зубом, та імітує його мікроекскурсію переміщення.
5. Проведені розрахунки економічних показників розробленого пристрою для випробування стоматологічних матеріалів показали ефективність його використання для досліджень будь-яких стоматологічних матеріалів.
6. Розроблено заходи щодо забезпечення охорони праці та безпеки життєдіяльності і цивільного захисту під час проведення дослідних робіт.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Анульев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3т. - М.: Машиностроение, 1974. - Т.1. - 415 с.
2. Анульев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3т. - М.: Машиностроение, 1978. - Т.3. - 557 с.
3. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Детали машин: Курсовое проектирование. - М.: Высш. шк., 1990. - 399 с.
4. Дьяченко С.К., Столбовой С.З. Расчёт и проектирование деталей машин. - К.: Техніка, 1964. - 314с.
5. Іванов М.Э., Павленко В.С., Ліщинський Б.Ф. Пасові та ланцюгові передачі в машинобудуванні. - К.: НМК ВО, 1991. - 160с.
6. Иванов М.Н., Иванов В.Н. Детали машин: Курсовое проектирование. - М.: Высш. шк., 1975. - 532с.
7. Киркач Н. Ф. Баласанян Р. А. Расчёт и проектирование деталей машин. Ч.1. - Х.: Вища шк., 1987. - 136 с.
8. Киркач Н. Ф. Баласанян Р. А. Расчёт и проектирование деталей машин. Ч.2. - Х.: Вища шк., 1987. - 142 с.
9. Павленко В. С., Лищинский Б. Ф., Любин Н. В. Методические указания по выполнению расчётов зубчатых передач. - Винница: ВПИ, 1982. - 71 с.
10. Павленко В. С., Лищинский Б. Ф., Любин Н. В. Методические указания по кинематическому расчёту привода и выбору электродвигателя при выполнении курсового проекта. - Винница: ВПИ, 1982. - 34 с.
11. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. - К.: Вища шк., 1993. - 555с.
12. Цехнович Л. И., Петриченко И. П. Атлас конструкций редукторов. - К.: Вища шк., 1990. - 151 с.
13. Чернилевский Д.В. Детали машин и механизмов: Курсовое проектирование. - К.: Вища шк., 1987. - 321с.

14. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. Пособие. - М.: Высш. шк., 1991. - 432 с.
15. Л.Д. Готая, Н.Р. Руденко. Исследования изнашивания стоматологических материалов. - Стоматология, 1980 №5, ст.13-15]
16. Л.Д. Гожая, П.Н. Орлов, Н.М. Шлыков, А.Г. Гожий. Физическое моделирование процесса изношивания стоматологических материалов. - Стоматология, 1985, №4, к, 63...65]
17. Самонастраивающиеся зажимные механизмы. Справочник. Ю.Н. Кузнецов и др. под ред. Ю.Н. Кузнецова - к.: Киев «Техника», 1989 – 220с.
18. Сакевич В.Ф. Основи розробки питань цивільної оборони в дипломних проектах. Навчальний посібник – Вінниця, ВДТУ, 2001. – 109 с.
19. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчёт и проектирование деталей машин. Х.: Вища школа, 1988.Ч.1. - 142 с.
20. ГОСТ 12.1.005-88.Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.
21. ГОСТ 12.1.012-90. Вибрационная безопасность. Общие требования.
22. СН 245-71.Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий.М.:1971.
23. СН 3223-85. Санитарные нормы допустимых уровней шума на рабочих местах.-М.,1985.-15с.
24. СНиП II-4-79. Естественное и искусственное освещение.-М.: Госстрой СССР, 1980.
25. СНиП 2.01.02-85. Противопожарные нормы.-М.:ЦИТП Госстроя СССР, 1986.-16с.
26. СНиП 2.04.05-86. Отопление, вентиляция и кондиционирование.-М.: 1988.
27. Методичні вказівки до виконання курсової роботи з дисципліни "Охорона праці" – Вінниця: ВДТУ, 1997.-39с.

28. Мюллер И. Эвристические методы в инженерных разработках / Пер. с нем. М.: Радио и связь, 1984. – 141 с.

29. Джонс Дж. К. Методы проектирования. / Пер. с англ. 2 –е изд. М.: Мир, 1986. – 326 с.

30. Буш Г.Я. Методы технического творчества. Рига.: Лиесма, 1972. – 94

31. Хубка В. Теория технических систем. Пер. с нем., М.: Мир, 1987. – 208 с.

ВНТУ
Галузеве машинобудування

ВНТУ Галузеве машинобудування

ДОДАТКИ

Додаток А
(Обов'язковий)

Вінницький національний технічний університет

Затверджую
Завідувач кафедри ГМ
д.т.н., доц. Поліщук Л. К.
«__» _____ 2019р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ
на магістерську кваліфікаційну роботу

Пристрій для випробування стоматологічних матеріалів

08-27.МКР.008.00.000 ПЗ

Керівник роботи:
д.т.н., завідувач кафедри ГМ

Поліщук Л.К.
Розробив: ст. сп. 1ГМ-18м
Погодайко Д.С.

м. Вінниця 2019 р.

Технічне завдання

1 Найменування та область застосування

В науково-дослідних закладах, що вивчають зносостійкість нових матеріалів, які застосовуються в стоматології

2 Підстава для розробки

Підставою для розробки є наказ № по ВНТУ про затвердження тем дипломних проектів, виданий навчальним відділом на основі кафедри ГМ.

3 Мета призначення розробки

Розробка призначена для вивчення властивостей матеріалів в умовах максимально наблизених до реальних біомеханічних процесів з регулюванням сили взаємодії контактуючих тіл та характеру їх переміщень з врахуванням окклюзивних співвідношень.

4 Джерела розробки

Розробка виконується на основі вивчення патентних та науково-технічних матеріалів відомих конструкцій. Виявлені відомі конструкції приводних механізмів у наступних літературних джерелах:

1. Л.Д. Готая, Н.Р. Руденко. Исследования изнашивания стоматологических материалов. - Стоматология, 1980 №5, ст.13-15]

2. Л.Д. Гожая, П.Н. Орлов, Н.М. Шлыков, А.Г. Гожий. Физическое моделирование процесса изношивания стоматологических материалов. - Стоматология, 1985, №4, к. 63...65]

3. Самонасраивающиеся зажимные механизмы. Справочник. Ю.Н. Кузнецов и др. под ред. Ю.Н. Кузнецова - к.: Киев «Техника», 1989 – 220с.

4. Мунтян Л. М. Розробка та обґрунтування конструкції пристрою для вивчення зносостійкості конструкційних стоматологічних матеріалів і

природних зубів / Л. М. Мунтян, Л. К. Поліщук, О. Б. Кулигін // Biomedical and Biosocial Anthropology. – 2007. - № 8. – С. 121-125.

5. Технічні вимоги

5.1. Склад продукції і вимоги до конструктивної будови.

5.1.1. Пристрій повинен складатися з таких елементів: двигун, редуктор, механізм зворотно-поступального руху, цанговий затискний пристрій, справки з досліджуваним матеріалом, опора, рама, пристрій для зволожування контактуючих тіл.

5.1.2. Габаритні розміри, мм

Довжина	980
ширина	260
висота	300

5.1.3. Кріплення вузла – швидкоз'ємне та жорстке.

5.1.4. Вузол повинен бути доступним до обслуговування та мати систему фіксації

5.2. Показники призначення:

5.3. Пристрій повинен задовольняти таким показникам надійності:

1. Сила притискання дослідного зразка до контактуючого тіла, Н	200
2. Величина переміщення контактуючих тіл, мм	2,82
3. Характер зміни руху	згідно графіка
4. Число циклів напрацювань,	$\times 10^6$

5.4. Вимоги до рівня уніфікації та стандартизації.

При розробці пристрою необхідно по можливості максимально використовувати стандартні вироби та уніфіковані деталі для різних вузлів.

6. Економічні показники

Очікуваний економічний ефект при впровадженні пристрою у виробництво складає 1757 грн/шт. Це дасть змогу окупити вкладені на розробку кошти за 0,93 роки, що менше нормативного терміну окупності, який складає 4 ... 5 років.

ВНТ

7. Стадії і етапи розробки

1.	Постановка задачі та техніко-економічне обґрунтування проекту	15.10.2019
2.	Аналіз існуючих технічних рішень об'єкту проектування	25.10.2019
3.	Розробка конструкції пристрою для вивчення зношування матеріалів при циклічних випробуваннях	10.11.2019
4.	Розрахунково-конструкторський розділ	20.11.2019
5.	Теоретичні дослідження для вивчення зносостійкості стоматологічних матеріалів і природних зубів	25.11.2019
6.	Економічний розділ та охорона праці і безпека у надзвичайних ситуаціях	30.11.2019
7.	Попередній захист.	09.12.2019

8. Порядок контролю та прийому

Порядок контролю та прийому дипломного проекту визначається графіком консультації попереднього захисту проекту, який затверджується кафедрою ГМ та остаточного захисту перед ДЕК.

Корегування стадій та етапів виконання проекту може проводитись при узгодженні з керівником проекту.

Додаток Б

Ілюстративна частина

ВНТУ Галузеве машинобудування

Аналіз існуючих конструкцій

ЗНОШУВАННЯ

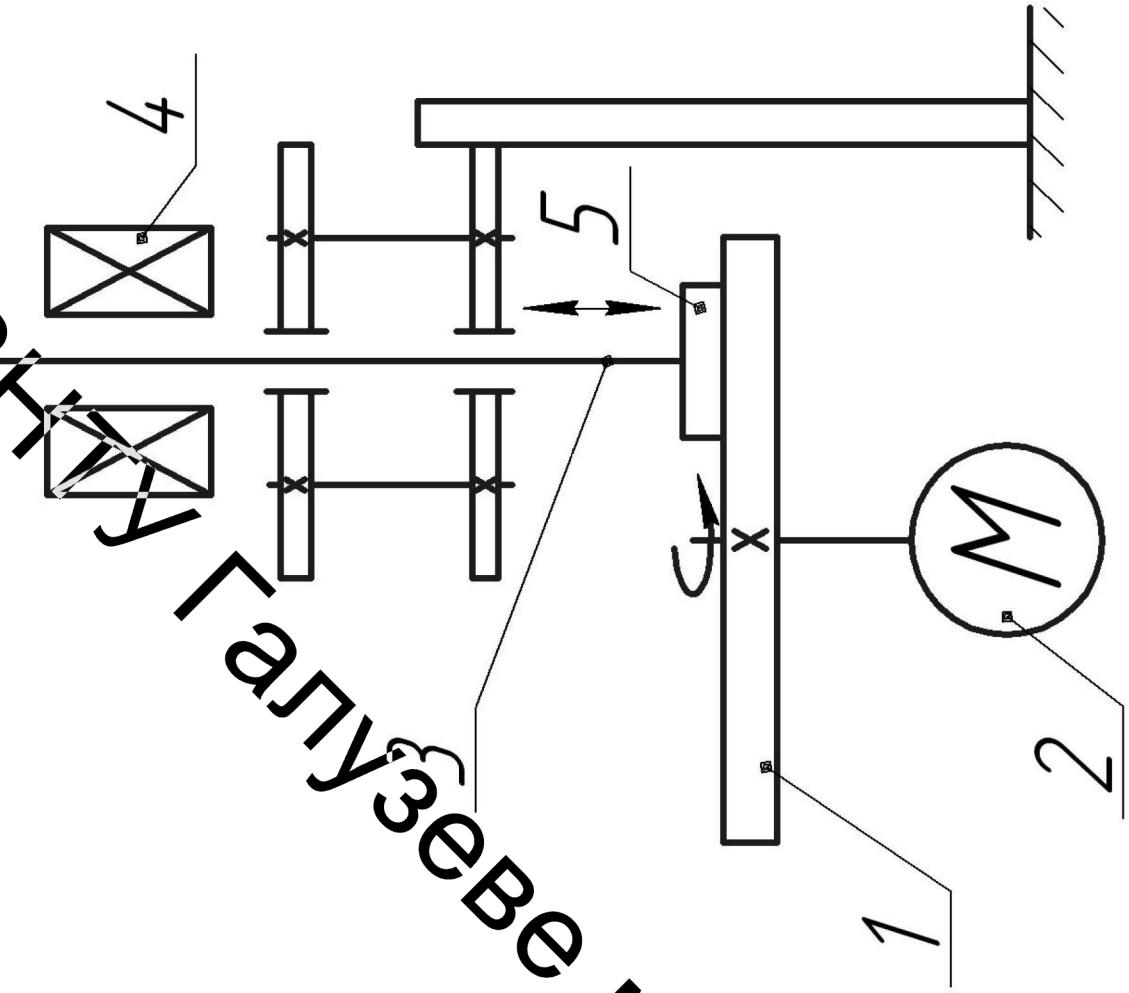


Рисунок 1 – Схема пристрою для випробувань на зношування з електромеханічним приводом та ексцентрисиковим кулачком

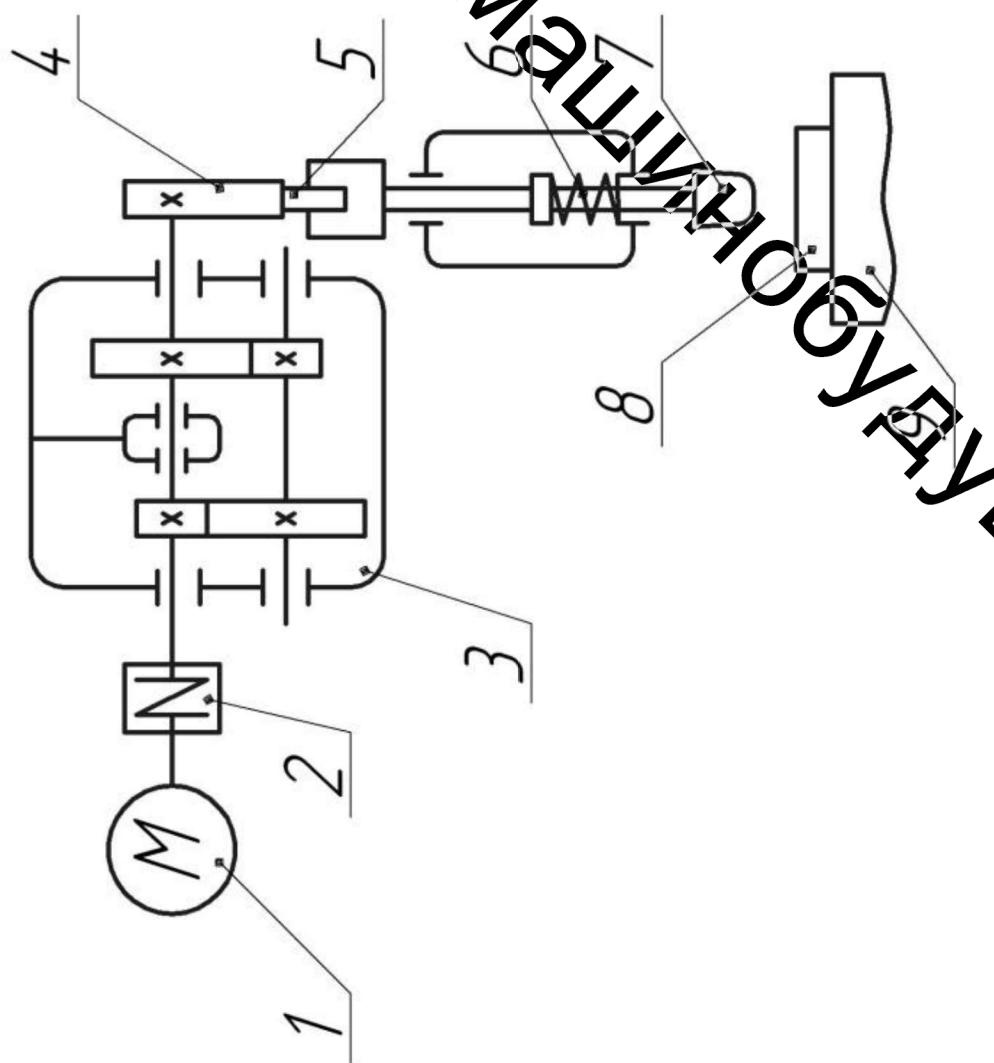


Рисунок 2 – Стенд моделювання процесу зношування стоматологічних матеріалів конструкції МВТУ ім. М.Е. Баумана.

Аналіз існуючих конструкцій (продовження)

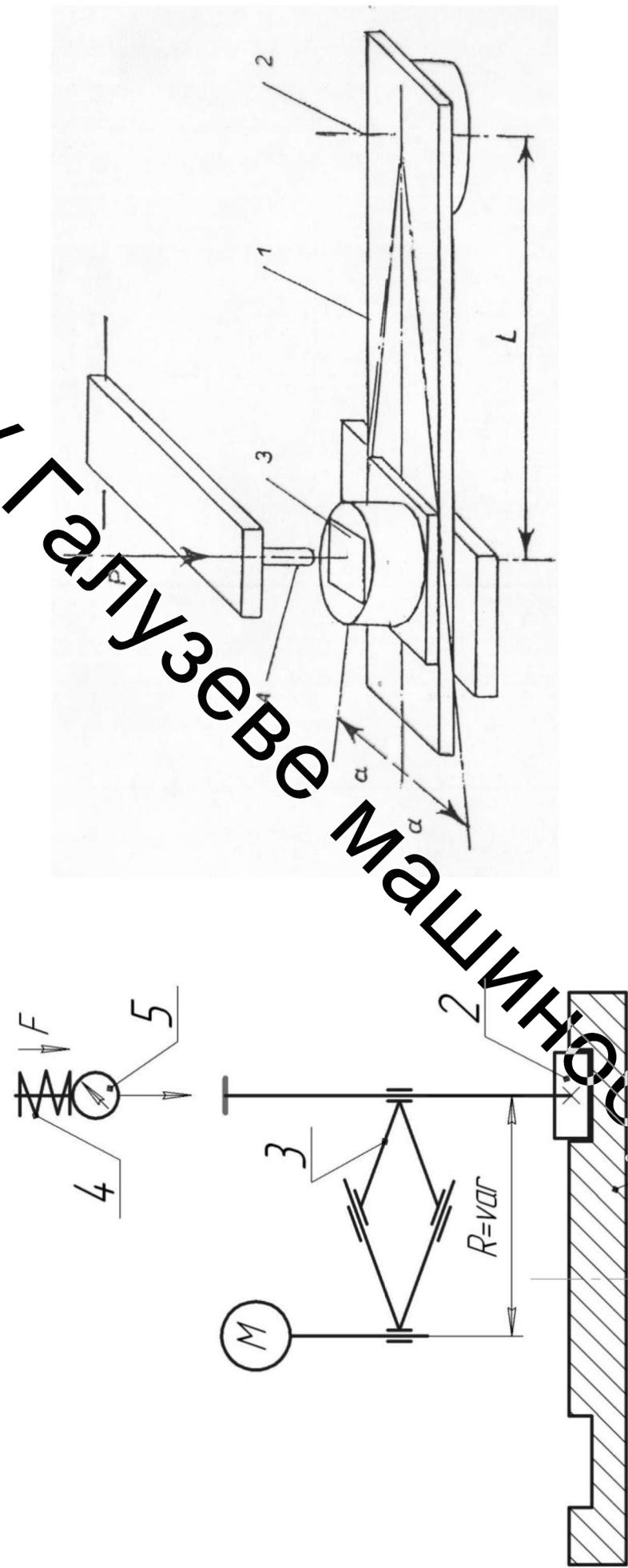


Рисунок 3 – Стенд моделювання процесу зношування стоматологічних матеріалів конструкцій зношування Baumana із зміною швидкості переміщення зразка та зусилля притискання.

Рисунок 4 – Схема пристрою для випробувань матеріалів на зношування конструкції МіФІ.

Результати об'єрнтування кінематичних та силових параметрів

- Кількість жувальних рухів за добу – 1500
- Величина руху нижньої щелепи, мм – 2,5
- Тривалість фази подрібнення їжі, с – 0,5
- Мікроекскурсія в дистальному напрямку, мм^{-1} – 0,32
- Середня сила стискання щелепи під час жування, Н – 200

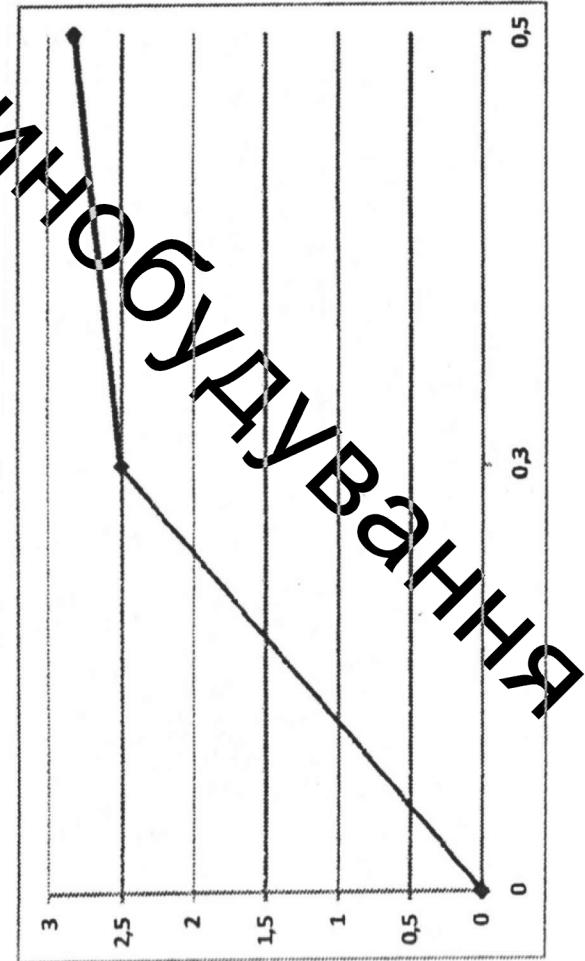


Рисунок 5 – Графік руху переміщень досліджуваного об'єкту у фазі подрібнення їжі

Конструктивна схема розробленого обладнання

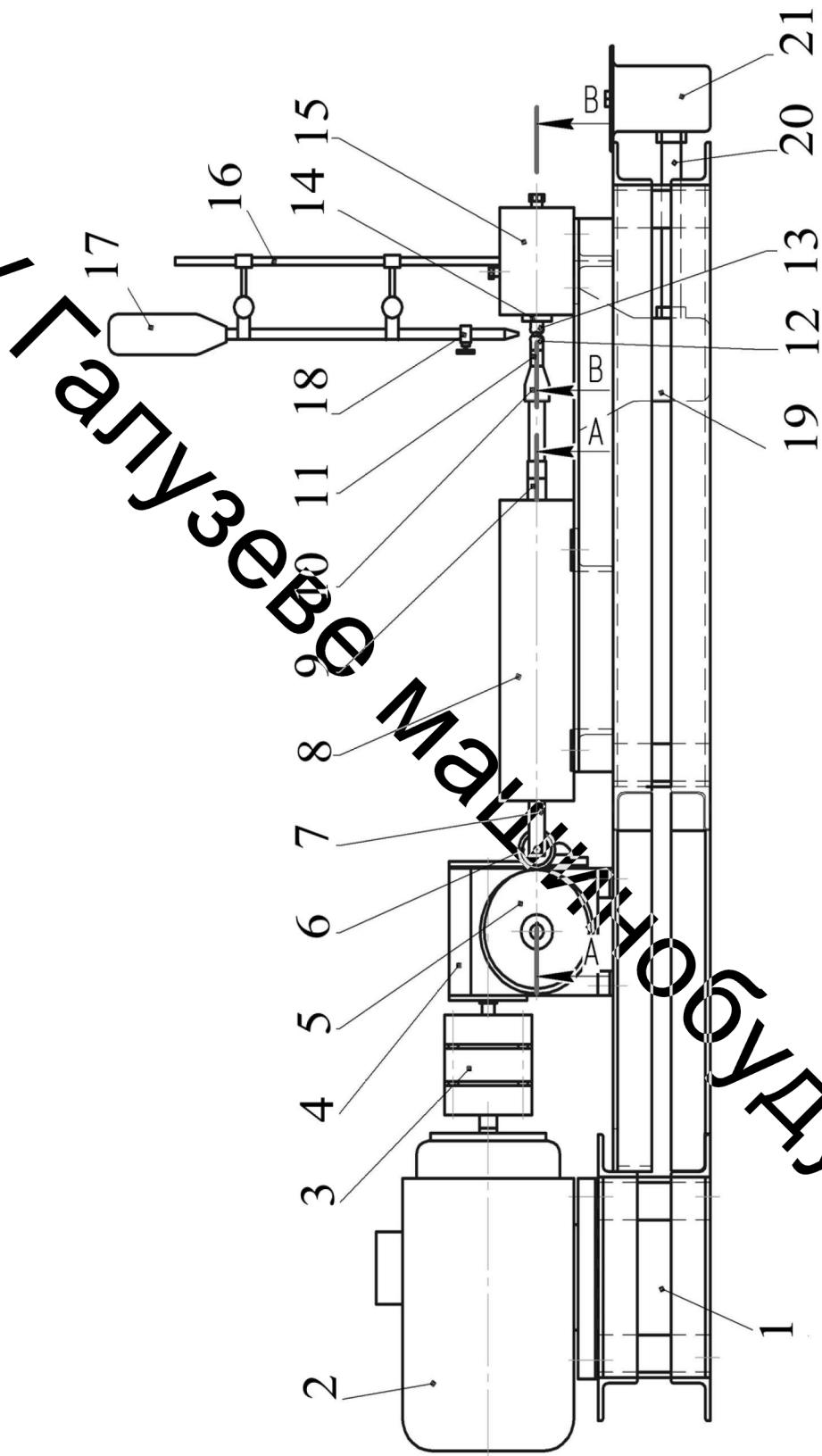
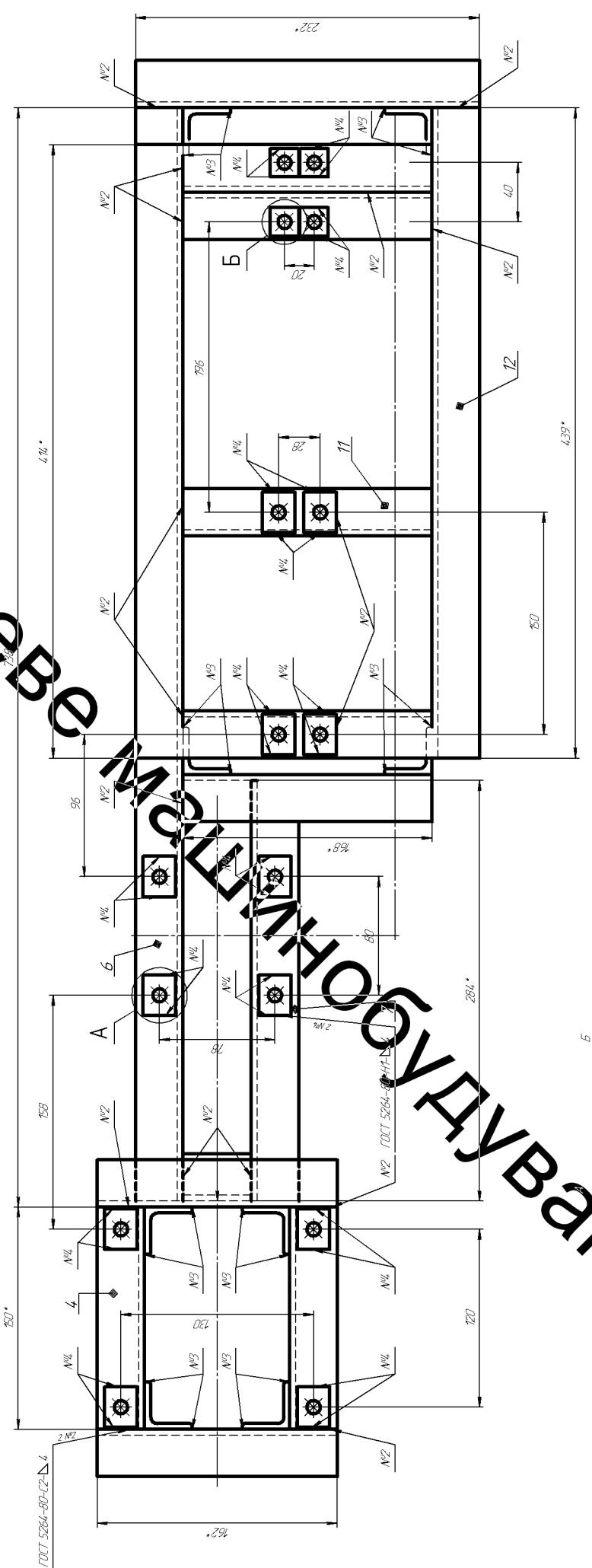
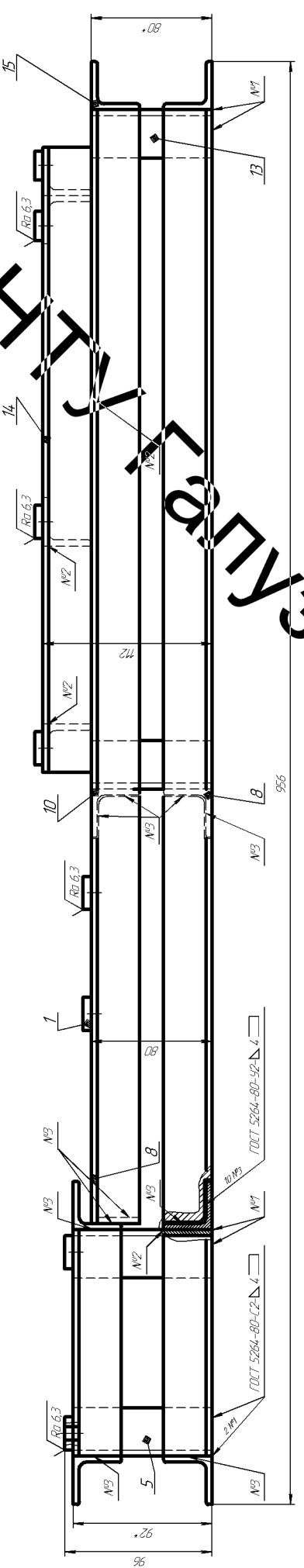


Рисунок 1. Конструктивна схема пристрою для вивчення зношування стоматологічних матеріалів та природних зубів

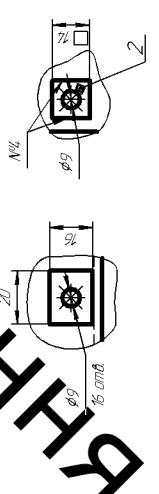
ВНТУ Галузеве машинобудування

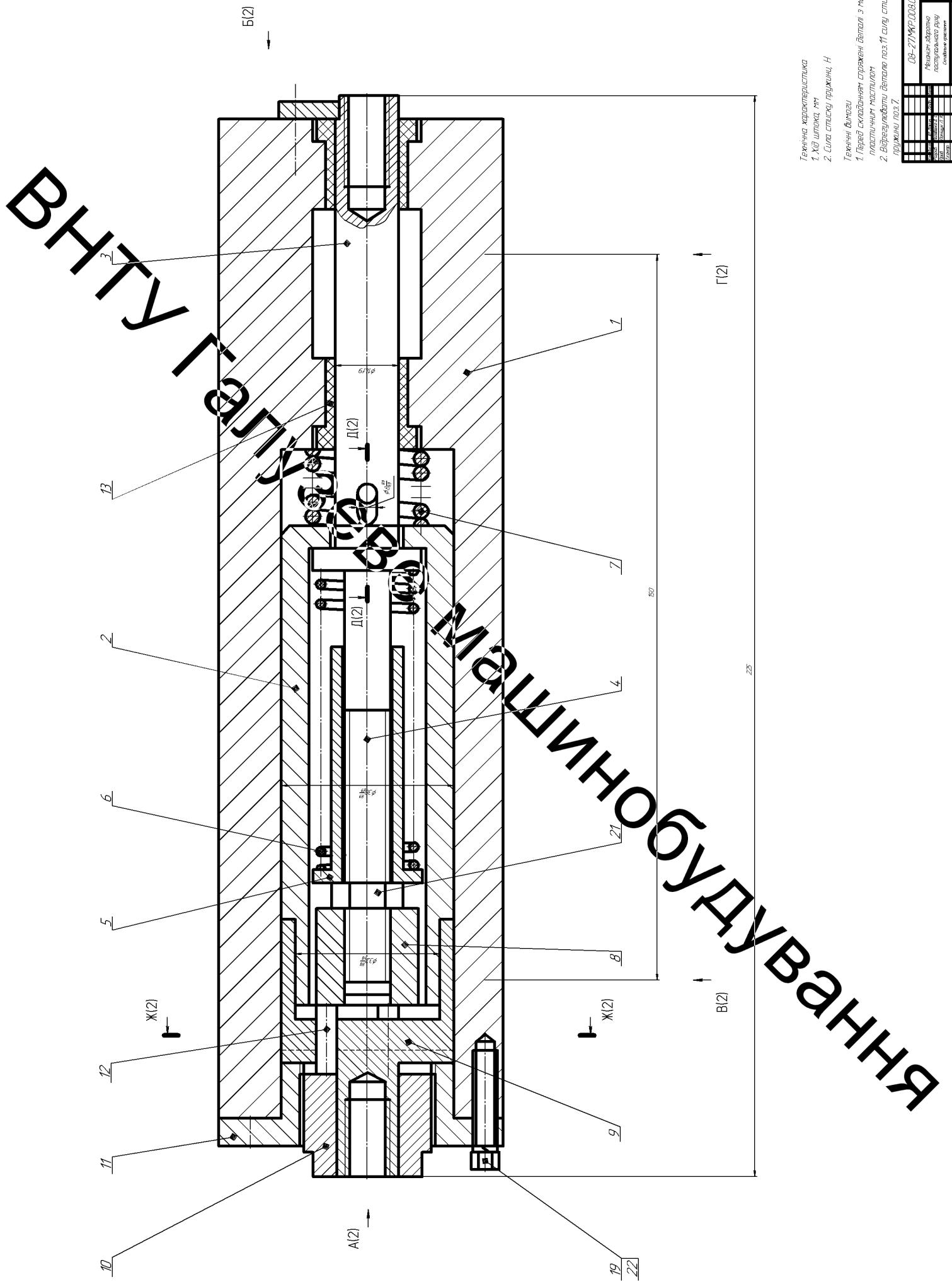
Графічна частина

В



*Размеры для обработки		08-27МКР00801000 СК	РУКА ЭВДРНА	Линия обработки
220	220	220	220	220
220	220	220	220	220
220	220	220	220	220
220	220	220	220	220



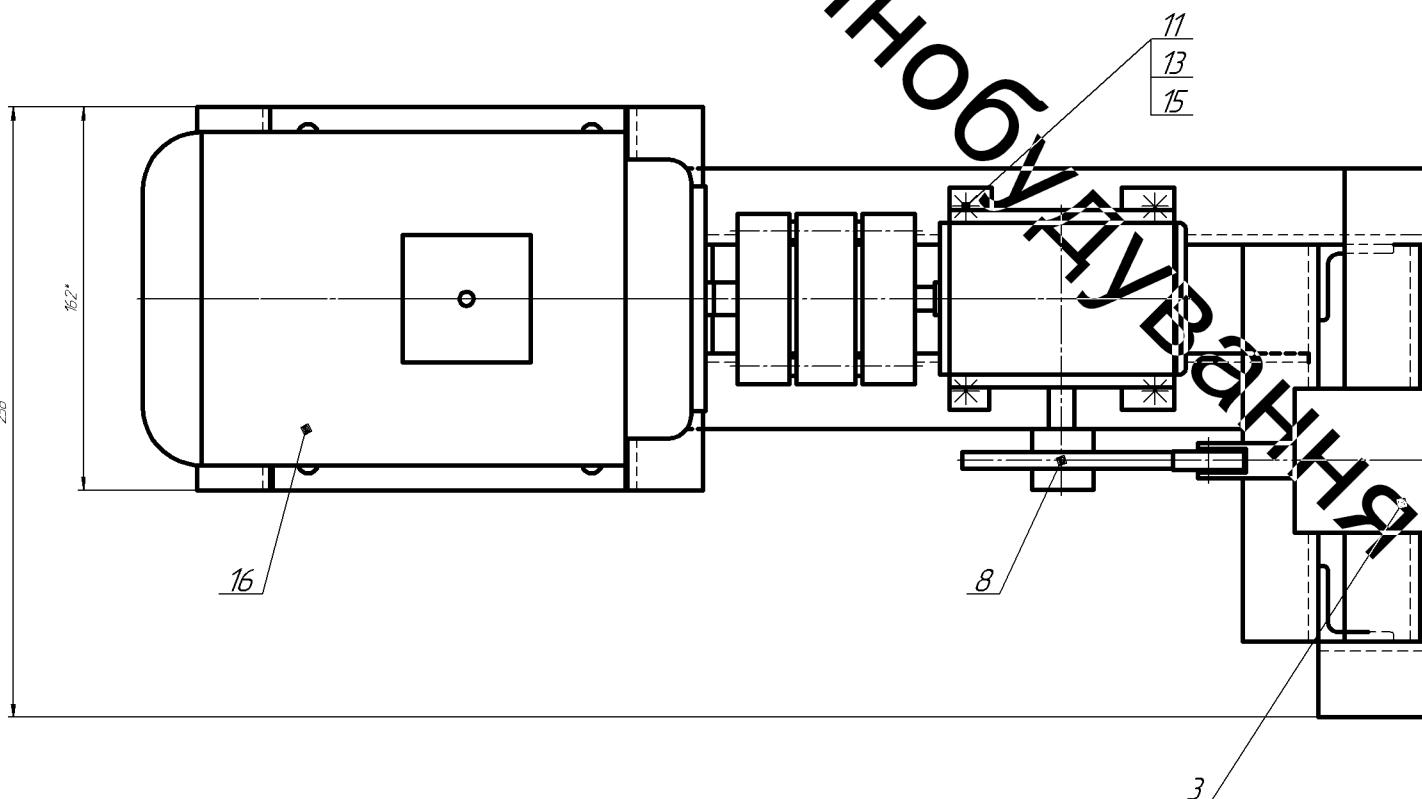
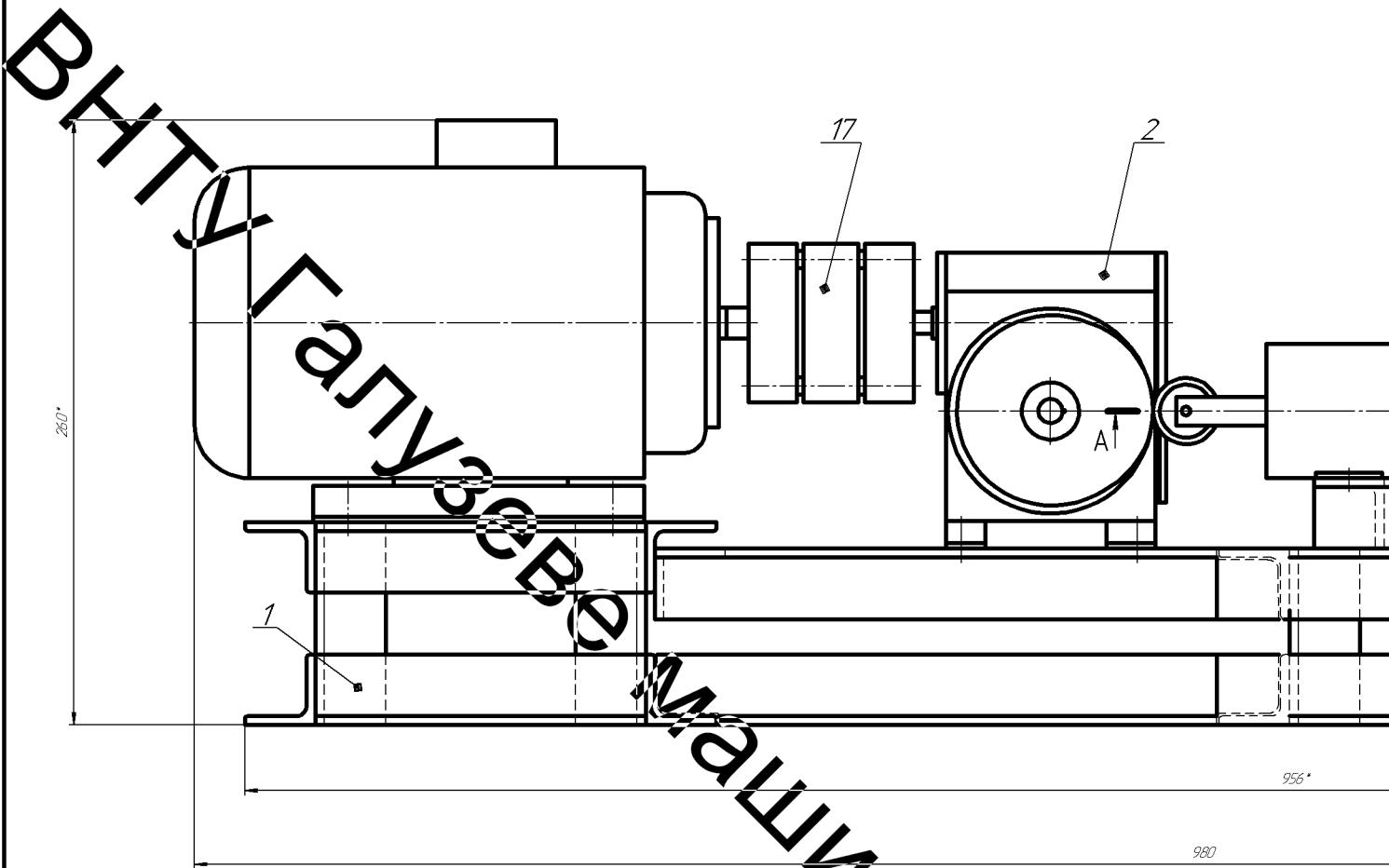


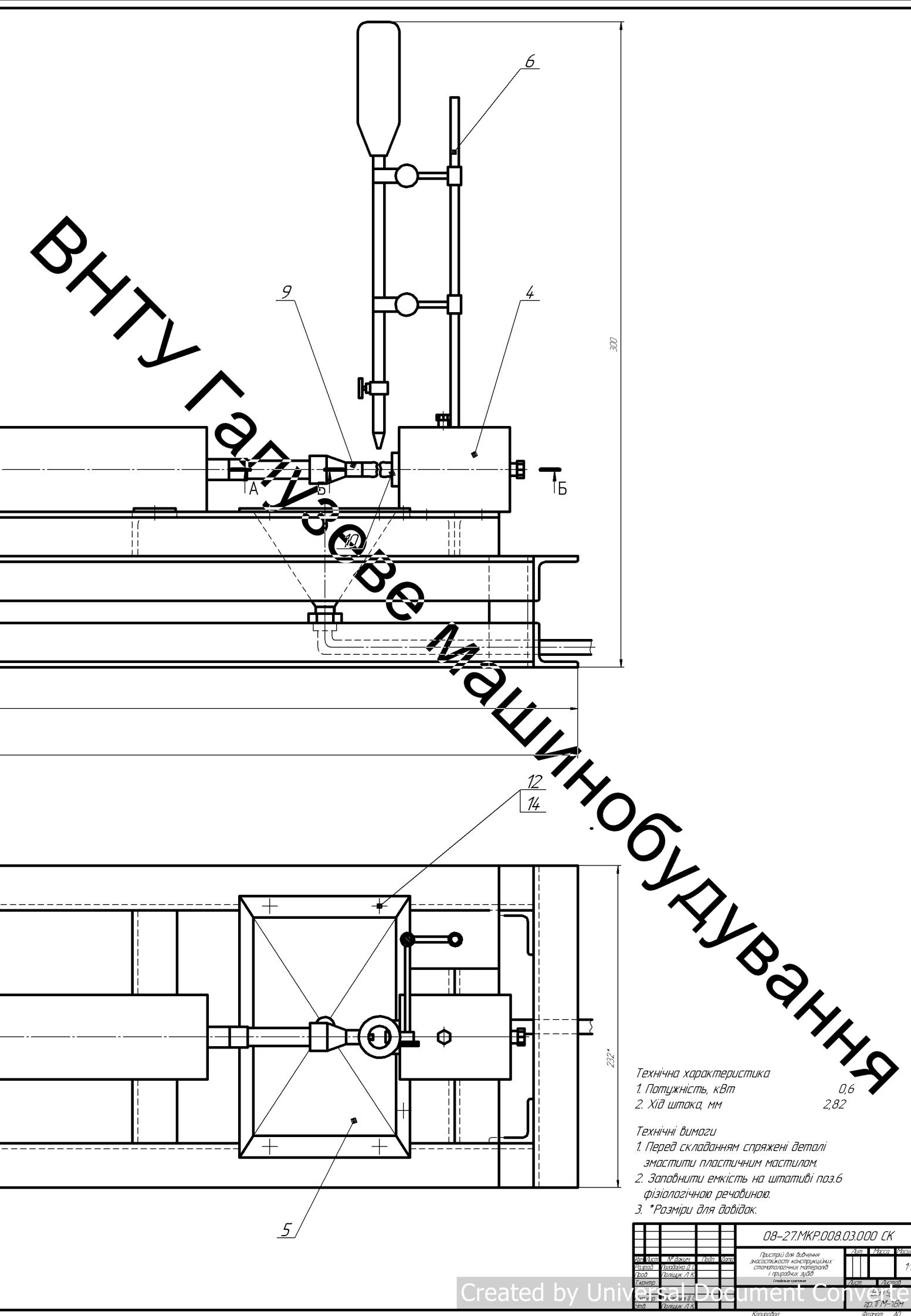
The diagram illustrates a mechanical part with several views:

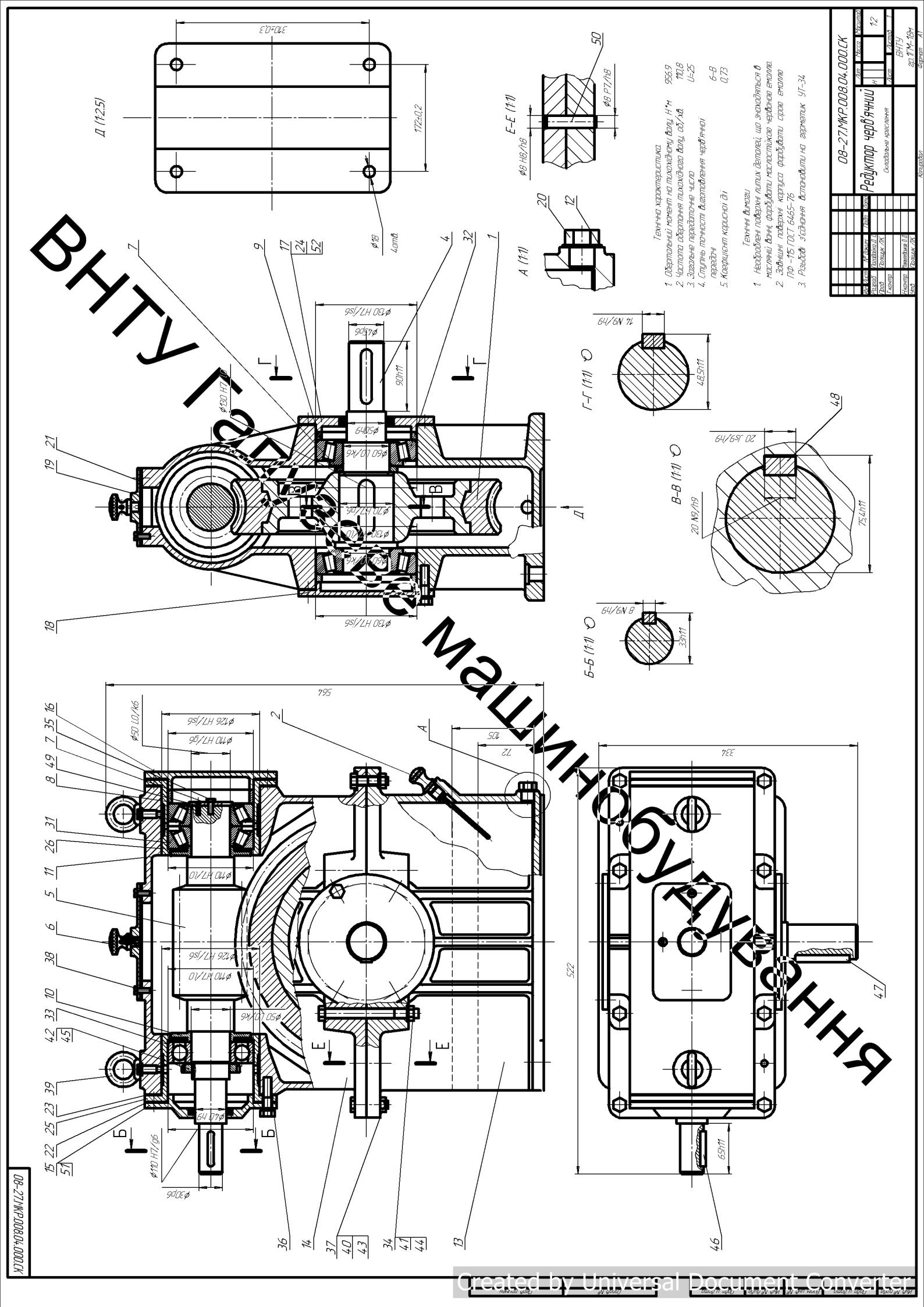
- Front View (A/1):** Shows a circular part with an outer diameter of 75 mm and a central hole of 28 mm.
- Top View (B/1):** Shows a cross-section with a thickness of 15 mm and a central hole of 12.5 mm.
- Left View (C/1):** Shows a side view of the part.
- Right View (D/1):** Shows a cross-section with a dimension of 20/23.
- Bottom View (E/1):** Shows a cross-section with a dimension of 15.
- Section D-D (5:1):** An enlarged view of a section showing internal features with a scale of 5:1.
- Section E-E (2.5:1):** An enlarged view of a section showing internal features with a scale of 2.5:1.

A large diagonal watermark reading "Львівське машинобудування" is overlaid across the drawing.

110

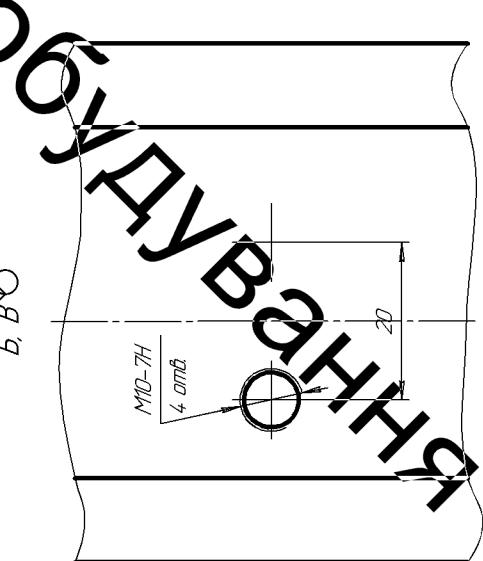
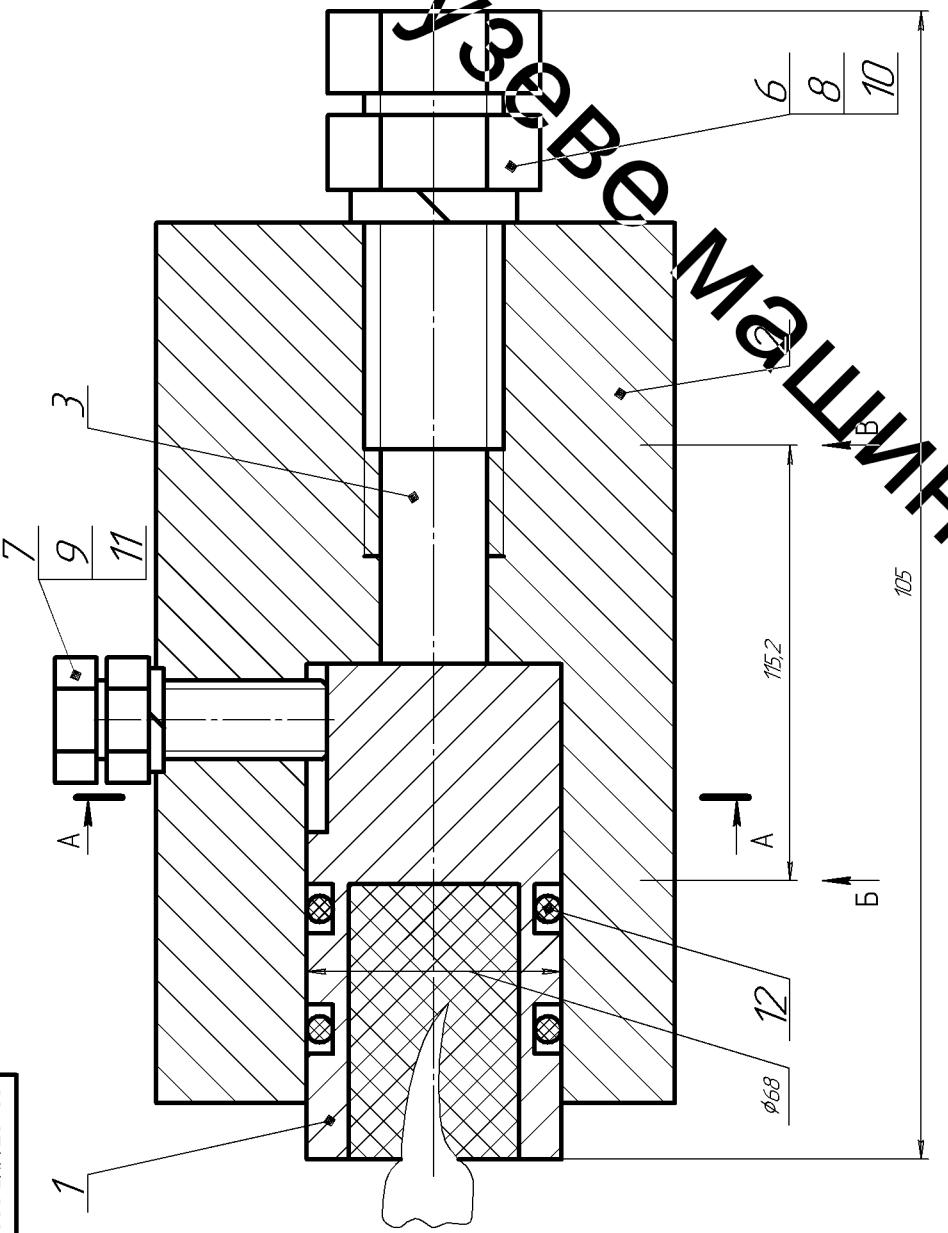
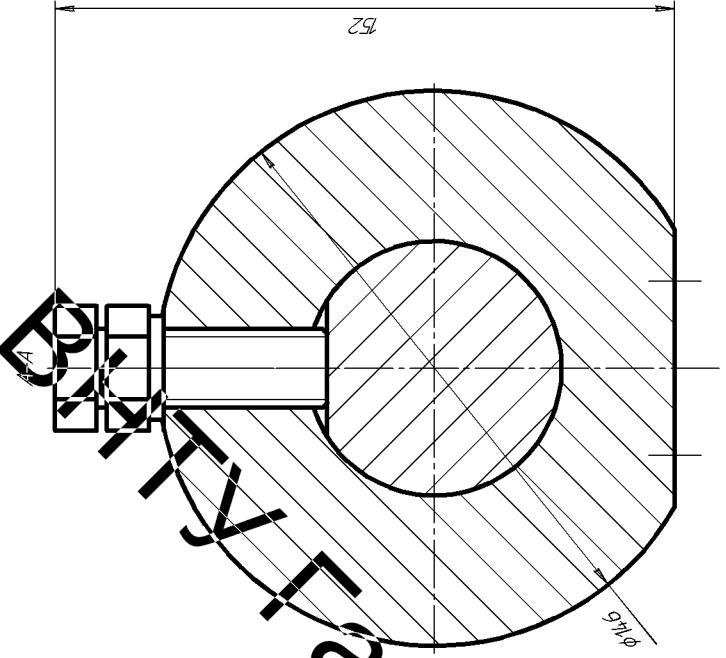






08-27MKP.008.05.000 CK	08-27MKP.008.05.000 CK	08-27MKP.008.05.000 CK	08-27MKP.008.05.000 CK
2.1	2.1	2.1	2.1
БНТЧ	БНТЧ	БНТЧ	БНТЧ
27.11.184	27.11.184	27.11.184	27.11.184
Конструктор	Конструктор	Конструктор	Конструктор

Деталь поз.1 встаноўленае з допустимым
кутоўым эмішненям $\pm 3^\circ$ за дадатковага деталі поз.7



Додаток Г

Специфікації

ВНТУ Галузеве машинобудування

Справ №	Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Примечание
						Документация	
					08-27.МКР.008.01.000 СК	Складальне креслення	
						Детали	
				1	08-27.МКР.008.01.001	Платик	12 20x16
				2	08-27.МКР.008.01.002	Платик	4 14x14
						Матеріали	
				3		Кутник рівнобокий 3,2 ГОСТ 8509-93	4 l=162
				4		Кутник рівнобокий 3,2 ГОСТ 8509-93	4 l=150
				5		Кутник рівнобокий 3,2 ГОСТ 8509-93	4 l=90
				6		Кутник рівнобокий 3,2 ГОСТ 8509-93	2 l=738
				7		Кутник рівнобокий 3,2 ГОСТ 8509-93	2 l=284
				8		Кутник рівнобокий 3,2 ГОСТ 8509-93	5 l=168
				9		Кутник рівнобокий 3,2 ГОСТ 8509-93	1 l=60
				10		Кутник рівнобокий 3,2 ГОСТ 8509-93	1 l=420
				11		Кутник рівнобокий 3,2 ГОСТ 8509-93	4 l=80
				12		Кутник рівнобокий 3,2 ГОСТ 8509-93	2 l=439
				13		Кутник рівнобокий 3,2 ГОСТ 8509-93	2 l=232

08-27.MKP.008.01000

Рама зварна

ГЛОБАЛЬНЫЕ КОМПЛЕКСЫ

Crea
Konzeptbroschüre

<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
	1

ВНТУ,
20.11.М-18М
Формат A4

Created by Universal Document Converter

№ постр.	Подп. и дата	Бум. №	№ документа	Подп. №
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Формат	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Лист	№			
	21	Гайки ГОСТ 5915-58		
		М10-7Н5	8	
	22	Шайбы ГОСТ 6402-70		
	23	1065Г 02 9	8	
		865Г 02 9	2	

В

И

Д

з

а

и

и

и

и

и

Порядок	Номер документа	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
					Формат Зона Поз.
			Документация		
A1		08-27.МКР.008.03.000 СК	Складальне креслення		
			<u>Складальні одиниці</u>		
A1	1	08-27.МКР.008.01.000	Рама зварна	1	
A1	2	08-27.МКР.008.02.000	Механізм зворотньо поступального руху	1	
A1	3	08-27.МКР.008.03.000	Опора	1	
A2	4	08-27.МКР.008.04.000	Редуктор	1	

Стандартні видобу

Болти ГОСТ 7798-70

Позиція		Номер позиції	Опис	Кількість
11		M10-8gx40.58		16
12		M12-8gx40.58		5
13		Гайки ГОСТ 5915-58		16
14		M10-7H.5		5
		M12-7H.5		

08-27.MKP.008.03.000

Пристрій для вивчення зносостійкості конструкційних стоматологічних матеріалів і природних зубів

Лист *Листов*

ВНТЧ

2D.1ΓΜ-18Μ

№ подл.	Подп. и дата	Взам. № подл.	№ документа	Подп. и дата
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Формат	Эдна	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		15		Шайба ГОСТ 6402-70		
				865Г 02 9	16	
		16		Двигун 4А132С4Ч3		
				ГОСТ 19523-74	1	
		17		Муфта пружина втулочно-пальцева 250-40-12-Ч3		
				ГОСТ 21424-75	1	

Справ №	Перф. примен.	Формат	Эдна	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме- чаніє
						<u>Документація</u>		
A1					08-27.MKR.008.04.000 СК	Складальне креслення		
						<u>Складальні одиниці</u>		
A3	1				08-27.MKR.008.04.100	Колесо черв'ячне	1	
	2				08-27.MKR.008.04.200	Маслопоказчик	1	
						<u>Деталі</u>		
A3	4				08-27.MKR.008.04.004	Вал тихохідний	1	
A3	5				08-27.MKR.008.04.005	Вал -черв'як	1	
A4	6				08-27.MKR.008.04.006	Віддушина	1	
A4	7				08-27.MKR.008.04.007	Кільце	1	
A4	8				08-27.MKR.008.04.008	Кільце	1	
A4	9				08-27.MKR.008.04.009	Кільце	2	
A4	10				08-27.MKR.008.04.010	Кільце масляна примуюче	1	
A4	11				08-27.MKR.008.04.011	Кільце масляна примуюче	1	
A4	12				08-27.MKR.008.04.012	Кільце ущільнююче	1	
A2	13				08-27.MKR.008.04.013	Корпус редуктора	1	
A2	14				08-27.MKR.008.04.014	Кришка редуктора	1	
A4	15				08-27.MKR.008.04.015	Кришка		
A4	16				08-27.MKR.008.04.016	Кришка	1	
A4	17				08-27.MKR.008.04.017	Кришка	1	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата				
Разраб.	Погодайко Д. С.							
Проб.	Поліщук Л.К.							
Нконтр.	Манжлевський О. Д.							
Утв.	Поліщук Л.К.							

08-27.MKR.008.04.000

Редуктор
черв'ячний

Лит.	Лист	Листов
н	1	3

ВНТЧ,

гр. 1Г-18М

Формат	Эдна	Н/р.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		18	08-27.MKP.008.04.018	Кришка	1	
		19	08-27.MKP.008.04.019	Кришка люка	1	
		20	08-27.MKP.008.04.020	Продка зливна	1	
		21	08-27.MKP.008.04.021	Прокладка	1	
		22	08-27.MKP.008.04.022	Прокладка	2	
		23	08-27.MKP.008.04.023	Прокладка	2	
		24	08-27.MKP.008.04.024	Прокладка	2	
		25	08-27.MKP.008.04.025	Стакан	1	
		26	08-27.MKP.008.04.026	Стакан	1	

Стандартні вироби

Підшипники ГОСТ 333-79

31	7310 C3	2
32	7312	2
33	Підшипник 310 C3 ГОСТ 8338-75	1
34	Болт M12-8g x 120.58 ГОСТ 7796-70	4
35	Болти ГОСТ 7798-70 M6-8g x 16.58	1
36	M10-8g x 40.58	28
37	M10-8g x 45.58	8
38	Гвинт 2М6-8g x 16.58 ГОСТ 1491-72	4

Н/р. № по дн.	Подп. и дата	Взам. н/р. №	Н/р. № дубл.	Подп. и дата

Изм. /лист № докум. Подп. Дата

08-27.MKP.008.04.000

Копировано

Created by Universal Document Converter

лист

2

Формат А4

№ по дн.	Подп. и дата	Взам. №№	№ документа	Подп. и дата

Формат	Эдна	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		39		Рым-болт М10.019		
		40		ГОСТ 4751-73	2	
		41		Гайка М10-7Н6.05		
		42		ГОСТ 5915-70	2	
		43		Гайка М12-7Н6.05		
		44		ГОСТ 15522-70	4	
		45		Гайка М48 x 1,56		
		46		ГОСТ 11871-80	1	
		47		Шайба ГОСТ 6402-70		
		48		1065 Г.02.09	28	
		49		1265 Г.02.09	4	
		50		Шайба 48.02.029		
		51		ГОСТ 11872-80	1	
		52		Шпонки ГОСТ 23360-78		
				8 x 7 x 50	1	
				14 x 9 x 70	1	
				20 x 12 x 70	1	
				Штифты ГОСТ 3128-70		
				4к7 x 16	1	
				8к7 x 30	2	
				Манжеты ГОСТ 8752-79		
				1. 1-40 x 56-1	1	
				1. 1-50 x 70-1	1	
				<u>Материалы</u>		
				Масло ИГП -114		
				ГОСТ ТУЗ8.101413-78	3,78	*10 ⁻³ м ³
				Пластичное масло ЦИАТИМ-203		
				ГОСТ 8773-73	5	*10 ⁻⁴ м ³

Изм. /лист № докум. Подп. Дата

Порядковий номер	Видим. інф. №	Набір № дубліката	Порядок у датам	Обозначення	Наименование	Примечання
Порядковий номер	Формат	Зона	Поз.			
					Документація	
				08-27.МКР.008.05.000 СК	Складальне креслення	
					<u>Деталі</u>	
1	08-27.МКР.008.05.001				Оправка	
2	08-27.МКР.008.05.002				Корпус	
3	08-27.МКР.008.05.003				Проставка	
					<u>Стандартні вироби</u>	
6					Болти ГОСТ 7798-70	
6					М36-8гх40.58	1
7					М20-8гх40.58	1
					Гайки ГОСТ 5915-58	
8					М36-7Н.5	1
9					М20-7Н.5	1
					Шайби ГОСТ 6402-70	
10					3665Г 02 9	1
11					2065Г 02 9	1
12					Кільце гумове	
					ГОСТ 9833-73	
					054-060-3.6	2

08-27.MKP.008.05.000

Onopa

Складальне креслення

Лист	Листовъ
	1

ВНТУ,
20.11.М-18М
Формат А4