

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

Пояснювальна записка
до магістерської кваліфікаційної роботи
магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: «Електрогідравлічний вібраційний привод дослідного стенда»

08-62.МКР.08.00.000 ПЗ

Виконав: студент 2 курсу за ОПП «Магістра»,
групи ІГМ-23м
спеціальності 133

Галузеве машинобудування

(шифр і назва напрямку підготовки)

Віталій ЦИБУЛЬСЬКИЙ

(прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доцент

Андрій СЛАБКІЙ

(прізвище та ініціали)

Опонент: к.т.н., доцент

Олександр ГАЛУЩАК

(прізвище та ініціали)

Допущено до захисту

Завідувач кафедри ГМ

д.т.н., професор Леонід ПОЛІЩУК

«43» жовтня 2024р.

Вінниця ВНТУ – 2024 року

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

Рівень вищої освіти II-й (магістерський)

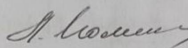
Галузь знань – 13 Механічна інженерія

Спеціальність – 133 – Галузеве машинобудування

Освітньо-професійна програма – Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ГМ

 **ПОЛІЩУК Леонід**

"17" вересня 2024 року

З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ
Віталію ЦИБУЛЬСЬКОМУ

1. Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Електрогідравлічний вібраційний привод дослідного стенда»

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи: к.т.н. доц. СЛАБКІЙ Андрій, затверджені наказом вищого навчального закладу від "17" вересня 2024 року №310

2. Строк подання студентом магістерської кваліфікаційної роботи: 10.12. 2024р.

3. Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: 1) Робочий діапазон частот коливання, Гц 0...6; 2) Максимальний робочий тиск в поршневій порожнині циліндра під час робочого ходу, МПа – 20; 3) Зусилля на штоці циліндра за максимального тиску, кН – 8000; 4) Аплітуда кодівань, мм – 15мм; 5) Коефіцієнт запасу по потужності K_m – 1,25...1,5

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки:

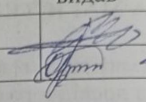
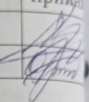
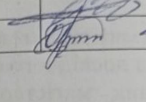
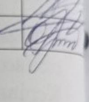
1) вступ; 2) Дослідження проблематики теми МКР та формування напрямків покращення та розробки нових зразків аналогічних зразків техніки; 3) Розробка нової конструкції електрогідравлічного вібраційного приводу дослідного стенда; 4) Виконання проєктних та перевірочних розрахунків елементів конструкції; 5) Розробка математичної моделі та дослідження її економічне оцінювання доцільності розробки.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

1) Огляд представлених на вітчизняному ринку вібраційних стендів (пл. ф.А1); 2) Патентно-інформаційний огляд (пл.. ф.А1) 3) Складальний кресленик електрогідравлічного вібратора (кресл. ф. А1) 4) Схема

принципова комбінована електрогідравлічного вібраційного привода дослідного стенда (кресл. ф.А1 – 1 арк.); 5) Математична модель гідравлічного вібратора (пл. ф.А1 – 1 арк.); 6) Результати математичного моделювання (пл. ф.А1 – 1 арк.); 7) Скрипт програми дослідження математичної моделі в Matlab (пл. ф.А1 – 1 арк.); 8) Складальне креслення гідростанції (кресл. ф.А1 – 1 арк.); 9) Складальний кресленик гідроблоку керування (кресл. ф.А1 – 1 арк.).

6. Консультанти розділів магістерської кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Основний	к.т.н., доц. Андрій СЛАБКІЙ		
Економічний	к. т. н., доц. Ольга РАТУШНЯК.		

7. Дата видачі завдання 19.09.2024 року.

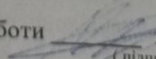
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів МКР	Примітка
1	Вступ	01.10.2024р	
2	Теоретичний аналіз конструкції вібраційних стендів та тенденції їх розвитку	15.10.2024р	
3	Розробка конструкції електрогідравлічного вібраційного привода дослідного стенда	2.11.2024р	
4	Конструкторські розрахунки	19.11.2024р	
5	Економічний аудит розробки	22.11.2024р	
6	Розрахунок кількості коштів на впровадження розробки, та строку їх окупності	25.11.2024р	
7	Підготовка графічної частини МКР	09.12.2024р	
8	Попередній захист на кафедрі	10.12.2024р	
9	Захист МКР ЕК	20.12.24 – 23.12.24р	

Студент 

Віталій ЦИБУЛЬСЬКИЙ
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

 Андрій СЛАБКІЙ
(підпис) (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ

ABSTRACT

ВСТУП	4
1 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ВІБРАЦІЙНИХ СТЕНДІВ ТА ТЕНДЕНЦІЙ ЇХ РОЗВИТКУ	7
1.1 Класифікація вібраційних стендів.....	7
1.2 Аналіз представлених на вітчизняному ринку вібраційних стендів..	11
1.3 Патентно-інформаційний огляд	14
2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО ВІБРАЦІЙНОГО ПРИВОДУ ДОСЛІДНОГО СТЕНДА.....	21
3 ГІДРАВЛІЧНИЙ І КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ГІДРАВЛІЧНОГО ВІБРАТОРА.....	29
3.1 Визначення площі поршня і діаметру штоку.....	29
3.2 Міцнісний розрахунок штоку.....	31
3.3 Визначення витрати рідини у гідростатичних підшипниках.....	32
3.4 Вибір основної і допоміжної гідроапаратури	36
4 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ І ДИНАМІКА ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО ВІБРАТОРА	37
4.1 Розрахунок блоку статичного навантаження.....	37
4.2 Математична модель.....	44
4.3 Обґрунтування параметрів конструкторської золотника.....	48
4.4 Аналіз динамічних процесів.....	54
5 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	56
5.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки	56
5.2 Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи	62
5.3 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки ..	70
5.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності.....	71
ВИСНОВКИ.....	75
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	76

ДОДАТКИ	78
ДОДАТОК А – ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ.....	79
ДОДАТОК Б – ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА.....	84
ДОДАТОК В – СПЕЦИФІКАЦІЇ.....	93
ДОДАТОК Г – ПРОТОКОЛ ПЕРЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ.....	97

ВСТУП

Актуальність теми. Зазвичай вібрації, що виникають під час роботи машин і механізмів небажані, оскільки вони погіршують умови експлуатації, якість обробки, збільшують зношування інструменту, призводять до аварій і виходу з експлуатації устаткування і приладів тощо.

Боротьба з небажаними вібраціями призвела до створення вібротехніки, заснованої на цілеспрямованому використанні вібрацій.

В даний час широко використовуються різні види вібраційних механізмів (вібраторів): електромеханічні, електромагнітні, електродинамічні, пневматичні, гідравлічні. Найбільш перспективними є гідравлічні вібратори різних типів, які з'явилися в останні десятиліття і застосовуються створення цілеспрямованих вібрацій:

- при випробуванні машин, приладів, апаратів, пристроїв електронної техніки на віброміцність та вібростійкість;
- при підвищенні якості та ефективності таких технологічних процесів, як точіння (віброточіння), свердління (вібросвердлення), штампування (віброштампування), пресування (вібропресування), так як значною мірою зменшуються сили різання та тертя, покращується чистота оброблюваних поверхонь;
- з метою прискорення процесів бродіння у харчовій промисловості;
- при розподілі газових, рідких, твердих фаз і фракцій один від одного (вібролиття, збагачення руд дорогоцінних металів).

Гідравлічні вібратори мають ряд переваг у порівнянні з іншими видами вібраторів:

- 1) високою питомою потужністю, що дозволяє зробити вібратор з мінімальними габаритами та вагою;
- 2) великою міцністю, надійністю;
- 3) високою точністю відтворення заданої форми вібраційної дії і стабільністю робочих характеристик;

4) відносною простотою обслуговування та експлуатації.

Мета і задачі дослідження. Мета магістерської кваліфікаційної роботи (МКР) – розробка електрогідравлічного вібраційного приводу дослідного стенда.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв’язати такі задачі:

- проаналізувати відомі конструкції вібраційних стендів та визначити тенденції їх розвитку;
- ґрунтуючись на тенденціях розвитку дослідних вібраційних та віброударних дослідних стендів розробити конструкцію електрогідравлічного приводу дослідного стенду;
- розробити математичну модель електрогідравлічного вібраційного стенду та виконати її дослідження;
- виконати конструкторські розрахунки, що необхідні для розробки робочої конструкторської документації та побудови дослідного зрузку;
- розрахувати економічну складову, що необхідна для виготовлення дослідного зрузку з подальшим впровадженням у виробництво;
- виконати економічний аналіз розробленого пристрою з орієнтовним визначенням кошторису витрат на виготовлення його дослідного зразка та впровадження пристрою у виробництво, а також визначити термін окупності цих витрат.

Об’єкт дослідження – динамічні процеси в електрогідравлічного вібраційного приводу дослідного стенда.

Предмет дослідження – електрогідравлічний вібраційний привод дослідного стенда.

Методи дослідження. Дослідження динамічних процесів у електрогідравлічного вібраційного приводу дослідного стенда засобами математичного моделювання, зокрема з використанням відповідного спеціалізованого програмного забезпечення.

Наукова новизна одержаних результатів.

Розроблено та проаналізовано математичну моделі електрогідравлічного вібраційного приводу дослідного стенда за допомогою програмного пакету MATLAB

Практичне значення одержаних результатів. Розроблено конструкцію електрогідравлічного вібраційного приводу дослідного стенда для імітації вібрацій спеціально підібраної частоти та амплітуди, з метою покращення якості продукції, що виготовляється.

Особистий внесок здобувача. Розроблена конструкцію та відповідна конструкторська документація електрогідравлічного вібраційного приводу дослідного стенда з можливістю відносно простого накладання різноманітних параметрів вібронавантаження.

Апробація результатів дослідження. Апробація результатів дослідження і дослідно-конструкторських розробок пристрою доповідалась на НТК ВНТУ.

1 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ВІБРАЦІЙНИХ СТЕНДІВ ТА ТЕНДЕНЦІЙ ЇХ РОЗВИТКУ

1.1 Класифікація вібраційних стендів

Вібрацією називаються механічні коливання твердих тіл. Найчастіше вібраційне навантаження є фактором, який може призвести до зміни параметрів виробу, появи збоїв у роботі або поломки виробу.

Більшість сучасних виробів, що випускаються на підприємствах, повинні зберігати свої параметри в межах впливу механічних та кліматичних впливів, встановлених у технічному завданні чи стандартах. Як правило, це стосується складних електронних, електромеханічних або електротехнічних виробів, які застосовуються у високотехнологічних галузях промисловості.

Останнім часом при проектуванні виробів все більшої популярності набирають математичне моделювання та чисельні методи. При цьому навіть якщо врахувати той фактор, що результати математичного моделювання стали близькими до реальної поведінки виробу під дією динамічних навантажень, вібровипробування досі залишаються найбільш надійним способом виявлення нелінійностей та визначення віброміцності та вібростійкості виробів [1 – 5].

Для того, щоб забезпечити високу якість продукції в умовах зростання конкуренції, зробити виріб більш економічним і надійним, перевірити зміни в конструкції виробу, підприємства-розробники проводять вібраційні випробування на вплив механічних факторів за допомогою сучасного випробувального обладнання – вібростендів.

Вібростенди дозволяють проводити такі види випробувань [1]:

- випробування на віброміцність (визначення максимальних вібраційних навантажень, після яких відбувається руйнування об'єкта випробувань);

- випробування на віброупорядковість (визначення функціонування об'єкта випробувань під дією вібраційних навантажень, ступінь вібраційних навантажень нижче тих, що призводять до руйнування);
- модальні випробування, дослідницькі завдання (визначення передавальних функцій, коефіцієнтів демпфування, пошук резонансних частот).

За типом приводу вібраційного приводу поділяють на [2]:

- Електродинамічні;
- Електромагнітні;
- П'єзоелектричні;
- Гідравлічні;
- Пневматичні;
- Механічні.

За призначенням віброустановки поділяють на [3, 4]:

- Дослідні;
- Калібровочні;
- Транспортувальні ;
- Сейсморозвідка;
- Випробувальні.

Найбільш поширеними вібраційними стендами є електродинамічні, гідравлічні та електромеханічні.

Електродинамічні вібростенди забезпечують штовхання за рахунок магнітного поля та змінного струму [4].

Провідник намотується на циліндричну основу (арматуру), яка входить до складу нерухомої системи вібростенду і вся рухома конструкція пружно підвішується в радіальному магнітному полі. В результаті на рухому систему діє поздовжня сила, пропорційна струму, що протікає через провідник. Переваги такого виду вібростендів заключаються в наступному:

- широкий діапазон частот, що моделюються;
- високий рівень моделюваних прискорень;

- забезпечення високих значень переміщень;
- низький рівень гармонічних спотворень;
- можливість керування в автоматичному та ручному режимах;
- моделювання режимів випробувань будь-якої складності.

Гідравлічні вібростенди створюють зусилля, що штовхає, за рахунок зміни тиску рідини за заданим законом. Сила та переміщення передаються об'єкту випробувань за допомогою гідроциліндра, що керується сервоклапаном. Вібростендам такого типу притаманні такі переваги [1]:

- висока вантажопідйомність (до 100 кН і більше);
- можливість відтворення складних режимів випробувань;
- можливість керування в ручному та автоматичному режимах;
- високі значення штовхаючого зусилля (до 10 МН);
- робота у діапазоні низьких частот (від 0 Гц);
- високі значення вібропереміщень (до 200 мм і більше), прискорень (до 100 g) та віброшвидкостей (до 10 м/с);
- відсутність магнітного поля в робочій зоні.

Основні недоліки в даному випадку пов'язані з можливістю виникнення порівняно високого рівня гармонійних спотворень та обмеженням частоти робочого діапазону (до $100 \div 150$ Гц).

Електромеханічні вібростенди створюють зусилля, що штовхає, за рахунок перетворення механічної енергії обертального руху. Переваги стендів даного типу полягають у наступному [1, 2]:

- можливість моделювання дуже низьких частот;
- можливість виробництва дуже малих значень переміщень (вібрація);
- порівняно невеликі габарити установок;
- відсутність магнітного поля в робочій зоні;
- відносна простота конструкції;
- порівняно низька вартість та ремонтпридатність.

Серед основних недоліків електромеханічних вібростендів можна позначити:

- відтворення в більшості випадків тільки гармонійної вібрації на фіксованих частотах;
- порівняно з іншими приводами складніше управління;
- порівняно низька верхня межа частотного діапазону (до 100 Гц);
- можливість досить високого рівня гармонійних спотворень.

1.2 Аналіз представлених на вітчизняному ринку вібраційних стендів

В цьому пункті наведено огляд існуючих вібростендів, що випускаються сучасною промисловістю. Кожен займають свою позицію в ніші, що представляється. Також тут відображено різноманіття типів вібростендів, залежно від їх призначення.

Електродинамічні вібростенди TIRA [5] середньої потужності (рисунок 1.1) від 1000 Н до 15 кН відтворюють умови довкілля при дослідженнях міцності та надійності у всіх сферах випробувань на вібрації.

Генератори призначені для тривалої роботи та відрізняються високою поперечною жорсткістю. Електродинамічний віброгенератор поставляється на жорсткій рамі, що обертається, завдяки чому можливі випробування в горизонтальному і вертикальному напрямках.



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд електродинамічного вібростенда TIRA

Пневматична компенсація навантаження дозволяє автоматично досягати номінального усунення навіть при випробуваннях з максимальним навантаженням. Стандартна компенсація кожної системи передбачає віброгасники, які зводять до мінімуму передачу вібрації на підлогу, тому в більшості випадків додатковий фундамент не потрібний.

Віброгенератор охолоджується вентилятором, а повітря, що використовується як охолодний агент, проходить через фільтр.

Генератори вібрацій, підсилювачі та системи контролю вібрацій TIRA об'єднуються у закінчені випробувальні системи для документування якості продукції згідно з міжнародними стандартами (DIN, ISO, BS, MIL, IEC, ASTM).

Дозволяють проводити всі типи випробувань, передбачені ГОСТ Р-8-568, та для військового приймання.

Гідравлічний вібростенд SY-70 (рисунок 1.2) установка для динамічних випробувань, оснащений електрогідравлічним сервоклапаном для перетворення енергії та посилення, який дозволяє перетворювати енергію робочої рідини високого тиску в кінетичну енергію для забезпечення зворотно-поступального руху виконавчого механізму [6].



Рисунок 1.2 – Загальний вид гідравлічного вібростенду SY-70

Гідравлічний вібростенд підходить для моделювання впливу вібрації на різні зразки, включаючи автомобілі, автозапчастини, різні будівлі, сталеві конструкції, прилади аерокосмічної промисловості, механічні та електричні вироби в реальних умовах експлуатації. Обладнання характеризується оптимізованою конструкцією та прийнятною вартістю.

Особливості гідравлічного вібростенду SY-70:

Доступні функції: випробування на вплив при випадковій вібрації, при синусоїдальній вібрації, при збудженні, при ударі.

Установка генерує низькочастотну вібрацію, велику силу, має функцію захисту від вибуху, ідеально підходить для моделювання сейсмічної дії та зарядів боєприпасів тощо.

Литий стіл, виготовлений з магнієвого або алюмінієвого сплаву, відрізняється високим ступенем жорсткості та міцності, забезпечуючи рівномірність, послідовність та повторюваність вібрацій. Відсутність деформації столу.

Вібраційні випробування з великою довжиною ходу спеціально призначені для важких та великогабаритних зразків.

Загальний вигляд гідравлічного вібраційного шейкера серії KRD70 [7] представлено на рисунку 1.3.



Рисунок 1.3 – Загальний вигляд гідравлічного вібраційного шейкера серії KRD70 фірми Weimer testing technology

Гідравлічний вібраційний шейкер серії KRD70 перетворює енергію рідини під високим тиском у силу зворотно-поступального руху циліндра через електрогідравлічний сервоклапан. Особливо підходить для вібраційних випробувань, які потребують низької частоти та високої сили. Він може реалізувати синусне, випадкове, багатоточкове збудження та ударний тест (синус, випадковий, синус на випадковий, випадковий на випадковий або резонансний пошук і затримка).

Застосовується для відтворення вібрацій транспортних засобів, пакувальних продуктів, машин, електричних та електронних виробів у реальному середовищі, таким чином оптимізуючи структуру продукту та заощаджуючи витрати.

Для досягнення синусоїдальної вібрації, випадкової вібрації, багатоточкового збудження, ударів і ударів;

Його можна використовувати для імітації сейсмічного збудження з низькочастотними та високосиловими характеристиками.

Високоміцний стіл з литого алюмінію або литого магнію забезпечує рівномірну та постійну вібрацію, високу відтворюваність і запобігає деформації столу.

Електродинамічні шейкери фірми Weimer testing technology з повітряним охолодженням серії L [8] (рисунок 1.4) розроблені для вібраційного випробування невеликих електронних або механічних компонентів або інших вузлів до 200 кг.

Особливості конструкції: діаметри арматури від 110 мм до 240 мм з метричними або американськими різьбовими вставками; пневмопідтримка корисного навантаження; міцна конструкція цапфи; стандартна система ізоляції та підпримки корпусу, призначена для усунення використання сейсмічної бази; корисний діапазон частот регулювання вібрації від 5 до 5000 Гц.



Рисунок 1.4 – Електродинамічні шейкери фірми Weimer testing technology з повітряним охолодженням серії L

1.3 Патентно-інформаційний огляд

На рисунку 1.5 представлено ексцентриковий вібраційний стенд для дослідження надійності кріплення різьбових з'єднань [9] згідно патенту України на корисну модель №31620. Корисна модель належить до пристроїв для випробувань на вібраційну надійність різьбових з'єднань. Ексцентриковий вібраційний стенд для дослідження надійності кріплення різьбових з'єднань має фундаментну плиту 1, ексцентрик 2, опорні підшипники ексцентрика 3, 4, опорні підшипники платформи 5, 6, платформу 7, електродвигун 8, муфту 9.

В ексцентриковому вібраційному стенді для дослідження надійності кріплення різьбових з'єднань платформа 7 одним кінцем закріплена в підшипниковому вузлі, а другим кінцем опирається на ексцентрик 2 без використання шатунів.

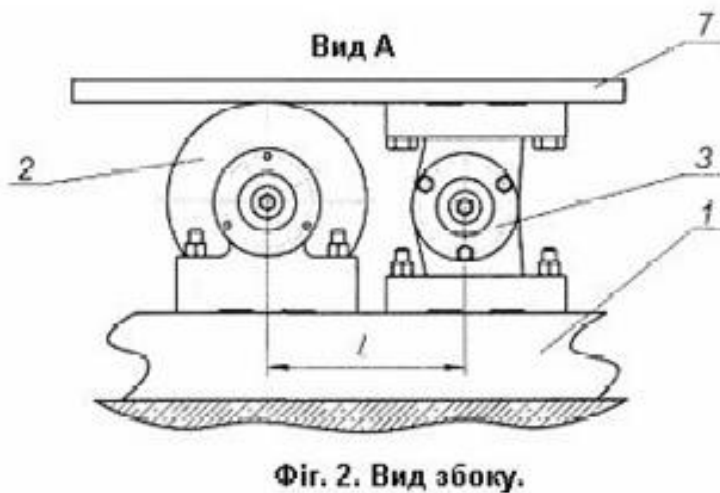
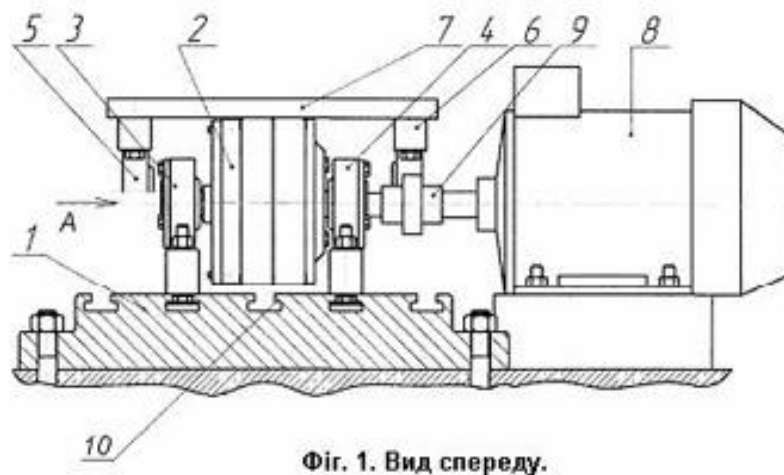


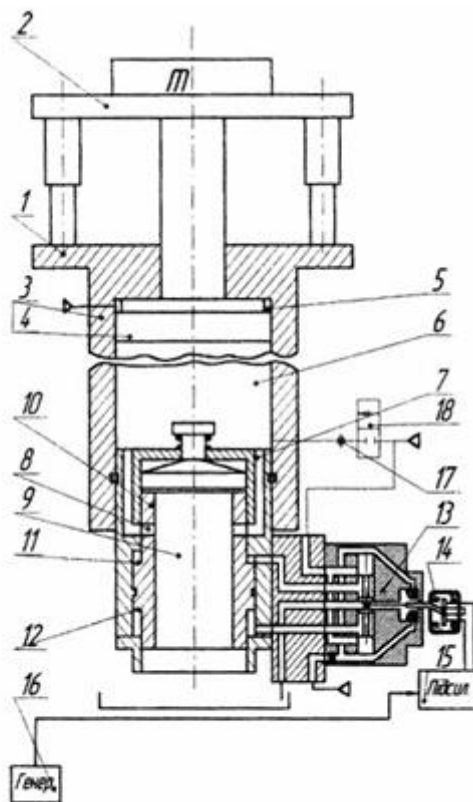
Рисунок 1.5 – Ексцентриковий вібраційний стенд для дослідження надійності кріплення різьбових з'єднань (патент України на корисну модель №31620)

Внаслідок цього платформа 7 робить коливальні рухи навколо власної осі обертання (підшипникової опори) забезпечуючи тим самим вертикальне і горизонтальне переміщення точок платформи 7. Щільність контакту зовнішньої обойми підшипника і платформи вібростенду забезпечується блоком пружин. Регулювання амплітуд коливань в вертикальному та горизонтальному напрямках виконується зміною ексцентриситету ексцентрики 2 та переміщенням кріплення підшипникових опор платформи 5, 6 вздовж пазів фундаментної плити.

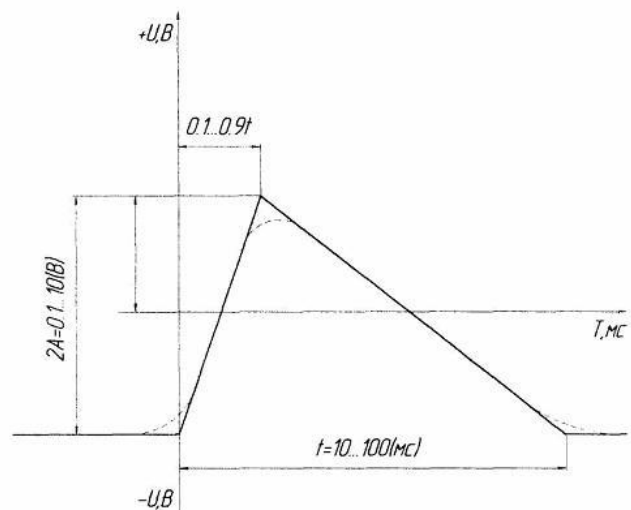
Дана конструкція забезпечує коливальний рух платформи ексцентрикового вібраційного стенду в горизонтальному напрямку в залежності від параметрів коливань в вертикальному напрямку.

На рисунку 1.6 показано ударно-вібраційний випробувальний стенд згідно патенту України на корисну модель №36457 [10]. Корисна модель відноситься до випробувальної техніки, а саме до випробувань конструкцій та споруджень на ударні і вібраційні навантаження і може знайти застосування в тій області техніки, де потрібні випробування виробів на ударну та вібраційну міцність і стійкість.

В основу корисної моделі поставлена задача створення ударно-вібраційного випробувального стенду, в якому за рахунок нового виконання елементів та зв'язків між ними досягається спрощення конструкції, а також розширення діапазону створених ударних імпульсів, і створення вібраційних і віброударних імпульсів впродовж всього шляху переміщення поршня, дросельного керуючого пристосування, за рахунок зменшення кількості ланок кінематичного ланцюга управління.



Фіг. 1



Фіг. 2

Рисунок 1.6 – Ударно-вібраційний випробувальний стенд згідно патенту України на корисну модель №36457

На рисунку 1.6, фіг.1 зображена схема вібраційно-ударного випробувального стенда, на фіг.2 зображена характеристика сигналу для створення синусоїдального імпульсу.

Запропонований ударно-вібраційний випробувальний стенд містить основу 1, рухомий в напрямку удару стіл 2, зв'язаний з ним пневмогідравлічний прискорювач 3 з поршнем 4, надпоршнева порожнина 5 якого з'єднана з газовим джерелом енергії, а підпоршнева 6 порожнина з'єднана через зливні канали 7, та регульований дросельний отвір 8 із зливною порожниною 9, пристрій для керування ударним імпульсом виконаний у вигляді трубчатої заслінки 10, торці 11, 12 якої через канали, зв'язані з електрогідравлічним підсилювачем 13, і через електромагнітну систему 14 пов'язані з електронним підсилювачем 15 і генератором електричного сигналу 16, при цьому підпоршнева порожнина 6 зв'язана через зворотний клапан 17 і розподільник 18 з джерелом гідравлічної енергії.

Працює ударно-вібраційний випробувальний стенд наступним чином: при подачі сигналу з генератора електричного сигналу 16 через електронний підсилювач 15 і електромагнітну систему 14, електрогідравлічний підсилювач 13 трубчата заслінка 10 відкриває регульований дросельний отвір 8 і поршень 4 пневмогідравлічного прискорювача 3 під дією стиснутого газу, переміщується вниз від основи 1, витискаючи рідину з підпоршневої порожнини 6 через зливні канали 7, і регульований дросельний отвір 8 в зливну порожнину 9.

Витік рідини з-під підпоршневої порожнини 6 силового циліндра регулює заслінка 10. Регулювання величини дросельного отвору 8 здійснюється за рахунок переміщення заслінки 10 під дією тиску управління в порожнинах 11, 12 заслінки 10. В свою чергу управління цими потоками виконує електрогідравлічний підсилювач 13, що представляє собою поляризований пристрій, магнітний потік якого створюється електромагнітною системою 14, на яку подається, потрібний створений

генератором електричного сигналу 16 через електронний підсилювач 15, сигнал що залежить від потрібної форми навантаження.

Переміщення поршня вниз при розгоні проходить з позитивним прискоренням – ділянка розгону, причому із зростом швидкості руху поршня 4 росте тиск в підпоршневій порожнині 6, внаслідок наявності дроселювання рідини, що витискається з підпоршневої порожнини 6 через зливні канали 7 і регульований дросельний отвір 8 .

Рух поршня 4 з позитивним прискоренням відбувається до тих пір, доки трубчата заслінка 10, яка регулює дросельний отвір 8 не перекриває регульований дросельний отвір 8. При перекритті його в підпоршневій порожнині 6 підвищиться тиск завдяки якому формується гальмівний імпульс.

Для повернення рухомого в напрямку удару стола 2 в початкове положення, розподільник 18 перемикається і рідина з джерела гідравлічної енергії через зворотні клапани 17 потрапляє під поршень 4 в підпоршневу порожнину 6. Під дією перепаду тиску поршень переміщується у верхнє положення.

Наприклад для створення синусоїдального імпульсу потрібно згенерувати сигнал трикутної форми (рисунок 1.6, фіг.2). При подачі сигналу з генератора електричного сигналу 16 на електронний підсилювач 15 він підсилюється і подається на електромагнітну систему 14 електрогідравлічного підсилювача 13 який направляє потік рідини в нижню порожнину 12 трубчатої заслінки 10. Трубчата заслінка 10 піднімається вверх з'єднуючи поршневу порожнину 6 через зливні канали 7 і регульований дросельний отвір 8 зі зливною порожниною 9. Тиск газу який діє на верхню площину поршня 4 розганяє його до потрібної швидкості ,а при перекриванні трубчатою заслінкою 10 регульованого дросельного отвору 8, гальмується в залежності від зміни регульованого дросельного отвору 8 в продовж потрібного часу.

Таким чином на цьому пристрої можна імітувати складні форми гальмування, що дасть можливість наблизити умови випробувань до реальних умов навантаження об'єктів і дозволить в лабораторних умовах відтворити потрібні умови навантаження без руйнування об'єкту випробувань. Математичне і фізичне моделювання підтвердили, що вибраний принцип роботи, а також таке конструктивне виконання забезпечить потрібні закономірності зміни прискорення.

На рисунку 1.11 представлено вібраційний стенд, згідно патенту України на винахід №104898. Вібраційний стенд містить основу 1, робочу платформу 2, пружну систему, що складається з працюючих на подовжній вигин елементів 3 і 4, стрижень 5, встановлений на основі 1 по поздовжній осі стенда, і електромагнітний віброзбуджувач 6. Стрижень 5 виконаний у вигляді подвійного конуса 7 в центральній частині елементів 3 і 4 та двох дисків 8 і 9, розташованих на периферійних частинах подвійного конуса 7.

Стрілкою *A* показаний напрямок коливань робочої платформи 2. Стенд працює наступним чином. На робочу платформу 2 встановлюють випробовуваний виріб, маса якого викликає поздовжню деформацію пружних елементів 3 і 4. При цьому їх середні частини рухаються назустріч одна одній.

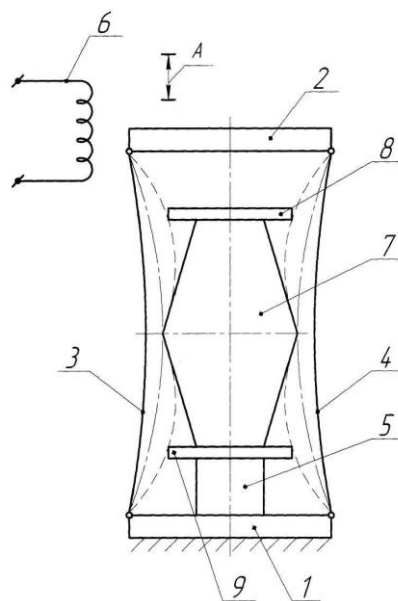


Рисунок 1.10 – Вібраційний стенд (патенту України на винахід №104898)

При подачі в робочу силу електромагнітного віброзбудника 6 змінної напруги виникають поздовжні коливання робочої платформи 2 в одній з областей параметричного резонансу пружної системи. Величина амплітуди коливань напруги визначає амплітуду коливань робочої платформи 2.

Для розширення частотного діапазону коливань платформи 2 шляхом подачі на котушку віброзбудника 6 постійної напруги здійснюють переміщення платформи 2 до основи 1 і поздовжню деформацію пружних елементів 3 і 4 до стикання їх середніх частин з подвійним конусом 7 стрижня 5. Далі цикл вібраційних коливань повторюють. При цьому коливання відбуваються в областях параметричного резонансу половинної частини елементів 3 і 4.

Для подальшого розширення частотного діапазону збільшують постійну напругу, що подається на котушку віброзбудника 6, і пружні елементи 3 і 4 деформують до стикання їх половинних частин з периферією двох дисків 8 і 9. Цикл збудження коливань повторюють в областях параметричного резонансу четвертої частини елементів 3 і 4. Встановлення на основі уздовж поздовжньої осі вібраційного стенда стрижня, виконаного у вигляді подвійного конуса і двох дисків, дозволяє розширити частотний діапазон збуджуваних параметричних коливань без заміни елементів пружної системи.

2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО ВІБРАЦІЙНОГО ПРИВОДУ ДОСЛІДНОГО СТЕНДА

Гідравлічний вібраційний привід складається з: двох вертикальних електрогідравлічних вібраторів, одного горизонтального електрогідравлічного вібратора та розподільного блоку.

Вертикальні електрогідравлічні вібратори кріпляться до основи через нижню опору (рисунок 2.1), каток закріпиться в підвісці котків, яка спирається на вертикальні електрогідравлічні вібратори через верхню опору, для імітації бічного навантаження служить горизонтальний електрогідравлічний вібратор, який кріпиться до опори, підвіска ковзаник кріпиться до горизонтального електрогідравлічного вібратора, підвіска служить для компенсації статичного навантаження під час ремонту або заміни вертикальних електрогідравлічних вібраторів.

Електрогідравлічний вібратор складається з гідроциліндра, блоку електрогідравлічного, індуктивного датчика лінійних переміщень, вбудованого в шток-поршень та блоку піджиму.

Гідроциліндр (ГЦ) являє собою прецизійний виконавчий механізм подвійної дії (див. рисунок 2.1), що складається з корпусу (1), штока-поршня (2), гідростатичних підшипників (3, 4), стійки (5) і основи (6). У шток-поршень вкручений гвинт (7), з яким з'єднаний стрижень датчика лінійних переміщень (8), корпус якого закріплений на підставі цангового затиску.

Гідростатичні підшипники є головними конструктивними особливостями вібраційного ГЦ, що розглядається. Підшипники виконують роль торцевих ущільнень штока-поршня, а також центрують шток відносно нерухомого корпусу ГЦ. У кожному гідростатичному підшипнику є по чотири робочі камери – кишені. Верхній підшипник обладнаний манжетним ущільненням та брудознімач (9).

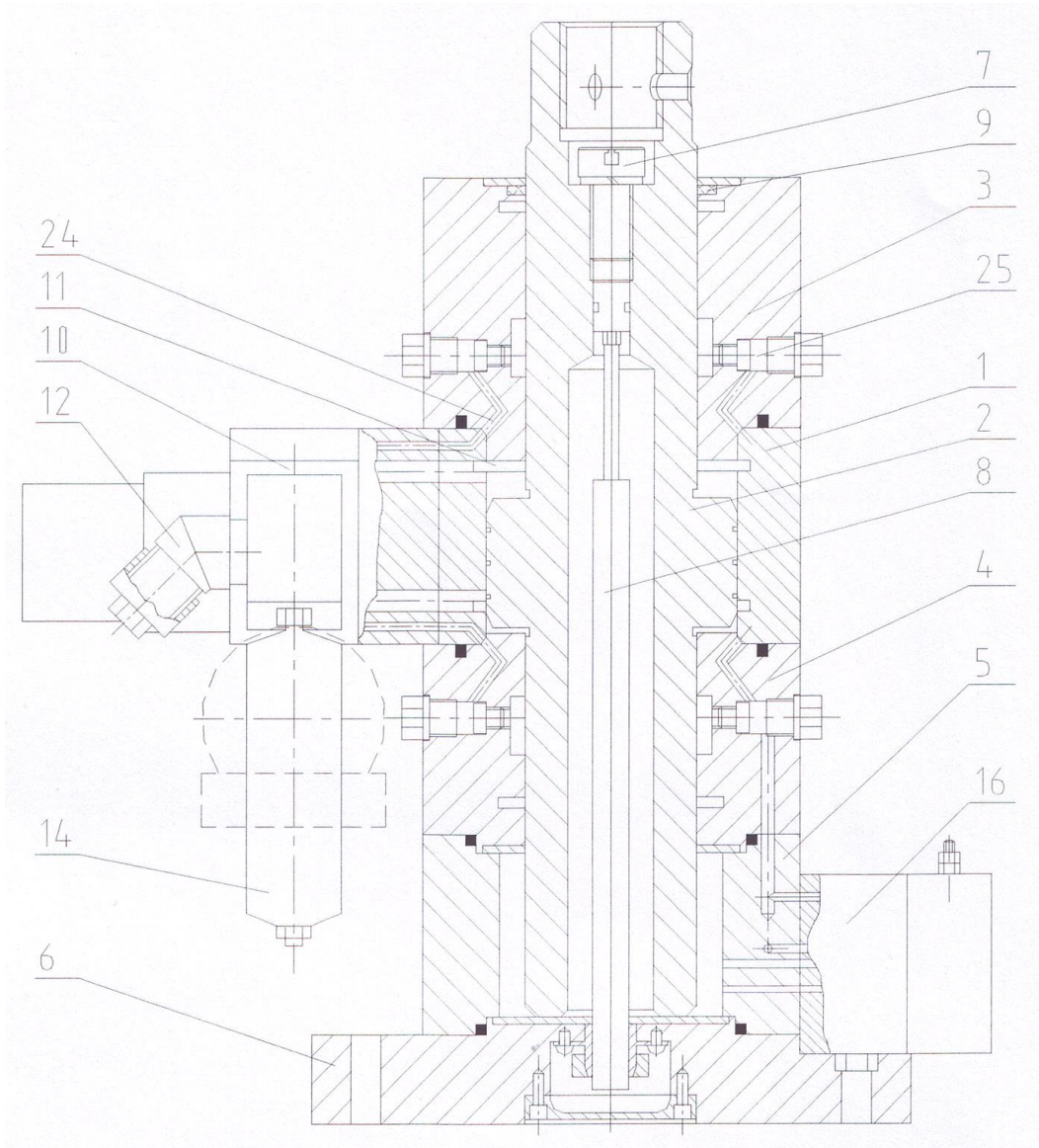


Рисунок 2.1 – Конструктивна схема електрогідравлічного вібратора

ГЦ забезпечений гідрогальмом, що утворюється при перекритті отворів (11) штоком-поршнем (2), який витісняє мастило з порожнини, що утворюється в підшипниках (3, 4) через зазори.

Блок електрогідравлічний складається з колодки (10), пропорційного розподільного клапана (12), фільтра (13), і двох кінцевих з'єднань з пневмогідроаккумуляторами (14).

Пропорційний розподільчий клапан (D682) – конструктивно є двокаскадним, з безпосереднім керуванням пілотним клапаном. Переваги пілотного клапана з безпосереднім керуванням:

- відсутність у пілоті дроселів, сопел та фільтра;

– у пілотному клапані з безпосереднім керуванням немає внутрішнього витоку, що сприяє економічному споживанню енергії, особливо в системах, що використовують кілька клапанів;

– динаміка пілотного клапана з безпосереднім керуванням не залежить від робочого тиску;

– надійність роботи.

Високий тиск на виході пілотного клапана з елементом гільза – золотник сприяє збільшенню сили, що діє на торці основного золотника, що забезпечує керування положенням основного золотника навіть при великій витраті та забрудненій рідині.

Висока динаміка, заснована на високій власній частоті пілотного клапана, що дозволяє отримати високий коефіцієнт посилення контуру клапана, тобто дуже високі статичні та динамічні характеристики на розподільнику.

Особливості роботи клапана:

– корпус клапана розрахований на велику номінальну витрату, з додатковими портами X та Y для роздільного гідроживлення пілотного сервоклапану на вимогу;

– підвищена швидкодія при меншій номінальній витраті пілотного клапана за рахунок зменшеного діаметра торців ступінчастого розподільного золотника;

– безпека застосування пропорційного клапана забезпечується переведенням золотника у певне безпечне положення за допомогою пружини та 4/2-х позиційним електромагнітним клапаном для швидкого відключення каскаду, яким керується.

Пропорційний клапан серії D682 [12] має двокаскадну конструкцію. Загальний вигляд даного клапану та основні його технічні характеристики представлені в таблиці 2.1

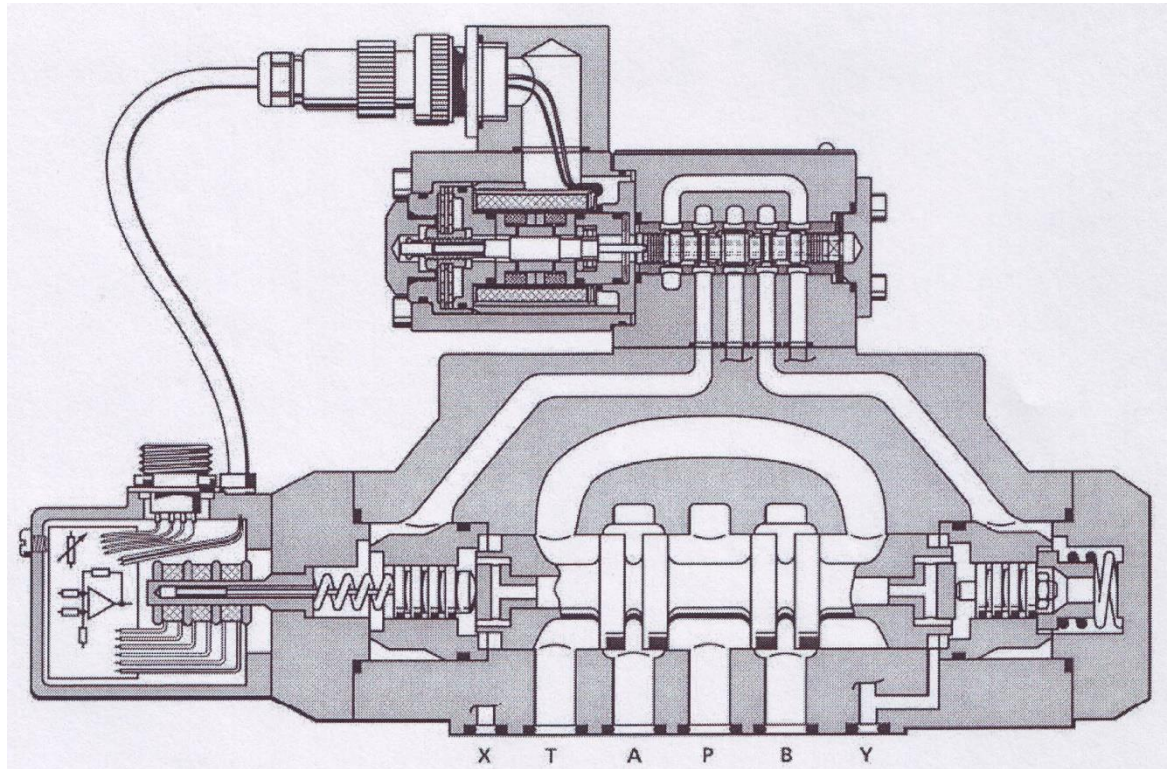


Рисунок 2.2 – Загальний вид двокаскадного пропорційного клапану D682 з пілотним клапаном серії D633-7

Таблиця 2.1 – Основні технічні характеристики клапанів серії D682

Виконання клапана		2-х каскадний з стандартним золотником
Витрата пілотного клапана $Q_v (\pm 10\%)$ при $\Delta p_n = 70$ бар серії D633-7...	л/хв	20 Стандартні
Номінальна витарта при Δp на клапані 10 кгс/см ²	л/хв.	150/250
Порти підводу гідроживленняв пілотний клапан		Використовуються порти X і Y
Максимальний робочий тиск Порти P, A, B, T і X при роздільному з'єднанні порту Y	МПа	35
Порти T при спільному з'єднанні порта Y і Y (макс, тиск 210 бар)	МПа	25

Продовження таблиці 2.1

Час перестановки золотника в крайнє положення *	мс	11
Чутливість *	%	<0,02
Гістерезис *	%	<0,2
Зміщення нуля при змінні температури на 55°C	%	<1,2
Внутрішні втрати клапана, всего мах *	л/хв.	3,0
Внутрішні втрати пілотного клапана, макс*	л/хв.	0,5
Розхід пілотного клапана, макс. *	л/хв	25
Хід основного золотника	мм	±5
Площадь торца золотника	см ²	5
Маса	кг	12

*Значення представлені для тиску подачі 21 МПа в пілотному і основному каскаді

Опис роботи пілотного клапану

Пілотний клапан серії D633 складається з лінійного електродвигуна з постійними магнітами, штока двигуна, що з'єднує якір двигуна із золотником, що спрямовується в гільзі. Лінійний електродвигун включає катушку, постійні магніти, полюсні наконечники і пружину, що центрує. 4-х кромковий золотник управляє витратою рідини, що подається для переміщення розподільчого золотника. Відхилення пружини, що центрує, в результаті переміщення золотника забезпечує зворотнє зусилля на якір. Електричний струм, який подається на катушку лінійного електродвигуна, створює електромагнітний потік, який залежить від полярності струму. Цей електромагнітний потік накладається на потік магнітного постійного магніту в зазорах між якорем і полюсними наконечниками. В результаті цього якоб

переміщується відносно центрувальної пружини в залежності від полярності електричного струму. Золотник, що з'єднується з якорем за допомогою штока, відстежує переміщення якоря. Сили струму, що впливає на золотник за рахунок витрати рідини через клапан, і сили тертя між золотником і гільзою, що виникають в результаті забрудненості робочої рідини, також долаються електродвигуном.

Положення золотника приблизно пропорційно електричному сигналу управління. При поверненні золотника в нейтральне положення зусилля пружини складається з зусиллям лінійним двигуном, що розвивається. Для утримання золотника в нейтральному положенні подачі струму в лінійний двигун не потрібно.

Принцип роботи двокаскадного клапана

Управління розподільником у замкнутому контурі за становищем основного золотника здійснюється за допомогою вбудованої електроніки. Електричний сигнал керування подається на один із входів електронного підсилювача, який керує лінійним двигуном пілотного клапана. Давач положення, що живиться генератором, виробляє сигнал (змінну напругу), що відображає дійсне положення розподільного золотника. Цей сигнал перетворюється демодулятор і подається в електронний підсилювач, де він порівнюється з сигналом управління. До того часу, поки сигнал зворотний зв'язок нічого очікувати дорівнює сигналу управління, тобто золотник не займе необхідне положення, з виходу електронного підсилювача в пілотний клапан надходитиме сигнал, прямо пропорційний їх різниці. Таким чином, положення основного золотника пропорційно до електричного сигналу управління.

Блок підтискання складається з корпусу – стійки ГЦ, блоку золотників 16 і манометра, пристосованого для контролю тиску робочої рідини в порожнині підтискання, трьох гідроаккумуляторів і дроселя.

Принцип дії електрогідравлічного вібратора

Потік робочої рідини по лінії нагнітання надходить на електрогідравлічний блок вібратора.

Пропорційний клапан, встановлений на вібраторі та працює за заданою програмою, регулює потік робочої рідини, що надходить у порожнини гідроциліндра.

Принципова схема пропорційного клапана наведена на рисунку 2.2. Рідина по напірному патрубку надходить у порт P , звідки через щілину, що дроселює, залежно від переміщення основного золотника йде у верхню або нижню порожнину гідравлічного вібратора (порти A і B), а з іншої порожнини рідина йде на злив. Пілотний клапан живиться окремо через порт X , а злив по Y . Тобто витрата рідини через клапан а, отже, і витрата рідини через гідроциліндр прямо пропорційний вхідного електричного сигналу, що надходить на вхід клапана.

Пневмогідроакумулятори 14 гасять коливання тиску в лініях нагнітання та зливу. Шток-поршень здійснює коливальні рухи під впливом перепаду тиску в робочих порожнинах ГЦ.

Підведення робочої рідини під тиском до гідростатичних підшипників 3 і 4 проводиться по внутрішньому каналу 24 і кругової проточки, виконаної в корпусі підшипників, а злив рідини – по дренажному каналу. Канали 25 призначені для приєднання манометрів при вимірюванні тиску в камерах гідростатичних підшипників.

При роботі гідростатичного підшипника рідина з лінії нагнітання подається в кишені через дроселі лабіринтного типу. Залежно кількості дросельних шайб і опору витікання рідини з кишень, залежить від величини радіального зазору, в кишнях підшипників створюється тиск . При дії на шток бічної сили (див. рисунок 2.3) з протилежної сторони зменшується зазор і підвищується опір закінченню і, отже, тиск у відповідній кишені підшипника. На протилежному боці зазор збільшується, опір спливу зменшується і тиск у камері падає. Так створюється гідравлічна відновлююча

сила, що центрує шток. Поки несівна здатність підшипника не буде перевищена, шток-поршень плаватиме в мастилі і працюватиме в режимі рідинного тертя.

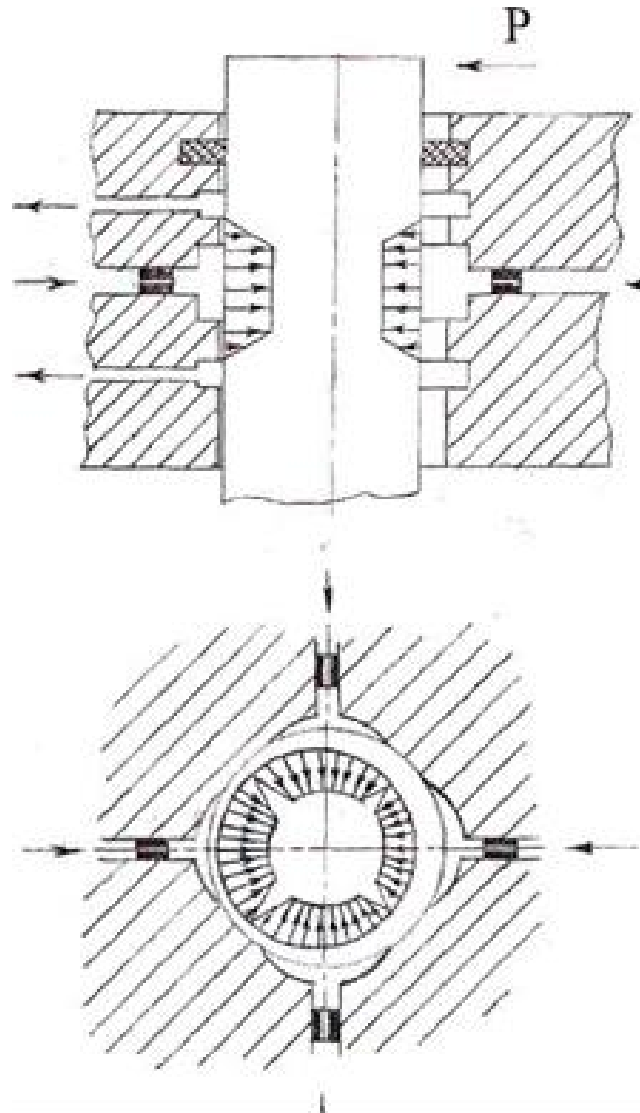


Рисунок 2.3 – Розподілення тиску в гідростатичній підшипниках

Значення миттєвого положення виконавчого органу (штока) визначається за допомогою давача лінійних переміщень, який встановлений всередині гідроциліндра. на пропорційний клапан. У пропорційному клапані відповідно до сигналу встановлюється регулюючий золотник, від положення якого залежить розподіл потоку робочої рідини, отже, і положення штока-поршня в циліндрі відповідно.

3 ГІДРАВЛІЧНИЙ І КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ГІДРАВЛІЧНОГО ВІБРАТОРА

3.1 Визначення площі поршня і діаметру штоку

Розрахунок гідравлічного вібратора виконуємо згідно завдання за параметрами:

- Навантаження $m = 8000 \text{ кг}$;
- Робочий тиск живлення $p = 20 \text{ МПа}$;
- Амплітуда вібропереміщення $A = 0,015 \text{ м}$;
- Робочий діапазон частот $f = 0 \div 6 \text{ Гц}$.

Ефективна площа поршня [13]:

$$F_{\text{еф}} = \frac{P}{k p_{\text{н}}} , \quad (3.1)$$

де P – необхідне зусилля : $P = mg = 8000 \cdot 9,81 = 78480 \text{ Н}$;

$k = 0,5 \div 0,7$. Приймаємо $k = 0,7$;

$p_{\text{н}}$ – тиск нагнітання. $p_{\text{н}} = 20 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

$$F_{\text{еф}} = \frac{78480}{0,6 \cdot 20 \cdot 10^6} = 5,61 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 .$$

Максимальне допустиме навантаження на шток приймаємо 4000 кг ,
відповідно, діаметр штоку приймаємо рівним $d_{\text{шт}} = 80 \text{ мм}$.

Розрахунок на витривалість

За відсутності кручення і за постійно діючого навантаження

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{max}} \psi_{\sigma}} , \quad (3.2)$$

де n – коефіцієнт запасу;

$\sigma_{-1} = 36 \text{ МПа}$ – межа витривалості при згині;

$\psi_{\sigma} = 0,15$ – коефіцієнт, що характеризує чутливість матеріалу до асиметрії напружень;

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{32}}{W_x} \text{ – номінальне напруження;} \quad (3.3)$$

$W_x = 0,1d_{\text{шт}}^3$ – осьовий момент опору.

Найбільш небезпечний переріз розташований на відстанні 100 – 150 мм від точки прикладання сили. Тому приймаємо $M_{32} = 4 \text{ КН}$.

Тоді

$$n = \frac{\sigma_{-1} W_x}{\psi_{\sigma} M_{32}} = \frac{36 \cdot 10^6 \cdot 0,1 \cdot 0,08^3}{0,15 \cdot 4000} = 3,027.$$

Розрахунок на стійкість

За формулою Ейлера визначаємо критичну силу [14]:

$$P_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 E J_{\min}}{l^2}, \quad (3.4)$$

де $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ – модуль повздовжньої пружності;

$J_{\min} = 0,05d_{\text{шт}}^4$ – мінімальний момент інерції перерізу;

$l = 0,1 \div 0,15 \text{ м}$.

$$P_{\text{кр}} = \frac{\pi \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 0,05 \cdot 0,08^4}{0,15^2} = 5,72 \cdot 10^7 \text{ Н} > P$$

Діаметр поршня:

$$D = \sqrt{d_{\text{шт}}^2 + \frac{4F_{\text{еф}}}{\pi}} = \sqrt{0,08^2 + \frac{4 \cdot 5,61 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0,1164 \text{ м}, \quad (3.5)$$

Приймаємо $D = 117 \text{ мм}$.

Уточнюємо ефективну площу:

$$F = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d_{\text{шт}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,117^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} = 5,72 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (3.6)$$

Технологія виробництва на конкретному підприємстві визначається типом виробництва та наявністю обладнання. Суть технологічної підготовки виробництва – найбільша ефективність за високої якості виробів та мінімум витрат.

3.2 Міцнісний розрахунок штоку

Розрахуємо шток на стиск виконано з використанням методу кінцевих елементів, реалізованому в програмному пакеті SolidWorksSimulation за схемою, що представлена на рисунку 3.1.

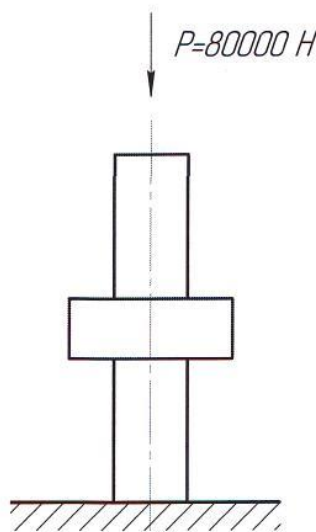


Рисунок 3.1 – Схема навантаження штоку під час розрахунку расчете на стиск

Відповідно до цієї схеми задаємо початкові умови для розрахунку штока в SolidWorksSimulation.

Матеріал штоку – Сталь 40Х ГОСТ 4543-71. Межа текучості матеріалу – $[\sigma_T] = 825 \text{ МПа}$. Допустиме напруження $[\sigma_{\text{дон}}] = \frac{[\sigma_T]}{k}$, де – коефіцієнт запасу ($k = 2$). Тоді $[\sigma_{\text{дон}}] = \frac{825}{2} = 412 \text{ МПа}$. Результати дослідження методом кінцевих елементів тривимірної моделі деталі шток свідчать:

- діючі максимальні напруження не перевищують допустимі та конструкція має значний запас міцності;
- абсолютні переміщення матеріалу штока також знаходяться у допустимих межах. У верхньому гідростатичному підшипнику гарантований зазор становить 0,05...0,06 мм, а деформація в цій зоні – 0,05 мкм, що на 3 порядку менше.

3.3 Визначення витрати рідини у гідростатичних підшипниках

Складемо розрахункову схему (див. рисунок 3.2)

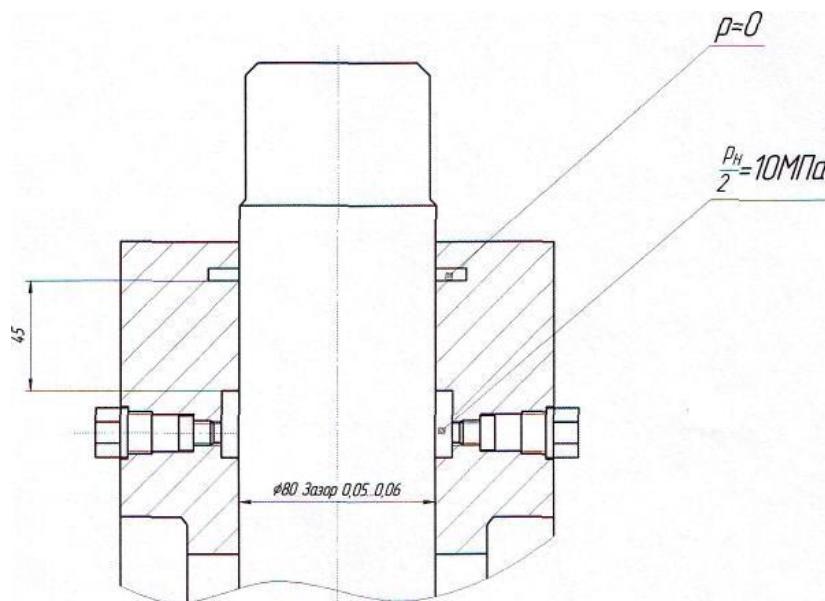


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема визначення витрати рідини в гідростатичних підшипниках

Витрати в підшипнику [15]:

$$q_{з.п.} = \mu_{щ} \cdot F_{щ} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (3.7)$$

де Δp – різниця тиску;

$\mu_{щ}$ – коефіцієнт витрати кільцевої щілини;

$F_{щ}$ – площа кільцевої щілини.

Визначення коефіцієнту витрат $\mu_{щ}$ кільцевої щілини [16]:

$$\mu_{щ} = \frac{1}{\sqrt{\lambda \cdot \frac{l_{щ}}{2 \cdot S_{щ}} + 1,3}}, \quad (3.8)$$

де $l_{щ} = 45 \text{ мм}$ – довжина щілини;

$S_{щ} = 0,06 \text{ мм}$ – зазор;

λ – коефіцієнт опору тертя по довжині щілини.

Визначимо $\lambda_{щ}$ методом послідовних наближень.

а) приймаємо $\lambda' \approx 1,35$

$$\text{б) } \mu'_{щ} = \frac{1}{\sqrt{\lambda' \cdot \frac{l_{щ}}{2 \cdot S_{щ}} + 1,3}} = \frac{1}{\sqrt{1,35 \cdot \frac{45}{2 \cdot 0,06} + 1,3}} = 0,044; \quad (3.9)$$

в) визначаємо осьову швидкість рідини в щілині – V_{Oc} :

$$V_{Oc} = \mu'_{щ} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = 0,044 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 10^7}{890}} = 6,6 (\text{м/с}). \quad (3.10)$$

г) число Рейнольдса (Re) для потоку в ущільнювальній щілині:

$$\text{Re} = \frac{V \cdot d_{\Gamma}}{\nu} = \frac{2 \cdot S_{\text{щ}}}{\nu} \cdot V = \frac{2 \cdot 0,00006}{18 \cdot 10^{-6}} \cdot 6,6 = 44; \quad (3.11)$$

д) визначаємо відносну гладкість поверхні щілини:

$$\frac{d_{\Gamma}}{\Delta} = \frac{S_{\text{щ}}}{\Delta}; \quad (3.12)$$

Для поверхні щілини приймаємо 8^й клас шорсткості. Приймаємо:
 $\Delta_e = 0,0003 \text{ мм};$

е) Так як $\text{Re} < 2320 \Rightarrow \lambda^{\text{уточн.}} = \frac{64}{\text{Re}};$

$$\text{Тоді } \lambda^{\text{уточн.}} = \frac{64}{44} = 1,45;$$

Порівнюємо $\lambda^{\text{уточн.}}$ і λ' :

$$\varepsilon\% = \left| \frac{\lambda^{\text{уточн.}} - \lambda'}{\lambda'} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{1,45 - 1,35}{1,35} \right| \cdot 100\% = 7\%;$$

ж) Приймаємо $\lambda = \lambda^{\text{уточн.}} = 1,45$

$$\mu'_{\text{щ}} = \frac{1}{\sqrt{\lambda' \cdot \frac{l_{\text{щ}}}{2 \cdot S_{\text{щ}}} + 1,3}} = \frac{1}{\sqrt{1,45 \cdot \frac{45}{2 \cdot 0,06} + 1,3}} = 0,043.$$

визначаємо осьову швидкість рідини у щілини – V_{Oc} :

$$V_{Oc} = \mu'_{\text{щ}} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = 0,043 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 10^7}{890}} = 6,44 (\text{м/с})$$

число Рейнольдса (Re) для потоку в щілині:

$$\text{Re} = \frac{V \cdot d_{\Gamma}}{\nu} = \frac{2 \cdot S_{\text{щ}}}{\nu} \cdot V = \frac{2 \cdot 0,00006}{18 \cdot 10^{-6}} \cdot 6,44 = 43; \quad (3.13)$$

Приймаємо: $\Delta_E = 0,0003 \text{ мм.}$;

Так як $\text{Re} < 2320 \Rightarrow \lambda^{\text{уточн.}} = \frac{64}{\text{Re}};$

Тоді $\lambda^{\text{уточн.}} = \frac{64}{43} = 1,49;$

Порівняємо $\lambda^{\text{уточн.}}$ і λ' :

$$\varepsilon\% = \left| \frac{\lambda^{\text{уточн.}} - \lambda'}{\lambda'} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{1,49 - 1,45}{1,45} \right| \cdot 100\% = 3\%.$$

Площа поперечного перерізу ущільнювальної щілини:

$$F_{\text{щ}} = \pi \cdot D \cdot S_{\text{щ}} = 3,14 \cdot 0,08 \cdot 0,06 \cdot 10^{-3} = 1,51 \cdot 10^{-5} (\text{м}^2). \quad (3.14)$$

з) По відомим Δp ; $\mu_{\text{щ}}$; $F_{\text{щ}}$ – визначаємо витрати:

$$q_{\text{з.н.}} = \mu_{\text{щ}} \cdot F_{\text{щ}} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = 0,043 \cdot 1,51 \cdot 10^{-5} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 10^7}{890}} = 9,7 \cdot 10^{-5} (\text{м}^3/\text{с}) \approx 5,8 \text{ л/хв} \quad (3.15)$$

Оцінимо витрату рідини у вібраторі:

Середня витрата основного (вібраційного) каналу:

$$Q_{осн} = \bar{Q} = \bar{V} \cdot F_{эф}, \quad (3.16)$$

де $\bar{V} = 2\pi fA \cdot \frac{2}{\pi} = 4 \cdot 6 \cdot 0,015 = 0,36 \text{ м/с}$ – середня швидкість штокк;

$$\bar{Q} = 0,36 \cdot 5,61 \cdot 10^{-3} = 2,02 \text{ м}^3/\text{с} = 121 \text{ л/хв}. \quad (3.17)$$

Витрата рідини в порожнині підтиснення $Q_{підтис} \approx 14 \text{ л/хв}$.

Необхідна подача рідини на один вібратор вертикальних переміщень:

$$Q_{верт} = Q_{осн} + 2q_{з.п.} + Q_{підтис} = 121 + 2 \cdot 5,8 + 14 = 147 \text{ л/хв}', \quad (3.18)$$

Вібратор горизонтальних переміщень:

$$Q_{гор} = 0,4Q_{осн} + 2 \cdot q_{з.п.} = 0,4 \cdot 121 + 2 \cdot 5,8 = 60 \text{ л/хв}. \quad (3.19)$$

4 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ І ДИНАМІКА ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО ВІБРАТОРА

4.1 Розрахунок блоку статичного навантаження

На рисунку 4.1 представлена розрахункова схема вібраційного гідроциліндру. Для виконання моделювання приймаємо умову повної герметичності приводу.

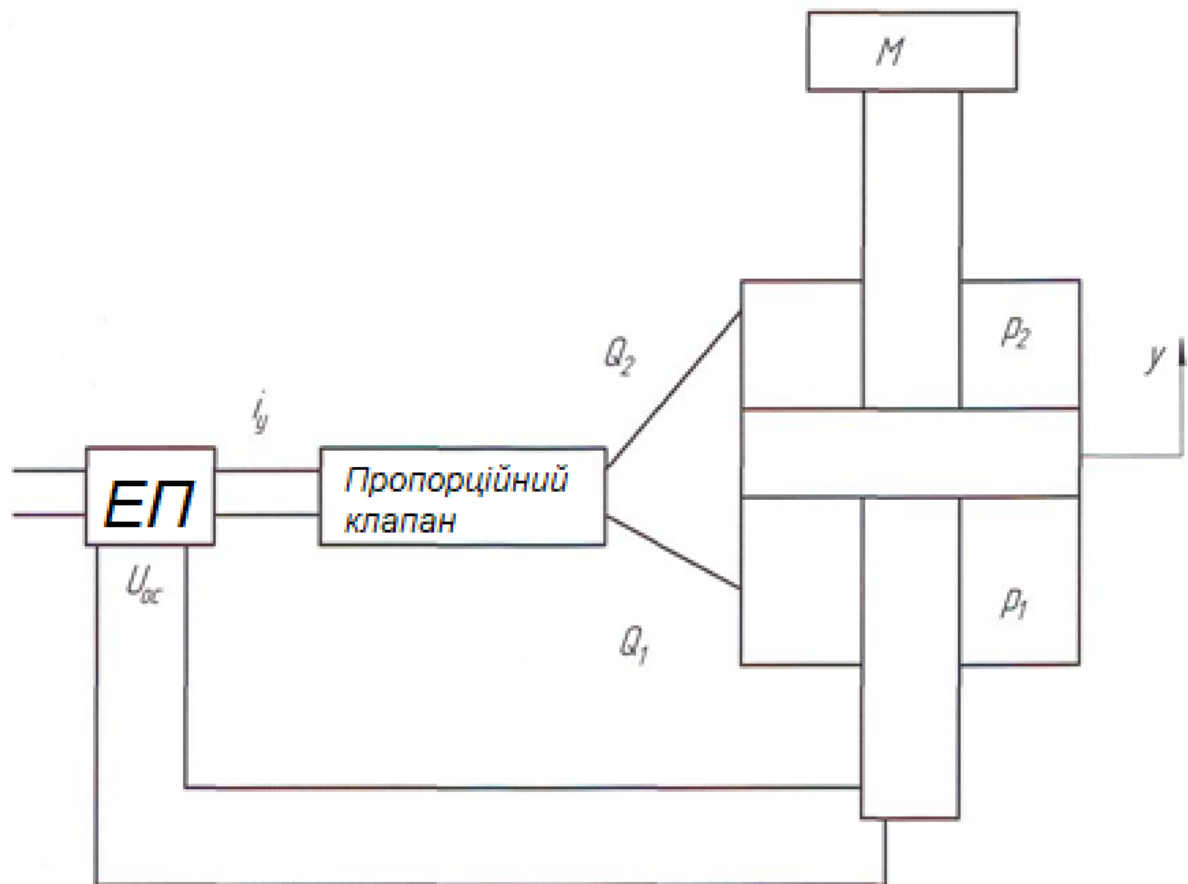


Рисунок 4.1 – Принципова розрахункова схема

Керуючий контролер – програмована електронна обчислювальна машина, призначена для генерації вхідного впливу, а також порівняння вхідного впливу з сигналом зворотного зв'язку та подачі сигналу помилки через ЦАП (цифро-аналоговий перетворювач) на вхід електронного підсилювача. Обробка сигналу зворотний зв'язок йде через АЦП (аналого-

цифровий перетворювач). Оскільки період дискретизації сучасних контролерів дуже малий і не впливає на динаміку системи, можна вважати його аналоговою динамічною ланкою.

Рівняння зворотного зв'язку [18]:

$$U_y = U_{ex} - U_{oc} \quad (4.1)$$

де U_y – напруга керування (сигнал помилки);

U_{ex} – напруга, що задає дію;

U_{oc} – напруга зворотного зв'язку, яка створюється підсилювачем вимірювальним ($U_{oc} = K_{дос} y$).

Електронний підсилювач служить для посилення сигналу помилки перед подачею його на вхід пропорційного клапана.

Рівняння підсилювача:

$$i_y = K_{nc} U_y, \quad (4.2)$$

де i_y – струм керування в обмотці лінійного двигуна пропорційного клапана;

K_{nc} – коефіцієнт перетворення напруги сигналу керування у вихідний сигнал струму на виході підсилювача.

Пропорційний клапан (ППК) є підсилювачем-перетворювачем потужності, що входить у силову частину приводу. ППК перетворює електричний сигнал (керуючий струм) в переміщення розподільного золотника, що регулює потужність потоку робочої рідини, що надходить у робочі порожнини гідроциліндра.

ППК спрощено опишемо передатною функцією динамічної ланки 2-го порядку

$$W_{ПК}(S) = \frac{x(S)}{i_y(S)} = \frac{k_s}{T_{2E}^2 S^2 + T_{1E} S + 1}, \quad (4.3)$$

де k_E – передаточний коефіцієнт ППК;

T_{1E} і T_{2E} – постійні часу ППК.

Динамічні параметри ППК визначимо за технічними даними паспорту:

$$k_E = \frac{x_{ном}}{i_{ном}}, \quad (4.4)$$

де $i_{ном}$ – номінальний струм керування;

$x_{ном}$ – номінальне зміщення золотника дросельного розподільника.

Значення постійних часу T_{1E} і T_{2E} визначаємо по ФЧХ ППК, знятої при сигналі керування 90% від номінального.

Аналітичний вираз ФЧХ інерційної ланки 2-го порядку має вид [19]:

$$\phi(\omega) = -\arctg \frac{T_{1E}\omega}{1 - T_{2E}^2\omega^2}, \quad (4.5)$$

де $\omega = 2\pi f$ – кутова частота гармонічного сигналу, а f – частота того ж сигналу, вимірюється в Гц.

На ФЧХ знімаємо частоту двох точок: ω_1 при здвигу по фазі $\varphi_1 = -45^\circ$ і ω_2 при здвигу по фазі $\varphi_2 = -90^\circ$.

Тоді із рівняння ФЧХ при умові, відповідних вказаних точкам, тобто при $\tg|\varphi_1| = 1$ і $\tg|\varphi_2| = \infty$ знайдемо розрахункові формули:

$$1 - T_{2E}^2\omega^2 = 0; \quad T_{2E} = \frac{1}{\omega_2}; \quad (4.6)$$

$$\frac{T_{1E}\omega_1}{1 - T_{2E}^2\omega_1^2} = 1 \quad \text{і} \quad T_{1E} = \frac{1}{\omega_1} - \frac{\omega_1}{\omega_2^2}. \quad (4.7)$$

Гідроциліндр (ГЦ) є виконавчим гідродвигуном вібраційного призначення. Математичний опис навантаженого гідроциліндра включає наступні рівняння:

- рівняння дроселюючого золотникового гідророзподільника (ЗГР):

$$Q_3 = k'_3 x \sqrt{\frac{p_H - p \operatorname{sgn} x}{2}} \approx K_{Qx} x - K_{Qp} p, \quad (4.8)$$

де Q_3 – витрати в порожнинах динамічного навантаження,

x – зміщення золотника від нейтрального положення,

$K'_3 = \mu_3 \pi d_3 v_3 \sqrt{2/\rho}$ – питома провідність дросілюючих щілин,

$\mu_3 = 0,6 \div 0,7$ – коефіцієнт витрат,

d_3 – діаметр золотника,

$v_3 < 1$ – коефіцієнт використання периметру золотника,

ρ – щільність робочої рідини (ЩРР),

$p_H = p_H - p_{cl}$ – тиск на поршні,

K_{Qx} і K_{Qp} – коефіцієнти лінеаризації витратно-перепадної

характеристики золотника.

– рівняння витрат динамічних порожнин

$$\frac{V_o}{2B} \frac{dp}{dt} + F \frac{dy}{dt} = Q_3, \quad (4.9)$$

де V_o – об'єм робочих порожнин поршня,

B – усереднене значення модуля об'ємної пружності ЩРР,

F – ефективна площа поршня,

y – переміщення поршня від середнього положення.

– рівняння витрат порожнини підтискання

$$\frac{V_A}{np_{cm}} \frac{dp'_{cm}}{dt} + F_{um} \frac{dy}{dt} = 0, \quad (4.10)$$

де V_A і $p_{cm} = p_{cm0} + p'_{cm}$ – об'єм ППК і тиск газу при тому ж режимі роботи гідроциліндру, при якому розглядається його динамічний стан,

p'_{cm} – величина пульсації тиску в порожнині підтискання відносно постійної складової цього тиску p_{cm0} ,

F_{um} – площа торцю штоку в порожнині підтискання,

$n = 1,2$ – усереднений показник політропи.

- рівняння навантаження:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + K_T \frac{dy}{dt} + G = Fp + F_{um} p_{cm}, \quad (4.11)$$

де $G = mg$ – вага навантаження,

$$g = 9,81 \frac{M}{c^2},$$

$p_{cm} = p_{cm0} + p'_{cm}$ – повний тиск в порожнині підтискання.

Знаходимо: $p'_{cm} = \frac{-F_{um} n p_{cm0} y}{V_{A0}}$, при цьому p_{cm0} визначається з умови

компенсації ваги навантаження $F_{um} p_{cm0} = mg$, $p_{cm0} = \frac{mg}{F_{um}}$. Використовуючи

останє співвідношення отримуємо:

$$p'_{cm} = -\frac{nmg}{V_{A0}} y. \quad (4.12)$$

Тоді отримуємо рівняння навантаження у вигляді:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + K_T \frac{dy}{dt} + C_A y = Fp, \quad (4.13)$$

де $C_A = \frac{nm g F_{um}}{V_A}$ – розрахункова жорсткість «пневматичної пружини».

Вище приведені рівняння описують в лінійному наближенні динамічні процеси в силовій частині приводу. Виключаючи проміжну змінну p , цю систему рівнянь приведемо до одного диференційного рівняння:

$$\frac{m V_0}{2 B F K_{Qx}} \frac{d^3 y}{dt^3} + \frac{F}{K_{Qx}} \left(\frac{K_{Qp} m}{F^2} + \frac{K_T V_0}{2 B F^2} \right) \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{F}{K_{Qx}} \left(1 + \frac{V_0 C_A}{2 B F^2} + \frac{K_{Qp} K_T}{F^2} \right) \frac{dy}{dt} + \frac{K_{Qp} C_A}{K_{Qx} F} y = x \quad (4.14)$$

Зазвичай величини, які є доданками коефіцієнта при $\frac{dy}{dt}$ малі в порівнянні з одиницею. Виключивши ці величини з рівняння і перетворивши його за Лапласом за нульових початкових умов, отримаємо:

$$T_\Gamma S (T_\Pi^2 S^2 + 2 \xi_\Pi T_\Pi + 1) y(S) = x(S) - K_A y(S), \quad (4.15)$$

де $T_\Gamma = \frac{F}{K_{Qx}}$ – постійна часу гідроприводу,

$T_\Pi = \sqrt{\frac{m}{C_\Pi}}$ і $C_\Pi = \frac{2 F^2 B}{V_0}$ – постійна часу і приведена жорсткість

гідроциліндра (ГЦ),

$\xi_\Pi = \frac{0,5 K_T + \frac{K_{Qp} m B}{V_0}}{\sqrt{m C_\Pi}}$ – коефіцієнт відносно демпфування ГЦ,

$K_A = \frac{K_{Qp} C_A}{K_{Qx} F}$ – коефіцієнт внутрішнього (власного) зворотного зв'язку,

викликаного дією «пневматичної пружини» та ковзанням гідророзподільника під навантаженням, яке враховується коефіцієнтом .

Складаємо розрахункову структурну схему лінеаризованої моделі приводу. (див. рисунок 4.2)

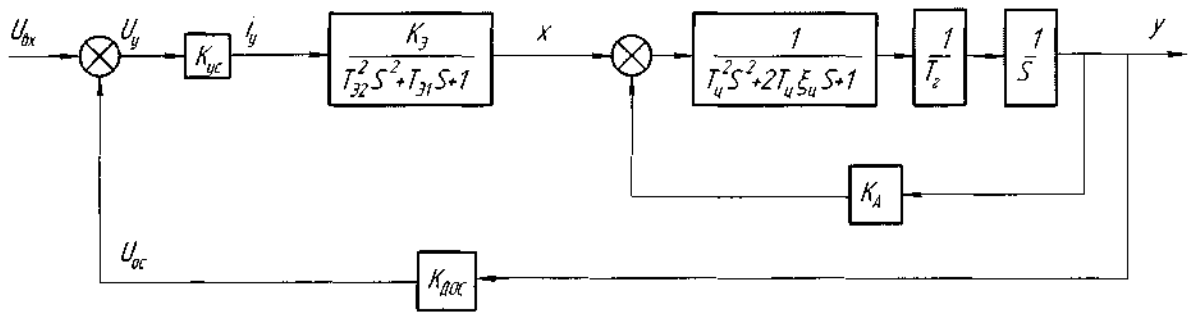


Рисунок 4.2 – Структурна схема лінійної моделі дросельного регулювання

Розрахунок коефіцієнтів, що входять у модель, зроблений у програмі «MATLAB», а дослідження динаміки проведені в модулі Simulink.

За результатами початкових досліджень підбираємо $K_{доc}$ так, щоб забезпечувалися рекомендовані запаси по фазі та амплітуді.

Вибираємо, тоді при максимальному переміщенні поршня $y = 0,015 м$ сигнал зворотного зв'язку буде $U_{ос} = y \cdot K_{доc} = 0,015 \cdot 310 = 4,65 В$ при тому, що максимальний сигнал з ЦАП $U_{вх} = 5 В$.

Блок статичного розвантаження

Блок статичного розвантаження складається з золотникового гідророзподільника, керованого тиском у порожнині статичного розвантаження, і дроселя, що регулюється на вході. До порожнини гідровібратора підключаються пневмогідроаккумулятори. Тиск в порожнині статичного розвантаження встановлюється за допомогою дроселя, що регулюється, і початковим підтисканням пружини золотника. Цей тиск має компенсувати статичне навантаження на вібратор:

$$p_0 = \frac{P_{cm}}{F_{ш}} = \frac{4P_{ст}}{\pi(d_{ш}^2 - d_{отв}^2)} = \frac{4 \cdot 8 \cdot 10^4}{3,14 \cdot (0,08^2 - 0)} = 15,92 МПа, \quad (4.16)$$

де $d_{ш}$ – діаметр штоку, $d_{отв}$ – діаметр отвору в штоці.

Постійне значення тиску підтримується за допомогою золотникового розподільника. Під час руху штока пульсатора вниз тиск у порожнині підвищується, частина рідини витісняється в акумулятори, а частина йде на злив через розподільник. Під час руху штока вгору рідина надходить з акумуляторів та з лінії живлення через розподільник. Таким чином, організовано постійний обмін рідини, що виключає її перегрів у робочому режимі.

4.2 Математична модель

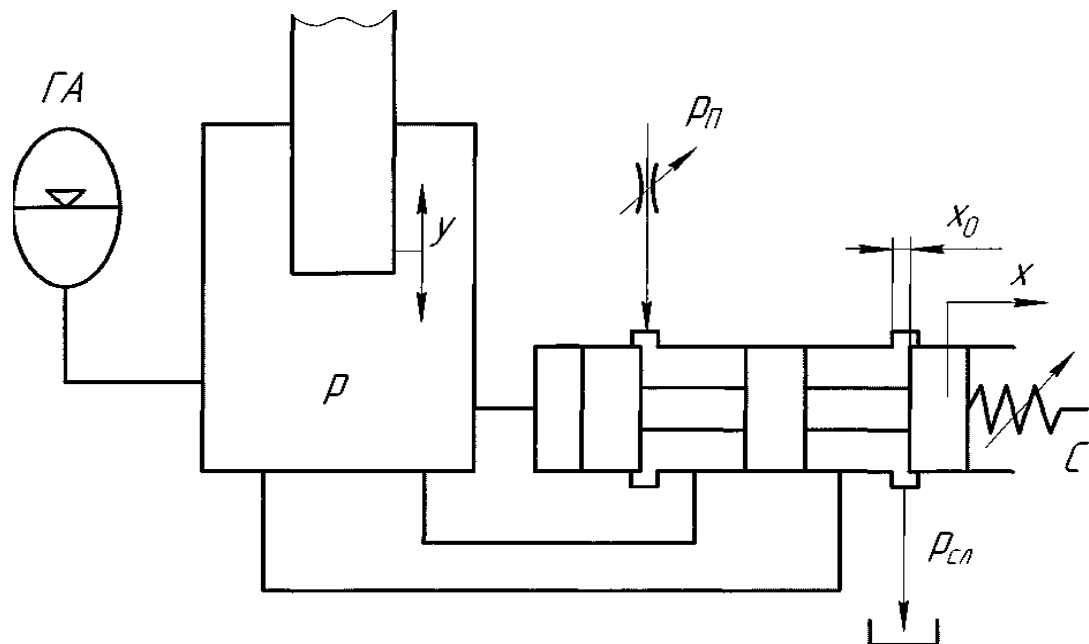


Рисунок 4.3 – Розрахункова схема блоку статичного навантаження

Приймаємо тиск в порожнині статичного навантаження

$$p = p_0 + \Delta p, \quad (4.17)$$

Δp - змінна складова тиску за рахунок руху штока.

Рівняння руху золотника:

$$m_{30Л} \ddot{x} + h_{30Л} \dot{x} + c_{30Л} x = \Delta p S_{30Л}, \quad (4.18)$$

де $S_{30Л}$ – площа лівого торця золотника.

Рівняння статки:

$$P_{ПР} = p_0 S_{30Л} - \text{сила пружності пружини золотника.}$$

$$P_{ПР} = c_{30Л} x_{\text{деформ}}, \quad (4.19)$$

$x_{\text{деформ}}$ - величина попередньої деформації пружини.

Рівняння витрат порожнини:

$$Q_{ВТЕК} - Q_{ВМР} = -F_{Ш} \dot{y} + k_{См} \Delta \dot{p} + Q_{АК}, \quad (4.20)$$

$Q_{АК}$ - витрати рідини в гідроаккумуляторі.

При русі штока донизу об'єм камери зменшується, геометрична витрата має знак мінус, тобто $-F_{Ш} \dot{y}$. При цьому Δp збільшується, що викликає переміщення золотника праворуч

$$\begin{aligned} Q_{ВТЕК} - Q_{ВМР} &= k'_{30Л} (x_0 - x) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{П} - p)} - k'_{30Л} (x_0 + x) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p - p_{СЛ})} = \\ &= k_{30Л} (x_0 - x) \sqrt{p_{П} - p_0 - \Delta p} - k_{30Л} (x_0 + x) \sqrt{p_0 + \Delta p - p_{СЛ}} \end{aligned}$$

тут

$$k_{30Л} = k'_{30Л} \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad k'_{30Л} = \mu \chi \pi d_{30Л}$$

$d_{30Л}$ – діаметр золотника,

μ - коефіцієнт динамічної в'язкості,

χ – коефіцієнт використання робочого вікна золотника,

ρ – щільність рідини.

Із рівняння статики:

$$k_{30Л} x_0 \sqrt{p_{\Pi} - p_0} = k_{30Л} x_0 \sqrt{p_0 - p_{СЛ}}, \quad (4.21)$$

відповідно,

$$p_{\Pi} - p_0 = p_0 - p_{СЛ}, \quad (4.22)$$

або

$$p_0 = \frac{p_{\Pi} - p_{СЛ}}{2}. \quad (4.23)$$

Проведемо лінеарізацію видатково-перепадний характеристики золотника [19]:

$$\sqrt{p_n - p_0 - \Delta p} = \sqrt{p_n + \frac{p_n + p_{СЛ}}{2} - \Delta p} = \sqrt{\frac{p_n}{2} - \frac{p_{СЛ}}{2} - \Delta p};$$

$$\sqrt{p_0 + \Delta p - p_{СЛ}} = \sqrt{\frac{p_n + p_{СЛ}}{2} + \Delta p - p_{СЛ}} = \sqrt{\frac{p_n}{2} - \frac{p_{СЛ}}{2} + \Delta p};$$

$$Q_{ВТЕК} = k_{30Л} (x_0 - x) \sqrt{\frac{p_n - p_{СЛ}}{2} - \Delta p} \approx k_{30Л} x_0 \sqrt{\frac{p_n - p_{СЛ}}{2}} - k_{30Л} x \sqrt{\frac{p_n - p_{СЛ}}{2}} - \\ - \frac{1}{2} k_{30Л} x_0 \frac{1}{\sqrt{\frac{p_n - p_{СЛ}}{2}}} \Delta p.$$

$$Q_{Втр} = k_{30Л} (x_0 + x) \sqrt{\frac{p_n - p_{СЛ}}{2} + \Delta p} \approx k_{30Л} x_0 \sqrt{\frac{p_n - p_{СЛ}}{2}} + k_{30Л} x \sqrt{\frac{p_n - p_{СЛ}}{2}} + \\ + \frac{1}{2} k_{30Л} x_0 \frac{1}{\sqrt{\frac{p_n - p_{СЛ}}{2}}} \Delta p$$

Тоді

$$\begin{aligned}
Q_{BTEK} - Q_{Bmp} &= k_{3OL} x_0 \sqrt{\frac{p_n - p_{CL}}{2}} - k_{3OL} x \sqrt{\frac{p_n - p_{CL}}{2}} - \frac{1}{2} k_{3OL} x_0 \frac{1}{\sqrt{\frac{p_n - p_{CL}}{2}}} \Delta p - \\
&- k_{3OL} x_0 \sqrt{\frac{p_n - p_{CL}}{2}} - k_{3OL} x \sqrt{\frac{p_n - p_{CL}}{2}} - \frac{1}{2} k_{3OL} x_0 \frac{1}{\sqrt{\frac{p_n - p_{CL}}{2}}} \Delta p = \\
&= -2k_{3OL} x \sqrt{\frac{p_n - p_{CL}}{2}} - k_{3OL} x_0 \frac{1}{\sqrt{\frac{p_n - p_{CL}}{2}}} \Delta p
\end{aligned}$$

Рівняння витрат приймаємо у вигляді:

$$-2k_{3OL} x \sqrt{\frac{p_n - p_{CL}}{2}} - \frac{k_{3OL} x_0}{\sqrt{\frac{p_n - p_{CL}}{2}}} \Delta p = -F_{ш} \dot{y} + k_{CЖ} \Delta \dot{p} + Q_{AK}; \quad (4.24)$$

$$Q_{AK} \approx \frac{p_{3AP} V_{3AP}}{p_0^2} \Delta \dot{p} = k_{ГА} \Delta \dot{p}, \quad (4.25)$$

де p_{3AP} – тиск попередньої зарядки акумулятора,

V_{3AP} – об'єм акумулятора.

Так як діапазон робочих частот лежить нижче 6 Гц, то можна прийняти, що

$$m_{3OL} = 0 \text{ і } h_{3OL} = 0,$$

Тоді рівняння руху золотник приймає вигляд:

$$c_{3OL} x = \Delta p S_{3OL}. \quad (4.26)$$

Лінеаризована математична модель порожнини статичного навантаження:

$$1) -2k_{3OL} x \sqrt{\frac{p_n - p_{CL}}{2}} - \frac{k_{3OL} x_0}{\sqrt{\frac{p_n - p_{CL}}{2}}} \Delta p = -F_{ш} \dot{y} + (k_{CЖ} + k_{ГА}) \Delta \dot{p} \quad (4.27)$$

$$2) \ c_{30Л}x = \Delta p S_{30Л}, \ x = \frac{S_{30Л}}{c_{30Л}} \Delta p; \quad (4.28)$$

$$(k_{CT} + k_{ГА}) \Delta \dot{p} + \left(2k_{30Л} \frac{S_{30Л}}{c_{30Л}} \sqrt{\frac{p_n - p_{СЛ}}{2}} + \frac{k_{30Л} x_0}{\sqrt{\frac{p_n - p_{СЛ}}{2}}} \right) \Delta p = F_{Ш} \dot{y}; \quad (4.29)$$

$$(T_{ГЗ} S + 1) \Delta p(S) = \tau S y(S) \quad (4.30)$$

Тут

$$T_{ГЗ} = \frac{k_{CT} + k_{ГА}}{2k_{30Л} \frac{S_{30Л}}{c_{30Л}} \sqrt{\frac{p_n - p_{СЛ}}{2}} + \frac{k_{30Л} x_0}{\sqrt{\frac{p_n - p_{СЛ}}{2}}}}; \quad (4.31)$$

$$\tau = \frac{F_{Ш}}{2k_{30Л} \frac{S_{30Л}}{c_{30Л}} \sqrt{\frac{p_n - p_{СЛ}}{2}} + \frac{k_{30Л} x_0}{\sqrt{\frac{p_n - p_{СЛ}}{2}}}}; \quad (4.32)$$

4.3 Обґрунтування параметрів конрукції золотника

Для забезпечення роботи порожнини статичного навантаження необхідно, щоб забезпечувалась умова $\Delta p \ll p_0$, тоді можна прийняти:

$$p_{\Pi} - p \approx p_{\Pi} - p_0 = p_{\Pi} - \frac{p_{\Pi}}{2} - \frac{p_{СЛ}}{2} = \frac{p_{\Pi} - p_{СЛ}}{2} \approx \frac{p_{\Pi}}{2}; \quad (4.33)$$

$$p - p_{СЛ} \approx p_0 - p_{СЛ} = \frac{p_{\Pi}}{2} + \frac{p_{СЛ}}{2} - p_{СЛ} = \frac{p_{\Pi} - p_{СЛ}}{2} \approx \frac{p_{\Pi}}{2}; \quad (4.34)$$

$$Q_{BTEK} - Q_{Bmk} = k_{3OL} (x_0 - x) \sqrt{\frac{p_n}{2}} - k_{3OL} (x_0 + x) \sqrt{\frac{p_n}{2}} = -2k_{3OL} x \sqrt{\frac{p_n}{2}}. \quad (4.35)$$

За допомогою підбору конструктивних параметрів можна добитися $T_{ГЗ} > 0,2$, тоді

$$\omega_c = \frac{1}{T_{ГЗ}} < 5, \quad (4.36)$$

або

$$f_c = \frac{\omega}{2\pi} < 0,8 \text{ Гц}. \quad (4.37)$$

Це означає, що на частотах, що перевищують 0,8 Гц, аперіодична ланка має здвиг фази близький до 90° . Тоді з рівняння (4.31) видно, що Δp і y змінюються у фазі і витрата деформації $F_{III} \dot{y}$ майже повністю компенсується витратою гідроаккумулятора Q_{AK} . Це означає, що через золотник в смузі має відбуватися лише незначна частина від витрати деформації.

Приймаємо для розрахунку $Q_{3OL} = 0,2Q_{ДЕФ}$.

$$Q_{3OL} = 2k_{3OL} x_{АМПЛ} \sqrt{\frac{p_n}{2}}, \quad (4.38)$$

де $x_{АМПЛ}$ – амплітуда коливань золотника,

$$Q_{ДЕФ} = F_{III} \omega A; \quad (4.39)$$

A – амплітуда коливань поршня вібратора.

$$2k_{3OL} x_{АМПЛ} \sqrt{\frac{p_n}{2}} = 0,2 F_{III} \omega A, \quad (4.40)$$

або

$$k_{3OL}x_{AMПЛ} = \frac{0,2F_{III}\omega A}{\sqrt{2p_n}}, \quad (4.41)$$

$$k_{3OL} = \mu\chi\pi d_{3OL}\sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad (4.42)$$

$$\mu\chi\pi d_{3OL}x_{AMПЛ}\sqrt{\frac{2}{\rho}} = \frac{0,2F_{III}\omega A}{\sqrt{2p_n}}, \quad (4.43)$$

$$d_{3OL}x_{AMПЛ} = \frac{0,2F_{III}\omega A}{\mu\chi\pi\sqrt{\frac{4p_n}{\rho}}}. \quad (4.44)$$

Визначимо амплітуду змінної складової тиску в порожнині з розрахунку, що $Q_{AK} = Q_{ДЕФ}$.

$$Q_{AK} \approx k_{GA}\Delta\dot{p}, \quad (4.45)$$

$$Q_{ДЕФ} = F_{III}\dot{y}. \quad (4.46)$$

Приймаємо, що $\Delta p = p_{AM} \sin \omega t$, $y = A \sin \omega t$.

Отримуємо:

$$k_{GA}p_{AM}\omega \cos \omega t = F_{III}A\omega \cos \omega t, \quad (4.47)$$

$$k_{GA}p_{AM} = F_{III}A, \quad (4.48)$$

$$p_{AM} = \frac{F_{III}A}{k_{GA}}. \quad (4.49)$$

Орієнтовно

$$k_{ГА} = \frac{F_{ш}^2}{c_3} = \frac{0,0050^2}{10^6} \approx 2,5 \cdot 10^{-11} \quad (4.50)$$

Тоді

$$p_{AM} = \frac{\pi(d_{ш}^2 - d_{отв}^2)}{4k_{ГА}} = \frac{3,14 \cdot (0,08^2 - 0) \cdot 0,015}{4 \cdot 2,5 \cdot 10^{-11}} = 3 \text{ МПа}. \quad (4.51)$$

Для зменшення витрати рідини в нейтральному положенні золотника приймаємо коефіцієнт використання робочого вікна $\chi = 0,25$.

На максимальній частоті $\omega = 38 \text{ с}^{-1}$.

$$d_{ЗОЛ} x_{АМПЛ} = \frac{0,2 \cdot 0,0050 \cdot 38 \cdot 0,015}{0,4 \cdot 0,25 \cdot 3,14 \sqrt{\frac{4 \cdot 21 \cdot 10^6}{900}}} = 5,94 \cdot 10^{-6}, \quad (4.52)$$

Із конструктивних міркувань приймаємо $d_{ЗОЛ} = 10 \text{ мм}$ і $x_{АМПЛ} = 0,59 \text{ мм}$.

Початкове відкривання золотника приймаємо рівним $x_0 = 0,5 \text{ мм}$.

Визначимо витрату робочої рідини, що надходить у порожнину підібгання через золотник, що знаходиться в нейтральному положенні.

$$Q_{НЕЙТР} = \mu \chi \pi d_{ЗОЛ} x_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{p_n}{2}} = 0,4 \cdot 0,25 \cdot 3,14 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{21 \cdot 10^6}{900}} = 2,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$$

Жосткість пружини золотника:

$$c_{ЗОЛ} = \frac{S_{ЗОЛ}}{x_{АМПЛ}} p_{АМПЛ} = \frac{3,14 \cdot 0,010^2}{4 \cdot 0,59 \cdot 10^{-3}} \cdot 10^6 = 13,31 \cdot 10^4 \text{ Н/м}. \quad (4.53)$$

Для цих параметрів найбільш оптимальним є пружина N 240, з діаметром дроту $d = 1$ мм і зовнішнім діаметром $D = 10$ мм, жорсткість одного витка $c_1 = 1,372 \cdot 9,81 \cdot 10^3 = 1,346 \cdot 10^4$ Н/м.

Приймаємо кількість повних витків $z=9$, тоді сумарна жорсткість пружини $c_\Sigma = c_1 z = 10 \cdot 1,346 \cdot 10^4 \approx 13,31 \cdot 10^4$ Н/м.

Для налаштування на робочий тиск у порожнині підібгання необхідно стиснути пружину з початковим зусиллям підтисканням:

$$F_{\text{пдт}} = S_{\text{зол}} p_0 = \frac{3,14 \cdot 0,010^2}{4} \cdot 15,92 \cdot 10^6 = 1,25 \text{ кН}. \quad (4.54)$$

При цьому деформації пружини становить:

$$x_{\text{деф}} = \frac{F_{\text{пдт}}}{c_\Sigma} = \frac{1250}{13,31 \cdot 10^4} = 0,0094 \text{ м}. \quad (4.55)$$

Визначаємо діаметр під'єднувальних каналів в золотнику.

Приймаємо швидкість в каналах $V = 5$ м/с.

Площа каналів

$$F_{\text{кан}} = \frac{Q_{\text{нейтр}}}{V} = \frac{2,4 \cdot 10^{-4}}{5} = 48 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2. \quad (4.56)$$

Тоді

$$d_{\text{кан}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{кан}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 48 \cdot 10^{-6}}{3,14}} \approx 8 \cdot 10^{-3} \text{ м}. \quad (4.57)$$

Визначимо конструктивні параметри порожнини підтискання із умови $T_{\text{ГЗ}} > 0,2$.

$$T_{\Gamma 3} = \frac{k_{CT} + k_{GA}}{2k_{3OL} \frac{S_{3OL}}{c_{3OL}} \sqrt{\frac{p_n}{2}} + \frac{k_{3OL} x_0}{\sqrt{\frac{p_n}{2}}}}; \quad (4.58)$$

$$k_{3OL} = \mu \chi \pi d_{3OL} \sqrt{\frac{2}{\rho}} = 0,4 \cdot 0,25 \cdot 3,14 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{2}{900}} = 1,48 \cdot 10^{-4}; \quad (4.59)$$

$$2k_{3OL} \frac{S_{3OL}}{c_{3OL}} \sqrt{\frac{p_n}{2}} = \frac{2 \cdot 1,48 \cdot 10^{-4} \cdot 0,79 \cdot 10^{-4}}{13,31 \cdot 10^4} \sqrt{\frac{21 \cdot 10^6}{2}} = 5,7 \cdot 10^{-10}; \quad (4.60)$$

$$\frac{k_{3OL} x_0}{\sqrt{\frac{p_n}{2}}} = \frac{1,48 \cdot 10^{-4} \cdot 5 \cdot 10^{-4}}{\sqrt{\frac{21 \cdot 10^6}{2}}} = 2,28 \cdot 10^{-11}; \quad (4.61)$$

Враховуючи, що $k_{CT} < k_{GA}$ і $2k_{3OL} \frac{S_{3OL}}{c_{3OL}} \sqrt{\frac{p_n}{2}} \gg \frac{k_{3OL} x_0}{\sqrt{\frac{p_n}{2}}}$

$$T_{\Gamma 3} \approx \frac{k_{GA}}{2k_{3OL} \frac{S_{3OL}}{c_{3OL}} \sqrt{\frac{p_n}{2}}},$$

або

$$\frac{k_{GA}}{2k_{3OL} \frac{S_{3OL}}{c_{3OL}} \sqrt{\frac{p_n}{2}}} > 0,2$$

$$k_{GA} > 0,2 \cdot 2k_{3OL} \frac{S_{3OL}}{c_{3OL}} \sqrt{\frac{p_n}{2}} = 0,2 \cdot 5,7 \cdot 10^{-10} = 1,14 \cdot 10^{-10},$$

З другої сторони

$$k_{GA} = \frac{p_{3AP} V_{GA}}{p_0^2} > 1,14 \cdot 10^{-10},$$

$$p_{3AP} V_{GA} > 1,14 \cdot 10^{-10} \cdot 15,92^2 \cdot 10^{12} = 28893$$

Приймаємо

$$p_{3AP} = \frac{1}{3} p_0 = \frac{1}{3} \cdot 15,92 \approx 5,3 \text{ МПа},$$

Тоді

$$V_{GA} > \frac{28893}{p_{3AP}} = \frac{28893}{5,3 \cdot 10^6} = 5,45 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Доцільно використовувати кілька гідроаккумуляторів меншого об'єму. Можна взяти 3 гідроаккумулятори з корисним об'ємом $V_{GA1} = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ і загальним об'ємом

$$V_{GA} = 3 \cdot V_{GA1} = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3,$$

жорсткість газової пружини блоку статичного розвантаження

$$c_3 = \frac{F_{III}^2}{k_{GA}} = \frac{0,0050^2}{1,14 \cdot 10^{-10}} = 219298 \text{ Н/м}$$

4.4 Аналіз динамічних процесів

Вираз передавальної функції порожнини статичного розвантаження [19]

$$W_c = \frac{\tau S}{T_{ГЗ} S + 1}, \quad (4.62)$$

$$\text{де } T_{ГЗ} = \frac{k_{GA}}{2k_{3ОЛ} \frac{S_{3ОЛ}}{c_{3ОЛ}} \sqrt{\frac{p_n}{2}}} - \text{постійна часу;}$$

$$\tau = \frac{F_{ш}}{2k_{30Л} \frac{S_{30Л}}{c_{30Л}} \sqrt{\frac{p_n}{2}}}, \quad (4.63)$$

Вираз АЧХ має вид

$$A_c = \frac{p_{АМПЛ}}{y_{АМПЛ}} = \frac{\tau\omega}{\sqrt{1+T_{ГЗ}^2\omega^2}}, \quad (4.64)$$

$$p_{АМПЛ} = \frac{\tau\omega}{\sqrt{1+T_{ГЗ}^2\omega^2}} \cdot y_{АМПЛ}, \quad (4.65)$$

$$\text{Фаза } \phi_c = \frac{\pi}{2} - \arctg T_{ГЗ} \omega$$

Для $y_{АМПЛ} = 0,015 м$ розрахунок виконаний в програмі «MATLAB», див. Додаток Б.

5 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки

Для оцінки комерційного потенціалу наукової розробки необхідно провести технологічний аудит, основною якого є розроблення електрогідравлічного вібраційного приводу дослідного стенда.

Для проведення технологічного аудиту було залучено 3-х незалежних експертів Вінницького національного технічного університету кафедри галузевого машинобудування: к.т.н., доцент Слабкий А.В., к.т.н., професор Обертюх Р.Р., к. т. н., доцент Поліщук О.В.

Для проведення технологічного аудиту було використано таблицю 5.1 [20] в якій за п'ятибальною шкалою використовуючи 12 критеріїв здійснено оцінку комерційного потенціалу.

Таблиця 5.1 – Рекомендовані критерії оцінювання комерційного потенціалу розробки та їх можлива бальна оцінка

Критерії оцінювання та бали (за 5-ти бальною шкалою)					
Кри-терій	0	1	2	3	4
Технічна здійсненність концепції:					
1	Достовірність концепції не підтверджена	Концепція підтверджена експертними висновками	Концепція підтверджена розрахунками	Концепція перевірена на практиці	Перевірено роботоздатність продукту в реальних умовах
Ринкові переваги (недоліки):					
2	Багато аналогів на малому ринку	Мало аналогів на малому ринку	Кілька аналогів на великому ринку	Один аналог на великому ринку	Продукт не має аналогів на великому ринку
3	Ціна продукту значно вища за ціни аналогів	Ціна продукту дещо вища за ціни аналогів	Ціна продукту приблизно дорівнює цінам аналогів	Ціна продукту дещо нижче за ціни аналогів	Ціна продукту значно нижче за ціни аналогів
4	Технічні та споживчі властивості продукту значно гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту на рівні аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи кращі, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту значно кращі, ніж в аналогів

Продовження табл. 5.1

5	Експлуатаційні витрати значно вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати дещо вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати на рівні експлуатаційних витрат аналогів	Експлуатаційні витрати трохи нижчі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати значно нижчі, ніж в аналогів
Ринкові перспективи					
6	Ринок малий і не має позитивної динаміки	Ринок малий, але має позитивну динаміку	Середній ринок з позитивною динамікою	Великий стабільний ринок	Великий ринок з позитивною динамікою
7	Активна конкуренція великих компаній на ринку	Активна конкуренція	Помірна конкуренція	Незначна конкуренція	Конкурентів немає
Практична здійсненність					
8	Відсутні фахівці як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї	Необхідно наймати фахівців або витратити значні кошти та час на навчання наявних фахівців	Необхідне незначне навчання фахівців та збільшення їх штату	Необхідне незначне навчання фахівців	Є фахівці з питань як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї
9	Потрібні значні фінансові ресурси, які відсутні. Джерела фінансування ідеї відсутні	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування відсутні	Потрібні значні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Не потребує додаткового фінансування
10	Необхідна розробка нових матеріалів	Потрібні матеріали, що використовуються у військово-промисловому комплексі	Потрібні дорогі матеріали	Потрібні досяжні та дешеві матеріали	Всі матеріали для реалізації ідеї відомі та давно використовуються у виробництві
11	Термін реалізації ідеї більший за 10 років	Термін реалізації ідеї більший за 5 років. Термін окупності інвестицій більше 10-ти років	Термін реалізації ідеї від 3-х до 5-ти років. Термін окупності інвестицій більше 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій від 3-х до 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій менше 3-х років
12	Необхідна розробка регламентних документів та отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту	Необхідно отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту, що вимагає значних коштів та часу	Процедура отримання дозвільних документів для виробництва та реалізації продукту вимагає незначних коштів та часу	Необхідно тільки повідомлення відповідним органам про виробництво та реалізацію продукту	Відсутні будь-які регламентні обмеження на виробництво та реалізацію продукту

Таблиця 5.2 – Рівні комерційного потенціалу розробки

Середньоарифметична сума балів СБ, розрахована на основі висновків експертів	Рівень комерційного потенціалу розробки
0-10	Низький
11-20	Нижче середнього
21-30	Середній
31-40	Вище середнього
41-48	Високий

В таблиці 5.3 наведено результати оцінювання експертами комерційного потенціалу розробки.

Таблиця 5.4 – Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки

Критерії	Прізвище, ініціали, посада експерта		
	Слабкий А.В.	Обертюх Р.Р	Поліщук О.В.
	Бали, виставлені експертами:		
1	4	4	5
2	2	3	3
3	4	4	3
4	3	3	4
5	2	2	3
6	3	3	3
7	3	3	3
8	5	5	5
9	2	3	2
10	4	5	5
11	3	4	5
12	4	5	4
Сума балів	СБ ₁ =39	СБ ₂ =44	СБ ₃ =45
Середньоарифметична сума балів $\overline{СБ}$	$\overline{СБ} = \frac{\sum_1^3 СБ_i}{3} = \frac{39 + 44 + 45}{3} = 43$		

Середньоарифметична оцінка, отримана на основі експертних висновків, становить 43 бали, і згідно з таблицею 5.3, це вказує на високий рівень комерційного потенціалу результатів проведених досліджень.

Результатом магістерської роботи є конструкція електрогідравлічний вібраційний привод дослідного стенда. Отримані результати будуть цікаві машинобудівним підприємствам, дослідним установам.

Проведемо оцінку якості і конкурентоспроможності нової розробки порівняно з аналогом.

В якості аналога для розробки було обрано гідравлічний вібраційний стенд серії KRD70 фірми Weimer testing technology. Основними недоліками аналога є габарити, вузький діапазон вібронавантаження. У розробці дана проблема вирішується завдяки новим конструктивним рішенням. Також система випереджає аналог за такими параметрами як розширений діапазон вібронавантаження.

В таблиці 5.5 наведені основні техніко-економічні показники аналога і нової розробки.

Проведемо оцінку якості продукції, яка є найефективнішим засобом забезпечення вимог споживачів та порівняємо її з аналогом.

Таблиця 5.5 – Основні параметри нової розробки та товару-конкурента

Показник	Варіанти		Відносний показник якості	Коефіцієнт вагомості параметра
	Базовий (товар-конкурент)	Новий (інноваційне рішення)		
1	2	3	4	5
Корисне зусилля	2000	10000	5	0,3
Частота вібронавантаження	100	150	1,5	0,2
Амплітуда коливань	1	2	2	0,1
Напрацювання на відмову, год	3000	3000	1	0,3
Масо-габарити, кг	150	120	1,25	0,1

Визначимо відносні одиничні показники якості по кожному параметру за формулами (4.1) та (4.2) і занесемо їх у відповідну колонку табл. 5.6.

$$q_i = \frac{P_{Hi}}{P_{Bi}} \quad (5.1)$$

або

$$q_i = \frac{P_{Bi}}{P_{Hi}} \quad (5.2)$$

де P_{Hi} , P_{Bi} – числові значення i -го параметру відповідно нового і базового виробів.

$$q_1 = \frac{10000}{100} = 5;$$

$$q_2 = \frac{150}{100} = 1,5;$$

$$q_3 = \frac{2}{1} = 2;$$

$$q_4 = \frac{3000}{3000} = 1;$$

$$q_5 = \frac{150}{120} = 1,25$$

Відносний рівень якості нової розробки визначаємо за формулою:

$$K_{\text{я.в.}} = \sum_{i=1}^n q_i \cdot \alpha_i, \quad (5.3)$$

$$K_{\text{я.в.}} = 5 \cdot 0,3 + 1,5 \cdot 0,2 + 2 \cdot 0,1 + 1 \cdot 0,3 + 1,25 \cdot 0,1 = 2,4$$

Відносний коефіцієнт показника якості нової розробки більший одиниці, отже нова розробка якісніший базового товару-конкурента.

Наступним кроком є визначення конкурентоспроможності товару. Конкурентоспроможність товару є головною умовою конкурентоспроможності підприємства на ринку і важливою основою прибутковості його діяльності.

Однією із умов вибору товару споживачем є збіг основних ринкових характеристик виробу з умовними характеристиками конкретної потреби покупця. Такими характеристиками найчастіше вважають нормативні та технічні параметри, а також ціну придбання та вартість споживання товару.

В табл. 5.6 наведено технічні та економічні показники для розрахунку конкурентоспроможності нової розробки відносно товару-аналога, технічні дані взяті з попередніх розрахунків.

Таблиця 5.6 – Нормативні, технічні та економічні параметри нової розробки і товару-виробника

Показники	Варіанти	
	Базовий (товар-конкурент)	Новий (інноваційне рішення)
1	2	3
1. Нормативно-технічні показники		
Корисне зусилля	2000	10000
Частота вібронавантаження	100	150
Амплітуда коливань	1	2
Напрацювання на відмову, год	3000	3000
Масо-габарити, кг	150	120
2. Економічні показники		
Ціна придбання, грн.	860000	520000

Загальний показник конкурентоспроможності інноваційного рішення (К) з урахуванням вищезазначених груп показників можна визначити за формулою:

$$K = \frac{I_{m.n.}}{I_{e.n.}}, \quad (5.4)$$

де $I_{m.n.}$ – індекс технічних параметрів; $I_{e.n.}$ – індекс економічних параметрів.

Індекс технічних параметрів є відносним рівнем якості інноваційного рішення. Індекс економічних параметрів визначається за формулою (5.5)

$$I_{e.n.} = \frac{\sum_{i=1}^n P_{Hei}}{\sum_{i=1}^n P_{Bei}}, \quad (5.5)$$

де P_{Hei} , P_{Bei} – економічні параметри (ціна придбання та споживання товару) відповідно нового та базового товарів.

$$I_{e.n.} = \frac{520000}{860000} = 0,6;$$

$$K = \frac{2,4}{0,6} = 4.$$

Зважаючи на розрахунки, можна зробити висновок, що нова розробка буде конкурентоспроможніше, ніж конкурентний товар.

5.2 Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи

Витрати, пов'язані з проведенням науково-дослідної роботи групуються за такими статтями: витрати на оплату праці, витрати на соціальні заходи, матеріали, паливо та енергія для науково-виробничих цілей, витрати на службові відрядження, програмне забезпечення для наукових робіт, інші витрати, накладні витрати.

1. Основна заробітна плата кожного із дослідників $З_0$, якщо вони працюють в наукових установах бюджетної сфери визначається за формулою:

$$З_0 = \frac{M}{T_p} \cdot t \text{ (грн)} \quad (5.6)$$

де M – місячний посадовий оклад конкретного розробника (інженера, дослідника, науковця тощо), грн.;

T_p – число робочих днів в місяці; приблизно $T_p \approx 21...23$ дні;

t – число робочих днів роботи дослідника.

Зведемо сумарні розрахунки до таблиця 5.7.

Таблиця 5.7 – Заробітна плата дослідника в науковій установі бюджетної сфери

Найменування посади	Місячний посадовий оклад, грн.	Оплата за робочий день, грн.	Число днів роботи	Витрати на заробітну плату грн.
Керівник	20000	952,4	8	7619
Інженер	14000	666,7	15	10000
Всього				17619

2. Витрати на основну заробітну плату робітників ($З_p$) за відповідними найменуваннями робіт розраховують за формулою:

$$З_p = \sum_{i=1}^n C_i \cdot t_i, \quad (5.7)$$

де C_i – погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду, за виконану відповідну роботу, грн/год;

t_i – час роботи робітника на виконання певної роботи, год.

Погодинну тарифну ставку робітника відповідного розряду C_i можна визначити за формулою:

$$C_i = \frac{M_M \cdot K_i \cdot K_c}{T_p \cdot t_{зм}}, \quad (5.8)$$

де M_M – розмір прожиткового мінімуму працездатної особи або мінімальної місячної заробітної плати (залежно від діючого законодавства), грн; K_i – коефіцієнт міжкваліфікаційного співвідношення для встановлення тарифної ставки робітнику відповідного розряду;

K_c – мінімальний коефіцієнт співвідношень місячних тарифних ставок робітників першого розряду з нормальними умовами праці виробничих об'єднань і підприємств до законодавчо встановленого розміру мінімальної заробітної плати.

T_p – середня кількість робочих днів в місяці, приблизно $T_p = 21 \dots 23$ дні;

$t_{зм}$ – тривалість зміни, год.

Таблиця 5.8 – Величина витрат на основну заробітну плату робітників

Найменування робіт	Тривалість роботи, год	Розряд роботи	Погодинна тарифна ставка, грн	Величина оплати на робітника, грн
1.Підготовчі	2	1	47,6	95,2
2.Монтажні	3	3	64,3	192,9
3.Складальні	2	5	81,0	161,9
4.Налагоджувальні	6	2	52,4	314,3
5.Випробувальні	3	4	71,4	214,3
Всього				978,6

3. Розрахунок додаткової заробітної плати робітників

Додаткова заробітна плата $З_д$ всіх розробників та робітників, які приймали участь в розробці нового технічного рішення розраховується як 10 - 12 % від основної заробітної плати робітників.

На даному підприємстві додаткова заробітна плата начисляється в розмірі 11% від основної заробітної плати.

$$З_д = (З_о + З_р) \cdot \frac{Н_{дод}}{100\%} \quad (5.9)$$

$$З_д = 0,11 \cdot (17619 + 978,6) = 2045,74(\text{грн})$$

4. Нарахування на заробітну плату $Н_{зп}$ дослідників та робітників, які брали участь у виконанні даного етапу роботи, розраховуються за формулою (5.10):

$$Н_{зп} = (З_о + З_р + З_д) \cdot \frac{\beta}{100} \quad (\text{грн}) \quad (5.10)$$

де $З_о$ – основна заробітна плата розробників, грн.;

$З_д$ – додаткова заробітна плата всіх розробників та робітників, грн.;

$З_р$ – основну заробітну плату робітників, грн.;

β – ставка єдиного внеску на загальнообов’язкове державне соціальне страхування, % .

Дана діяльність відноситься до бюджетної сфери, тому ставка єдиного внеску на загальнообов’язкове державне соціальне страхування буде складати 22%, тоді:

$$Н_{зп} = (17619 + 978,6 + 2045,74) \cdot \frac{22}{100} = 4541,54 \quad (\text{грн})$$

5. Сировина та матеріали.

До статті «Сировина та матеріали» належать витрати на сировину, основні та допоміжні матеріали, інструменти, пристрої та інші засоби й

предмети праці, які придбані у сторонніх підприємств, установ і організацій та витрачені на проведення досліджень за прямим призначенням згідно з нормами їх витрачання, а також витрачені придбані напівфабрикати, що підлягають монтажу або виготовленню й додатковій обробці в цій організації, чи дослідні зразки, що виготовляються виробниками за документацією наукової організації.

Витрати на матеріали (М) у вартісному вираженні розраховуються окремо для кожного виду матеріалів за формулою:

$$M = \sum_{i=1}^n H_j \cdot C_j \cdot K_j - \sum_{i=1}^n B_j \cdot C_{Bj}, \quad (5.11)$$

де H_j – норма витрат матеріалу j -го найменування, кг;

n – кількість видів матеріалів;

C_j – вартість матеріалу j -го найменування, грн/кг;

K_j – коефіцієнт транспортних витрат, ($K_j = 1,1 \dots 1,15$);

B_j – маса відходів j -го найменування, кг;

C_{Bj} – вартість відходів j -го найменування, грн/кг.

Проведені розрахунки зведені в таблицю 5.9.

Таблиця 5.9 – Витрати на матеріали

Найменування матеріалу, марка, тип, сорт	Ціна за 1 кг, грн	Норма витрат, кг	Вартість витраченого матеріалу, грн
Сталь 45	45,4	5	227
Сталь 20Х	45,6	2,5	114
Метизи	600	1	600
Сталь 60С2А	70	0,5	35
Всього			976
З врахуванням коефіцієнта транспортування			1073,6

6. Витрати на комплектуючі вироби (K_e), які використовують при дослідженні нового технічного рішення, розраховуються, згідно з їхньою номенклатурою, за формулою:

$$K_e = \sum_{j=1}^n H_j \cdot C_j \cdot K_j \quad (5.12)$$

де H_j – кількість комплектуючих j -го виду, шт.;

C_j – покупна ціна комплектуючих j -го виду, грн;

K_j – коефіцієнт транспортних витрат, ($K_j = 1,1 \dots 1,15$).

Проведені розрахунки бажано звести до таблиці.

Таблиця 5.10 – Витрати на комплектуючі

Найменування комплектуючих	Кількість, шт.	Ціна за штуку, грн	Сума, грн
Ущільнення	5	42,5	212,5
Олива	20	55	1100
Всього			1443,75

7. Спецустаткування для наукових (експериментальних) робіт

Балансову вартість спецустаткування розраховують за формулою:

$$B_{\text{спец}} = \sum_{i=1}^k C_i \cdot C_{\text{пр.і}} \cdot K_i, \quad (5.13)$$

де C_i – ціна придбання одиниці спецустаткування даного виду, марки, грн;

$C_{\text{пр.і}}$ – кількість одиниць устаткування відповідного найменування, які придбані для проведення досліджень, шт.;

K_i – коефіцієнт, що враховує доставку, монтаж, налагодження устаткування тощо, ($K_i = 1,10 \dots 1,12$);

k – кількість найменувань устаткування.

Отримані результати необхідно звести до таблиці 5.11.

Таблиця 5.11 – Витрати на придбання спецустаткування по кожному виду

Найменування устаткування	Кількість, шт	Ціна за одиницю, грн	Вартість, грн
Віброметр Benetech GM63B	1	9312	9312
Всього з врахуванням налагодження			10243,2

8. Програмне забезпечення для наукових (експериментальних) робіт.

Балансову вартість програмного забезпечення розраховують за формулою:

$$B_{\text{прог}} = \sum_{i=1}^k C_{\text{прог}} \cdot C_{\text{прог.і}} \cdot K_i, \quad (5.14)$$

де $C_{\text{прог}}$ – ціна придбання одиниці програмного засобу даного виду, грн;

$C_{\text{прог.і}}$ – кількість одиниць програмного забезпечення відповідного найменування, які придбані для проведення досліджень, шт.;

K_i – коефіцієнт, що враховує інсталяцію, налагодження програмного засобу тощо, ($K_i = 1, 10 \dots 1, 12$);

k – кількість найменувань програмних засобів.

Отримані результати необхідно звести до таблиці 5.12.

Таблиця 5.12 – Витрати на придбання програмних засобів по кожному виду

Найменування програмного засобу	Кількість, шт	Ціна за одиницю, грн	Вартість, грн
Solidworks	1	2000	2000
Всього			2200

9. Амортизація обладнання, програмних засобів та приміщень

В спрощеному вигляді амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання, приміщень та програмному забезпеченню тощо, можуть бути

розраховані з використанням прямолінійного методу амортизації за формулою:

$$A_{обл} = \frac{Ц_{б}}{T_{е}} \cdot \frac{t_{вик}}{12}, \quad (5.15)$$

де $Ц_{б}$ – балансова вартість обладнання, програмних засобів, приміщень тощо, які використовувались для проведення досліджень, грн;

$t_{вик}$ – термін використання обладнання, програмних засобів, приміщень під час досліджень, місяців;

$T_{е}$ – строк корисного використання обладнання, програмних засобів, приміщень тощо, років.

Проведені розрахунки необхідно звести до таблиці 5.13.

Таблиця 5.13 – Амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання

Найменування обладнання	Балансова вартість, грн	Строк корисного використання, років	Термін використання обладнання, місяців	Амортизаційні відрахування, грн
1.Персональний комп'ютер	25000	2	1	1041,67
Всього				1041,67

10. До статті «Паливо та енергія для науково-виробничих цілей» відносяться витрати на всі види палива й енергії, що безпосередньо використовуються з технологічною метою на проведення досліджень.

$$B_e = \sum_{i=1}^n \frac{W_{yt} \cdot t_i \cdot C_e \cdot K_{впi}}{\eta_i} \quad (5.16)$$

де W_{yt} – встановлена потужність обладнання на певному етапі розробки, кВт;

t_i – тривалість роботи обладнання на етапі дослідження, год;

C_e – вартість 1 кВт-години електроенергії, грн;

$K_{впi}$ – коефіцієнт, що враховує використання потужності, $K_{впi} < 1$;

η_i – коефіцієнт корисної дії обладнання, $\eta_i < 1$.

Для написання магістерської роботи використовується персональний комп'ютер для якого розрахуємо витрати на електроенергію.

$$B_e = \frac{0,5 \cdot 260 \cdot 10,5 \cdot 0,5}{0,8} = 853,13$$

11. Службові відрядження.

Витрати за статтею «Службові відрядження» розраховуються як 20...25% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою:

$$B_{cb} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{cb}}{100\%}, \quad (5.17)$$

де H_{cb} – норма нарахування за статтею «Службові відрядження».

$$B_{cb} = 0,2 \cdot (17619 + 978,6) = 3719,52$$

12. Накладні (загальновиробничі) витрати $B_{нзв}$ охоплюють: витрати на управління організацією, оплата службових відряджень, витрати на утримання, ремонт та експлуатацію основних засобів, витрати на опалення, освітлення, водопостачання, охорону праці тощо. Накладні (загальновиробничі) витрати $B_{нзв}$ можна прийняти як (100...150)% від суми основної заробітної плати розробників та робітників, які виконували дану МКНР, тобто:

$$B_{нзв} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{нзв}}{100\%}, \quad (5.18)$$

де $H_{нзв}$ – норма нарахування за статтею «Інші витрати».

$$B_{нзв} = (17619 + 978,6) \cdot \frac{100}{100\%} = 18597,62 \text{ грн}$$

Сума всіх попередніх статей витрат дає витрати, які безпосередньо стосуються даного розділу МКНР

$$B=17619+978,6+2045,74+4541,54+1073,6+1443,75+10243,2+2200+1041,67+853,13+3719,52+18597,62=64357,38$$

Прогнозування загальних втрат ЗВ на виконання та впровадження результатів виконаної МКНР здійснюється за формулою:

$$ЗВ = \frac{B}{\eta}, \quad (5.19)$$

де η – коефіцієнт, який характеризує стадію виконання даної НДР.

Оскільки, робота знаходиться на стадії науково-дослідних робіт, то коефіцієнт $\beta = 0,7$.

Звідси:

$$ЗВ = \frac{64357,38}{0,7} = 91939,11 \text{ грн.}$$

5.3 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки

У даному підрозділі кількісно спрогнозуємо, яку вигоду, зиск можна отримати у майбутньому від впровадження результатів виконаної наукової роботи. Розрахуємо збільшення чистого прибутку підприємства $\Delta\Pi_i$, для кожного із років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки, за формулою

$$\Delta\Pi_i = \sum_1^n (\Delta\Pi_o \cdot N + \Pi_o \cdot \Delta N)_i \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \left(1 - \frac{\nu}{100}\right) \quad (5.20)$$

де $\Delta\Pi_o$ – покращення основного оціночного показника від впровадження результатів розробки у даному році.

N – основний кількісний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році до впровадження результатів наукової розробки;

ΔN – покращення основного кількісного показника діяльності підприємства від впровадження результатів розробки:

Π_0 – основний оціночний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році після впровадження результатів наукової розробки;

n – кількість років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки:

l – коефіцієнт, який враховує сплату податку на додану вартість. Ставка податку на додану вартість дорівнює 20%, а коефіцієнт $l = 0,8333$.

p – коефіцієнт, який враховує рентабельність продукту. $p = 0,25$;

x – ставка податку на прибуток. У 2024 році – 18%.

Припустимо, що ціна зросте на 1000 грн. Кількість одиниць реалізованої продукції також збільшиться: протягом першого року на 10 шт., протягом другого року – на 15 шт., протягом третього року на 20 шт. Реалізація продукції до впровадження розробки складала 1 шт., а її ціна до 520000 грн. Розрахуємо прибуток, яке отримає підприємство протягом трьох років.

$$\begin{aligned}\Delta\P_1 &= [1000 \cdot 1 + (520000 + 1000) \cdot 10] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 890176,89 \text{ грн.}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta\P_2 &= [1000 \cdot 1 + (520000 + 1000) \cdot (10 + 15)] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 2226015,2 \text{ грн.}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta\P_3 &= [1000 \cdot 1 + (520000 + 1000) \cdot (10 + 15 + 20)] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \\ &\cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) = 4006027,3 \text{ грн.}\end{aligned}$$

5.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності

Розрахуємо основні показники, які визначають доцільність фінансування наукової розробки певним інвестором, є абсолютна і відносна ефективність вкладених інвестицій та термін їх окупності.

Розрахуємо величину початкових інвестицій PV , які потенційний інвестор має вкласти для впровадження і комерціалізації науково-технічної розробки.

$$PV = k_{\text{інв}} \cdot 3B, \quad (5.21)$$

$k_{\text{інв}}$ – коефіцієнт, що враховує витрати інвестора на впровадження науково-технічної розробки та її комерціалізацію. Це можуть бути витрати на підготовку приміщень, розробку технологій, навчання персоналу, маркетингові заходи тощо ($k_{\text{інв}} = 2 \dots 5$).

$$PV = 2 \cdot 91939,11 = 183878,23$$

Розрахуємо абсолютну ефективність вкладених інвестицій $E_{\text{абс}}$ згідно наступної формули:

$$E_{\text{абс}} = (ПП - PV) \quad (5.22)$$

де $ПП$ – приведена вартість всіх чистих прибутків, що їх отримає підприємство від реалізації результатів наукової розробки, грн.;

$$ПП = \sum_{i=1}^T \frac{\Delta\Pi_i}{(1+\tau)^t}, \quad (5.23)$$

де $\Delta\Pi_i$ – збільшення чистого прибутку у кожному із років, протягом яких виявляються результати виконаної та впровадженої НДЦКР, грн.;

T – період часу, протягом якою виявляються результати впровадженої НДДКР, роки;

τ – ставка дисконтування, за яку можна взяти щорічний прогнозований рівень інфляції в країні; для України цей показник знаходиться на рівні 0,2;
 t – період часу (в роках).

$$ПП = \frac{890176,89}{(1+0,2)^1} + \frac{2226015,2}{(1+0,2)^2} + \frac{4006027,3}{(1+0,2)^3} = 4616743,57 \text{ грн.}$$

$$E_{abc} = (4616743,57 - 183878,23) = 44932865,35 \text{ грн.}$$

Оскільки $E_{abc} > 0$ то вкладання коштів на виконання та впровадження результатів НДДКР може бути доцільним.

Розрахуємо відносну (щорічну) ефективність вкладених в наукову розробку інвестицій E_g . Для цього користуються формулою:

$$E_g = \sqrt[T_{жс}]{1 + \frac{E_{abc}}{PV}} - 1, \quad (5.24)$$

$T_{жс}$ – життєвий цикл наукової розробки, роки.

$$E_g = \sqrt[3]{1 + \frac{44932865,35}{183878,23}} - 1 = 2,66 = 266\%$$

Визначимо мінімальну ставку дисконтування, яка у загальному вигляді визначається за формулою:

$$\tau = d + f, \quad (5.25)$$

де d – середньозважена ставка за депозитними операціями в комерційних банках; в 2024 році в Україні $d = (0,14 \dots 0,2)$;

f – показник, що характеризує ризикованість вкладень; зазвичай, величина $f = (0,05 \dots 0,1)$.

$$\tau_{\min} = 0,18 + 0,05 = 0,23$$

Так як $E_g > \tau_{\min}$ то інвестор може бути зацікавлений у фінансуванні даної наукової розробки.

Розрахуємо термін окупності вкладених у реалізацію наукового проекту інвестицій за формулою:

$$T_{ок} = \frac{1}{E_g} \quad (5.26)$$

$$T_{ок} = \frac{1}{2,66} = 0,4 \text{ роки}$$

Так як $T_{ок} \leq 3...5$ -ти років, то фінансування даної наукової розробки в принципі є доцільним.

Результати здійсненого технологічного аудиту вказують на високому рівні комерційного потенціалу. У порівнянні з аналогічним виробом виявлено, що нова розробка вищої якості і більш конкурентоспроможна, як з технічних, так і економічних позначень.

Вкладені інвестиції в електрогідравлічний вібраційний привод дослідного стенда окупляться через 0,4 роки, загальні витрати на розробку складуть 91939,11 грн.

ВИСНОВКИ

Розвиток машинобудування вимагає покращення технічних та технологічних властивостей машин і механізмів, зокрема надійності. Експериментальні дослідження нових зразків техніки виконують на спеціалізованих експериментальних вібраційних стендах. Аналіз існуючих вібраційних стендів та широка їх гама, що представлена і на нашому вітчизняному ринку свідчить про високу актуальність напрямку модернізації та створення вібраційних стендів. В ході виконання кваліфікаційної роботи був спроектований електрогідравлічний вібраційний привід стенду для випробувань, який дозволяє створювати досить легко різні параметри вібронавантаження. Використання електрогідравлічного приводу, на нашу думку є найбільш привабливим з точки зору технологічності та технічних характеристик.

Розроблена математична модель приводу розробленого електрогідравлічного вібраційного приводу дослідного стенда дозволяє вподальшому оптимізувати елементи конструкції у відповідності до необхідних вихідних параметрів вібронавантаження.

В результаті виконаних робіт, можемо стверджувати, що застосування стендів даного типу, для імітації вібрацій спеціально підібраної частоти та амплітуди, покращують якість продукції, що виготовляється, сприяють комплексній автоматизації та механізації трудомістких процесів, підвищує продуктивність праці.

Економічний розрахунок, що представлений в роботі підтверджує доцільність розробки електрогідравлічного вібраційного приводу дослідного стенда для вітчизняного ринку, адже попит на такого типу продукцію стрімко зріс у зв'язку потребами вітчизняної промисловості.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Іскович-Лотоцький Р. Д. Процеси та машини вібраційних і віброударних технологій. Монографія [Текст] / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, І. В. Севостьянов. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця. - 2006. – 291 с.
2. Обертюх Р. Р. Пристрої для віброточіння на базі гідроімпульсного привода : монографія / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий. – Вінниця : ВНТУ, 2015. – 164 с.
3. Ланець О.С. Високоефективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення) : монографія / О.С. Ланець. — Львів : Вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2008. — 324 с
4. Гурський В. М. Багатокритеріальний аналіз і синтез нелінійних резонансних вібраційних машин : монографія / В. М. Гурський. — Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2017. — 308 с.
5. <https://vibrationvir.com.ua/goods/elektrodinamicheskie-vibrostandy-tira-sredney-moshchnosti/>
6. <http://donglingtest.ru/3-13-hydraulic-vibration-tester/162330/>
7. <https://weimer-test.com/service/hidravlichnyy-vibratsiynyy-stand-krd70/>
8. <https://weimer-test.com/?instive-insurance=l-seria>
9. Пат. 31620U, Україна, G01M 7/00, Ексцентриковий вібраційний стенд для дослідження надійності кріплення різьбових з'єднань / Михайлович Я.М., Рубенець А.М. (Україна) – № у 2007 15032 Заявл. 29.12.2008; – Опубл. 10.04.2008, Бюл. 7 / 2008, 10.04.2008р.
10. Пат. 36457U, Україна, G01M 7/00, Ударно-вібраційний випробувальний стенд згідно патенту / Мироненко О.М., Савуляк В.І. (Україна) – № у 2008 068866 Заявл. 19.05.2008; – Опубл. 27.10.2008, Бюл. 20 / 2008, 27.10.2008р.
11. Пат. 104898U, Україна, G01M 7/00, Вібраційний стенд / Троценко О.В. (Україна) – № а 2012 01333 Заявл. 08.02.2012; – Опубл. 12.08.2013, Бюл. 6 / 2014, 25.03.2014р.

12. <https://gme.in.ua/klapany-magazin>
13. Дідур В. А. Гідравліка та її використання в агропромисловому комплексі: підручник/ В. А. Дідур, О. Д. Савченко, Д. П. Журавель, С.І.Мовчан. – К.: Аграрнаосвіта, 2008. – 577 с.
14. Гідравліка: Навчально-методичний комплекс. Навчально-методичний посібник. / В.І.Дуганець, І.М.Бендера, В.А. Дідур та ін. За ред. В.І. Дуганця, І.М.Бендери, В.А. Дідура. – Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин О.В. 2013. – 566 с. ISBN 978-617-539-131-0
15. Стадник В.А. Деталі машин. Електронне навчальне видання – К.: –НТУУ КПІ, 2012. – 650 с.
16. Мархель І. І. Деталі машин : навчальний посібник / І. І. Мархель – К. : Алерта, 2017. – 368 с.
17. Деталі машин. Навчальний посібник. В. Павлов, Г. Борозенець, І. Семак. – К. :Кондор, 2021. – 220 с.
18. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт, практичних занять і самостійної роботи студентів з дисципліни «Математичне моделювання та оптимізація процесів в рухомих з'єднаннях машин» для студентів спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування» для всіх форм навчання / Уклад. Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий – Вінниця : ВНТУ, 2018. – 81 с.
19. Павленко П. М., Філоненко С. Ф., Чередніков О. М., Трейтяк В. В. Математичне моделювання систем і процесів: навч. посіб. – К. : НАУ, 2017. – 392 с.
20. Методичні вказівки до виконання економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. : В. О. Козловський, О. Й. Лесько, В. В. Кавецький. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 42 с.

ВИСНОВКИ

Розвиток машинобудування вимагає покращення технічних та технологічних властивостей машин і механізмів, зокрема надійності. Експериментальні дослідження нових зразків техніки виконують на спеціалізованих експериментальних вібраційних стендах. Аналіз існуючих вібраційних стендів та широка їх гама, що представлена і на нашому вітчизняному ринку свідчить про високу актуальність напрямку модернізації та створення вібраційних стендів. В ході виконання кваліфікаційної роботи був спроектований електрогідравлічний вібраційний привід стенду для випробувань, який дозволяє створювати досить легко різні параметри вібронавантаження. Використання електрогідравлічного приводу, на нашу думку є найбільш привабливим з точки зору технологічності та технічних характеристик.

Розроблена математична модель приводу розробленого електрогідравлічного вібраційного приводу дослідного стенда дозволяє вподальшому оптимізувати елементи конструкції у відповідності до необхідних вихідних параметрів вібронавантаження.

В результаті виконаних робіт, можемо стверджувати, що застосування стендів даного типу, для імітації вібрацій спеціально підібраної частоти та амплітуди, покращують якість продукції, що виготовляється, сприяють комплексній автоматизації та механізації трудомістких процесів, підвищує продуктивність праці.

Економічний розрахунок, що представлений в роботі підтверджує доцільність розробки електрогідравлічного вібраційного приводу дослідного стенда для вітчизняного ринку, адже попит на такого типу продукцію стрімко зріс у зв'язку потребами вітчизняної промисловості.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Іскович-Лотоцький Р. Д. Процеси та машини вібраційних і віброударних технологій. Монографія [Текст] / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, І. В. Севостьянов. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця. - 2006. – 291 с.
2. Обертюх Р. Р. Пристрої для віброточіння на базі гідроімпульсного привода : монографія / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий. – Вінниця : ВНТУ, 2015. – 164 с.
3. Ланець О.С. Високоєфективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення) : монографія / О.С. Ланець. — Львів : Вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2008. — 324 с
4. Гурський В. М. Багатокритеріальний аналіз і синтез нелінійних резонансних вібраційних машин : монографія / В. М. Гурський. — Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2017. — 308 с.
5. <https://vibrationvir.com.ua/goods/elektrodynamiccheskie-vibrostendy-tira-sredney-moshchnosti/>
6. <http://donglingtest.ru/3-13-hydraulic-vibration-tester/162330/>
7. <https://weimer-test.com/service/hidravlichnyy-vibratsiynyy-stend-krd70/>
8. <https://weimer-test.com/?instive-insurance=l-seria>
9. Пат. 31620U, Україна, G01M 7/00, Ексцентриковий вібраційний стенд для дослідження надійності кріплення різьбових з'єднань / Михайлович Я.М., Рубенець А.М. (Україна) – № у 2007 15032 Заявл. 29.12.2008; – Опубл. 10.04.2008, Бюл. 7 / 2008, 10.04.2008р.
10. Пат. 36457U, Україна, G01M 7/00, Ударно-вібраційний випробувальний стенд згідно патенту / Мироненко О.М., Савуляк В.І. (Україна) – № у 2008 068866 Заявл. 19.05.2008; – Опубл. 27.10.2008, Бюл. 20 / 2008, 27.10.2008р.
11. Пат. 104898U, Україна, G01M 7/00, Вібраційний стенд / Троценко О.В. (Україна) – № а 2012 01333 Заявл. 08.02.2012; – Опубл. 12.08.2013, Бюл. 6 / 2014, 25.03.2014р.

12. <https://gme.in.ua/klapany-magazin>
13. Дідур В. А. Гідравліка та її використання в агропромисловому комплексі: підручник/ В. А. Дідур, О. Д. Савченко, Д. П. Журавель, С.І.Мовчан. – К.: Аграрнаосвіта, 2008. – 577 с.
14. Гідравліка: Навчально-методичний комплекс. Навчально-методичний посібник. / В.І.Дуганець, І.М.Бендера, В.А. Дідур та ін. За ред. В.І. Дуганця, І.М.Бендери, В.А. Дідура. – Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин О.В. 2013. – 566 с. ISBN 978-617-539-131-0
15. Стадник В.А. Деталі машин. Електронне навчальне видання – К.: –НТУУ КПІ, 2012. – 650 с.
16. Мархель І. І. Деталі машин : навчальний посібник / І. І. Мархель – К. : Алерта, 2017. – 368 с.
17. Деталі машин. Навчальний посібник. В. Павлов, Г. Борозенець, І. Семак. – К. :Кондор, 2021. – 220 с.
18. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт, практичних занять і самостійної роботи студентів з дисципліни «Математичне моделювання та оптимізація процесів в рухомих з'єднаннях машин» для студентів спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування» для всіх форм навчання / Уклад. Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий – Вінниця : ВНТУ, 2018. – 81 с.
19. Павленко П. М., Філоненко С. Ф., Чередніков О. М., Трейтяк В. В. Математичне моделювання систем і процесів: навч. посіб. – К. : НАУ, 2017. – 392 с.
20. Методичні вказівки до виконання економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. : В. О. Козловський, О. Й. Лесько, В. В. Кавецький. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 42 с.

ДОДАТОК А

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ГМ

д. т. н., професор Леонід ПОЛІЩУК,

(підпис)

«_____» _____ 2024

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

На розробку електрогідравлічного вібраційного приводу дослідного стенда

Розробив студент

Спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

Віталій ЦИБУЛЬСЬКИЙ

«_____» _____ 2024

Керівник: к.т.н., доцент

Андрій СЛАБКИЙ

1 Найменування і область застосування

Найменування – електрогідравлічний вібраційний привод дослідного стенда для випробовування машин та механізмів.

2 Підстава для виконання роботи

Підставою для розробки даного дипломного проекту є індивідуальне завдання на магістерську кваліфікаційну роботу та наказ ректора по ВНТУ про закріплення тем.

3 Мета і призначення дослідження

Мета розробка електрогідравлічного вібраційного приводу дослідного стенда, з покращеними техніко-економічними показниками.

Призначення розробки – випробовування машин та механізмів вібраційним навантаженням.

4 Джерела розробки

Список використаних джерел розробки

- 4.1 Іскович-Лотоцький Р. Д. Процеси та машини вібраційних і віброударних технологій. Монографія [Текст] / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, І. В. Севостьянов. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця. - 2006. – 291 с.
- 4.2 Обертюх Р. Р. Пристрої для віброточіння на базі гідроімпульсного приводу : монографія / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий. – Вінниця : ВНТУ, 2015. – 164 с.
- 4.3 Ланець О.С. Високоєфективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення) : монографія / О.С. Ланець. — Львів : Вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2008. — 324 с
- 4.4 Гурський В. М. Багатокритеріальний аналіз і синтез нелінійних резонансних вібраційних машин : монографія / В. М. Гурський. — Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2017. — 308 с.

5 Вихідні дані для розробки робочого органу:

1	Робочий діапазон частот коливання, Гц	0....6;
2	Максимальний робочий тиск в поршневій порожнині циліндра під час робочого ходу, МПа	0....6
3	Зусилля на штоці циліндра за максимального тиску, кН	8000
4	Аплітуда кодівань, мм	15мм
5	Коефіцієнт запасу по потужності K_m	1,25....1,5

5.1 Технічні вимоги

- регулювання органів управління – безступінчасте;
- вимоги монтажно-ї придатності до продукції – поставка в зібраному вигляді;
- маса продукції – до 5000кг;
- захист від вологи, шкідливих випаровувань та корозії, здійснюється за рахунок герметичності та покриттів;
- складові частини конструкції електрогідравлічного вібраційного приводу дослідного стенда взаємозамінні;
- деталі, вузли електрогідравлічного вібраційного приводу дослідного стенда, повинні виготовлятися з матеріалів стійких до дії миючих засобів, мастила, цементу;
- система керування – логістичний контролер чи механічна система.

5.2 Вимоги до надійності:

довговічність – не менше 6 тис. год; безвідмовність – напрацювання на відмову – 1 тис. год; збереженість – повинна забезпечуватися працездатність електрогідравлічного вібраційного приводу дослідного стенда в режимі очікування, роботи, консервації; ремонтпридатність – компоновочне рішення повинно бути таким, що забезпечує легкодоступність до деталей, які вірогідно можуть мати найменший термін служби та відносно простий їх ремонт.

5.3 Вимоги до технологічності розробки, виробництва і експлуатації – конструкція електрогідравлічного вібраційного приводу дослідного стенда повинна бути такою, щоб забезпечувати їх виготовлення без застосування спеціального обладнання і устаткування.

5.4 Вимоги до рівня уніфікації і стандартизації, вимоги до використання стандартних, уніфікованих і запозичених складальних одиниць і деталей при розробці, показники рівня уніфікації – по можливості під час розробки електрогідравлічного вібраційного приводу дослідного стенда використовувати уніфіковані деталі і стандартні вироби.

5.5 Вимоги безпеки життєдіяльності – забезпечується безпека під час монтажу, і ремонті. Допустимі рівні вібраційних і шумових навантажень, допустимі випаровування робочої рідини у відповідності з санітарними нормами. Повинні бути розроблені заходи, що забезпечують технічну безпеку під час монтажу, експлуатації і ремонті пристрою.

5.6 Конструкція повинна відповідати естетичним і ергономічним вимогам, повинна бути зручною в обслуговуванні та управлінні.

5.7 Матеріали, що використовуються для деталей слід вибирати відповідно до рекомендацій.

5.8 Умови експлуатації, вимоги до технічного обслуговуванню і ремонту:

- умови експлуатації, при яких повинно забезпечуватися використання продукції з заданими технічними показниками – продукція призначена для використання у середньоширотних кліматичних умовах;

- час підготовки продукції до використання після транспортування і зберігання – 1 год;

- вид обслуговування періодичний;

- періодичність і орієнтовна трудомісткість технічного обслуговування і ремонту – 2 дні (один раз в три місяці);

5.9 Вимоги по транспортуванню і збереженню

– можливість транспортування на будь – якому виді транспортних засобів

- захист від ударів під час завантаження і розвантаження
- зберігання на складі готової продукції
- зберігання у законсервованому вигляді
- складування на стелажах.

6 Економічні показники:

- орієнтований термін окупності витрат на розробку – 2,5 роки,
- освоєння виробництва продукції,
- економічна перевага розробленої продукції у порівнянні з кращими зразками.

7 Виконавці НДР: студент спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» Віталій ЦИБУЛЬСЬКИЙ

8 Етапи НДР і терміни їх виконання:

- дослідження проблематики теми МКР та формування напрямків покращення та розробки нових зразків аналогічних зразків техніки;
- розробка нової конструкції електрогідравлічного вібраційного приводу дослідного стенда;
- проектні та перевірочні розрахунки елементів обладнання;
- техніко-економічне обґрунтування МКР;
- висновки.
- оформлення текстових документацій та ілюстративних матеріалів для захисту МКР.

9 Порядок контролю і прийомки

- попередній захист проекту
- захист проекту перед МКР

Додаток В (обов'язковий)

**СКРИПТ ПРОГРАМИ ДОСЛІДЖЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ В
MATLAB**

ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИЙ ВІБРАЦІЙНИЙ ПРИВОД ДОСЛІДНОГО СТЕНДА

Розрахунок динаміки електрогідравлічного вібратора

Програма для Matlab:

%% Програма підрахунку параметрів Simulink-моделі віброприводу.

%% Вихідні дані:

% маса рухомих частин штоку, кг $m_{sht}=5$;

% тиск напору, Па $p_n=2e7$;

% усереднений показник політропи $n=1.2$;

% маса об'єкту дослідження, кг $m=8e3$;

% прискорення вільного падіння, m/c^2 $g=9.81$;

% номінальний об'єм ГПА, m^3 $V_{a_nom}=0.0075$;

% коефіцієнт в'язкого тертя, Нм/с $k_t=1e3$;

% усереднене значення модуля об'ємної пружності РЖ $B=1e9$;

% діаметр штоку, $d_{sht}=0.08$;

% діаметр поршня, м $D_{por}=0.117$;

% щільність мастила, $кг/м^3$ $\rho_o=890$;

% амплітуда вібропереміщення, м $A=0.015$;

%% Параметри покупного ЕГУ

$f_1=29$;

$f_2=48$;

$\omega_1=2*\pi*f_1$; $\omega_2=2*\pi*f_2$;

$T_2e=1/\omega_2$;

$T_1e=1/\omega_1-\omega_1/(\omega_2^2)$;

$x_{max}=0.005$;

$S_{tor_zol}=0.0005$;

$I_{max}=20e-3$;

$K_e=x_{max}/i_{max}$;

%% Розрахунок коефіцієнтів, що входять в модель

% площа торцю штока в області підтискання $F_{sht}=\pi*d_{sht}^2/4$;

% ефективна площа поршня $F=\pi/4*(D_{por}^2-d_{sht}^2)$;

```

% коефіцієнт підсилення РУ K_us=4.32e-3;
% коефіцієнт давача ОС K_dos=310;
% діаметр золотника d_z=sqrt(4*S_tor_zol/pi);
% питома провідність золотникового гідророзподільника
k_z_shtrih=0.72*pi*d_z*0.5*sqrt(2/ro);
% коефіцієнти лінеаризації витратно-змінної характеристики золотника
k_QP=0.05*k_z_shtrih/(sqrt(2*p_n));
k_Qx=k_z_shtrih*sqrt(p_n/2);
% тиск попередньої зарядки P_zar=m_sht*g/F_sht;
% об'єм газової порожнини
P_st=m*g/F_sht;
V_A=P_zar^(1/n)*V_a_nom/(P_st^(1/n));
% розрахункова жорсткість "пневматичної пружини" C_A=n*m*g*F_sht/V_A;
% коефіцієнт внутрішнього зворотного зв'язку K_A=k_QP*C_A/(k_Qx*F);
% постійна часу гідроприводу T_g=F/k_Qx;
% об'єм робочих порожнин поршня V_0=F*A;
% приведена жорсткість ГЦ C_c=2*F^2*B/V_0;
% коефіцієнт відносного демпфування Гц
ksi_c=(0.5*k_t+k_QP*m*B/V_0)/(sqrt(m*C_c));
I постійна часу ГЦ T_c=sqrt(m/C_c);
open_system('Vibration module'); sim('Vibration module');

```

Результат роботи програми - Simulink модель з розрахованими параметрами:

```

T_2e=0.0033;
T_1e=0.0035;
K_e=0.25;
K_us=4.32e-3;
K_dos=310;
K_A=0.028;
T_g=0.0013;

```


ksi_c=0.17;

T_c=0.0032;

Отриману лінійну модель динамічної системи досліджуємо на стійкість за допомогою інструментарію лінійного аналізу.

2. Розрахунок динаміки блоку статичного розвантаження

Програма для Matlab:

KZOL=0.000148;

SZOL=0.000079;

CZOL=133100;

P=21000000;

F=0.0050;

N1=sqrt(P/2);

N2=2*KZOL*SZOL*N1/CZOL;

KGA=1.14e-10;

TGZ=KGA/N2;

TAY=F/N2;

Y=0.015;

clear F;

F=0:0.5:6,

w=2.*pi.*F,

N3=sqrt(1+TGZ.*TGZ.*w.*w);

A=TAY.*w./N3,

PAM=A.*Y,

FI=90-(180./pi).*atan(TGZ.*w),

plot(F,A.*1e-6,'k'),grid on,hold on,

plot(F,PAM.*1e-4,'k'),grid on,hold on,

plot(F,FI,'k'),grid on,hold on;

```

xlabel('f , [Гц]'),
ylabel('A*1x10^-6 , FI , [Град] ,PAM*1x10^4 '),
title('Полость статической разгрузки'),
text(4.5,46,'\it{A}'),
text(3.5,15,'\it{FI}'),
text(2.3,65.5,'\it{PAM}'),
zoom on,

```

Результати виконання програми.

F	A	PAM	FI
0	0	0	90
0.5	2.3355e+007	3.5032e+005	57.826
1	3.4336e+007	5.1504e+005	38.477
1.5	3.8755e+007	5.8133e+005	27.917
2	4.0759e+007	6.1139e+005	21.673
2.5	4.1798e+007	6.2697e+005	17.636
3	4.2397e+007	6.3596e+005	14.838
3.5	4.2771e+007	6.4156e+005	12.794
4	4.3019e+007	6.4528e+005	11.238
4.5	4.3191e+007	6.4787e+005	10.016
5	4.3316e+007	6.4974e+005	9.032
5.5	4.3409e+007	6.5113e+005	8.2227
6	4.348e+007	6.522e+005	7.5457

Додаток В (обов'язковий)

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИЙ ВІБРАЦІЙНИЙ ПРИВОД ДОСЛІДНОГО СТЕНДА

Огляд представлених на вітчизняному ринку вібраційних стендів



Рисунок 1 – Загальний вигляд електродинамічного вібростенда TIRA



Рисунок 3 – Загальний вигляд гідравлічного вібраційного шейкера серії KRD70 фірми Weimer testing technology



Рисунок 2 – Загальний вид гідравлічного вібростенду SY-70



Рисунок 4 – Електродинамічні шейкери фірми Weimer testing technology з повітряним охолодженням серії L

Патентно-інформаційний огляд

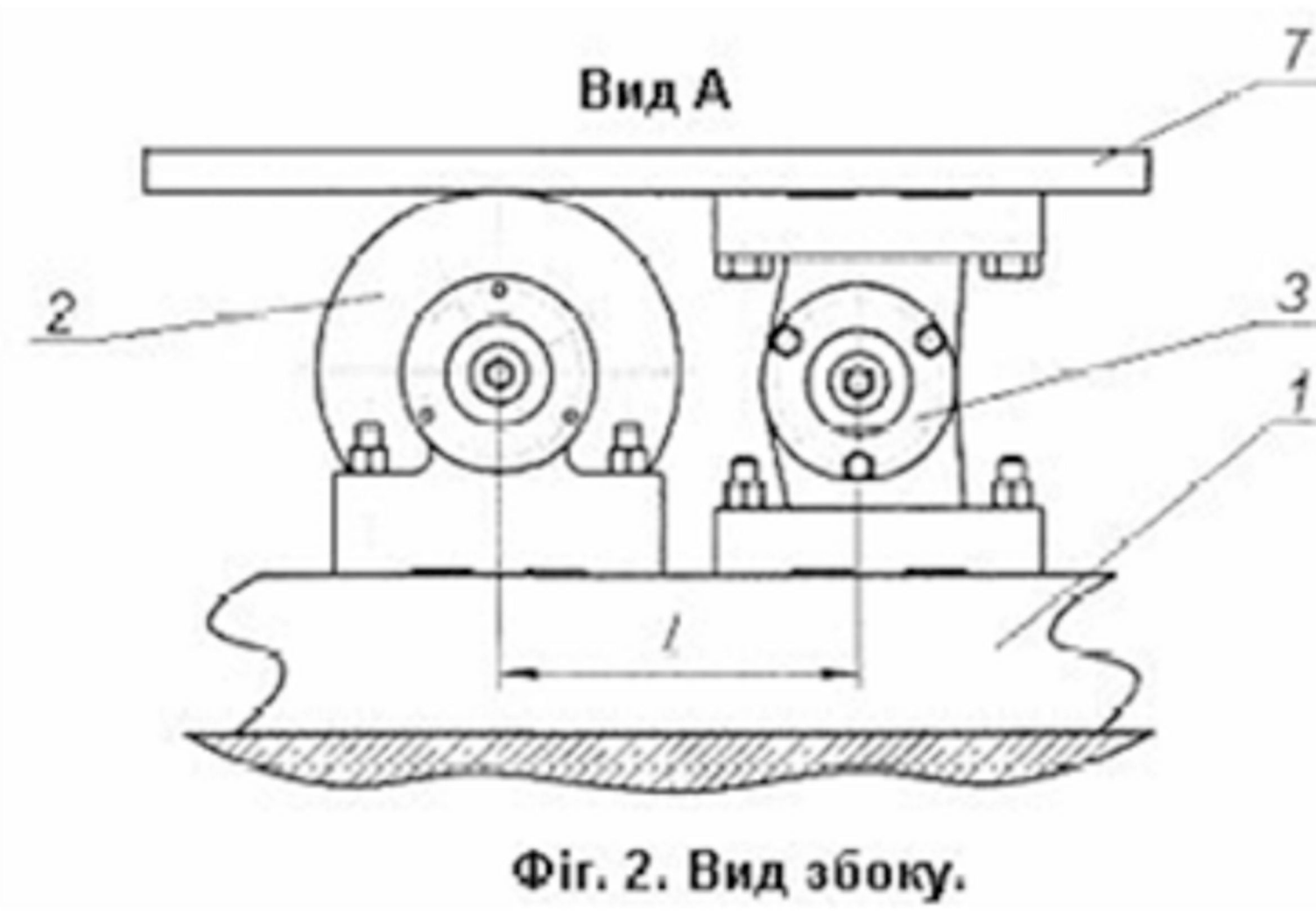
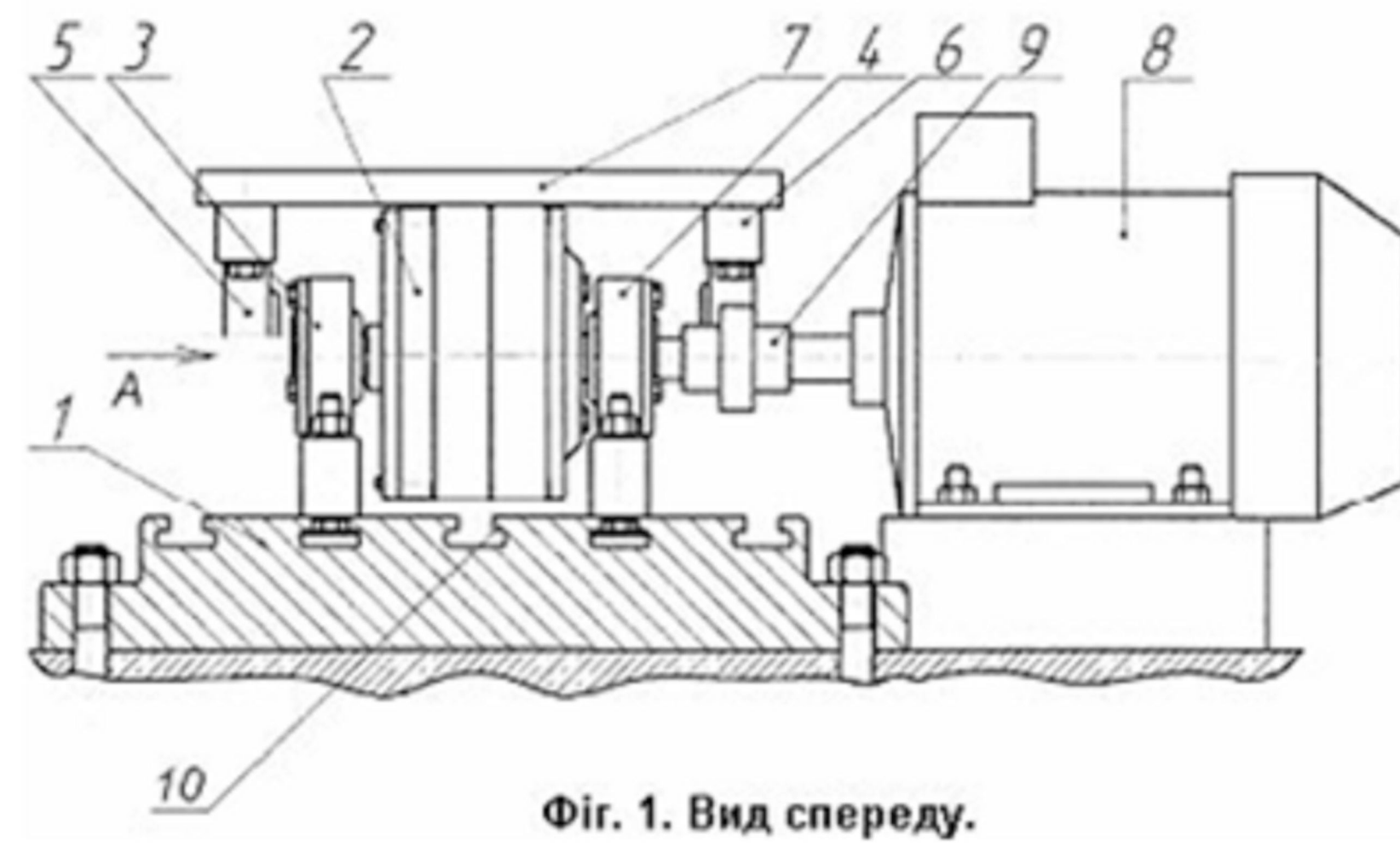


Рисунок 1 – Ексцентриковий вібраційний стенд для дослідження різьбових з'єднань (патент України на корисну модель №31620)

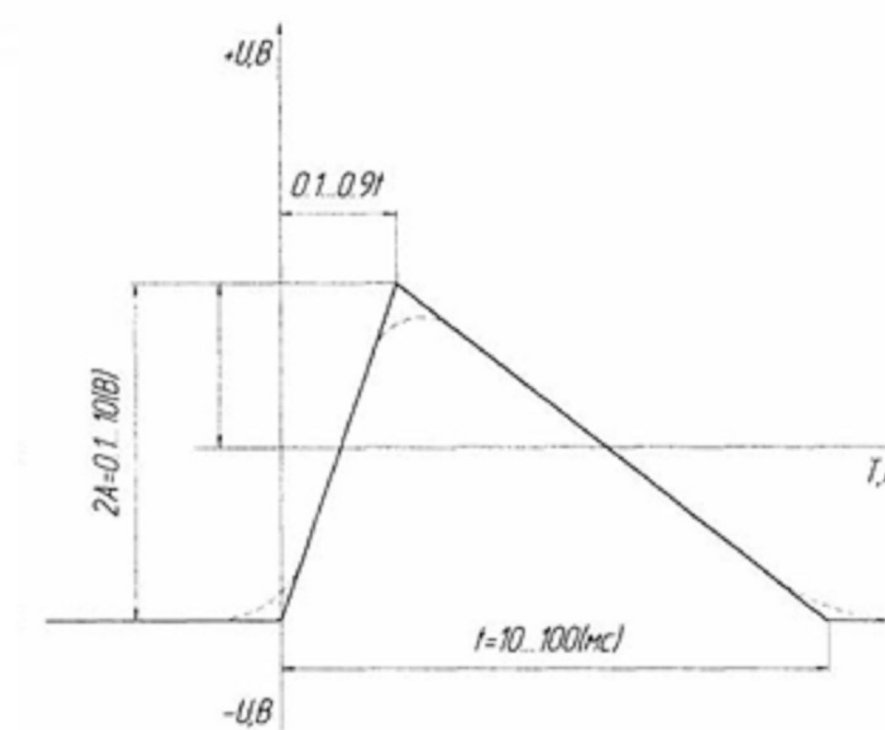
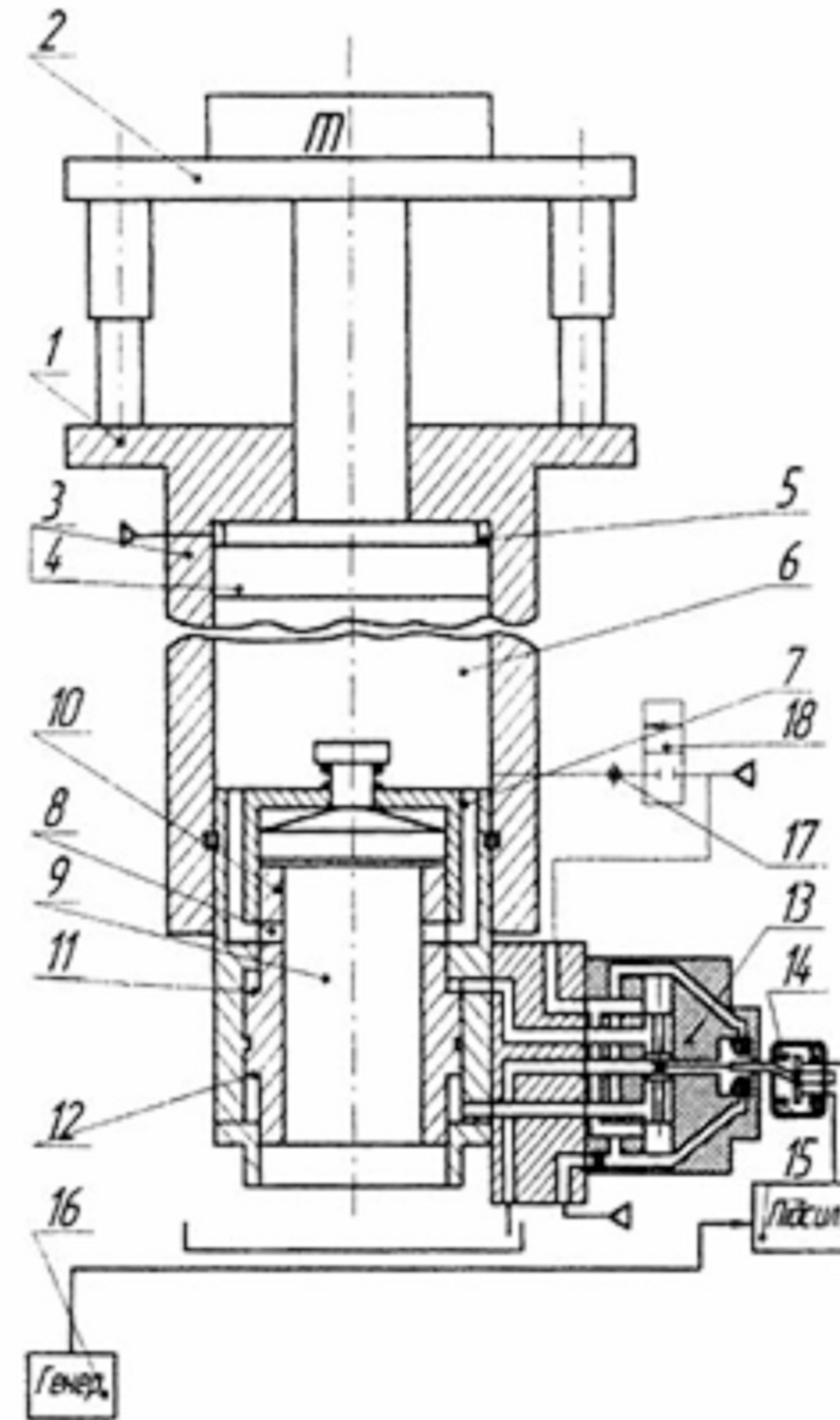


Рисунок 2 – Ударно-вібраційний випробувальний стенд згідно патенту України на корисну модель №36457

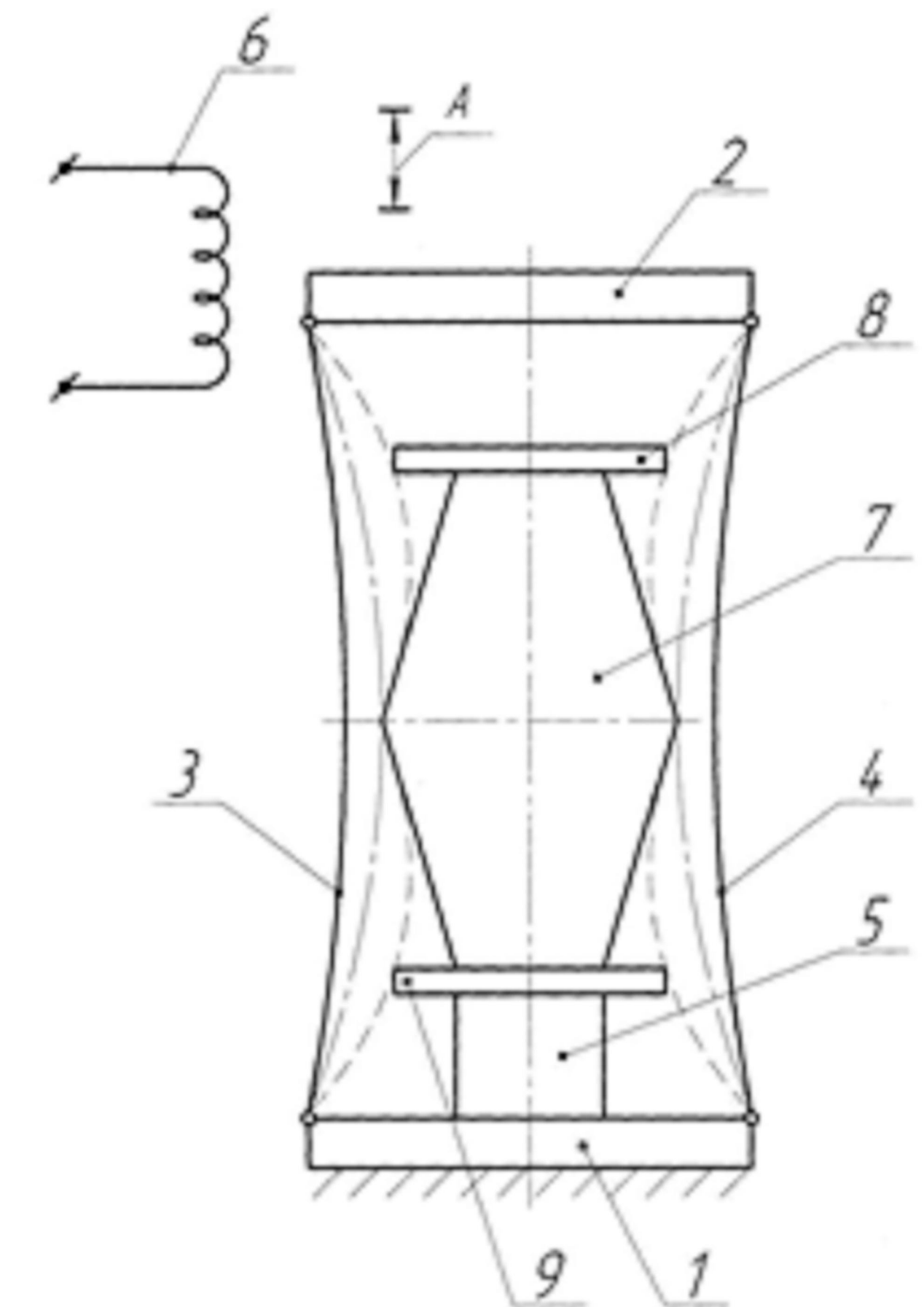
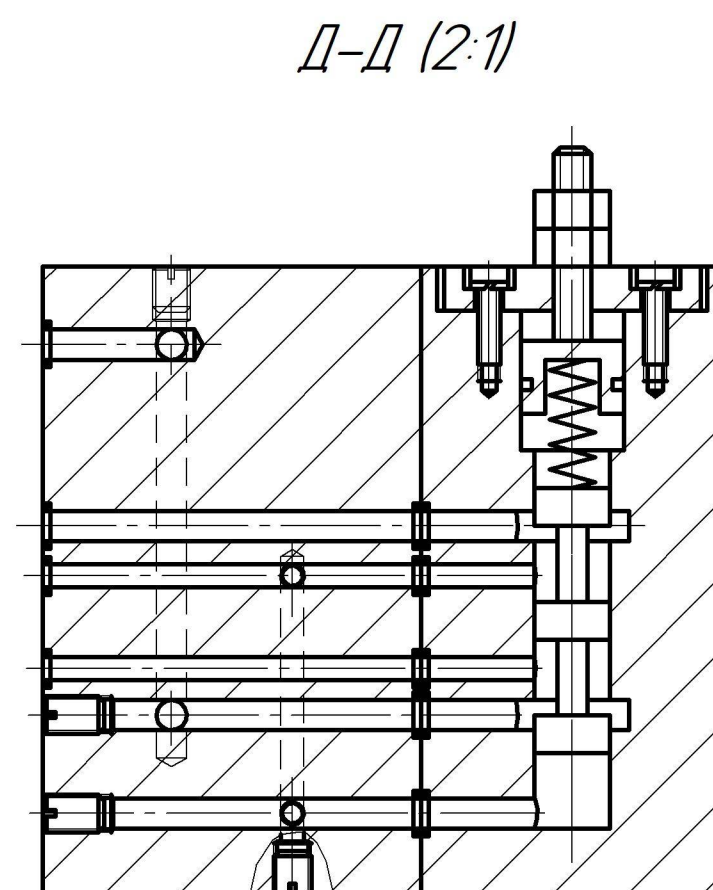
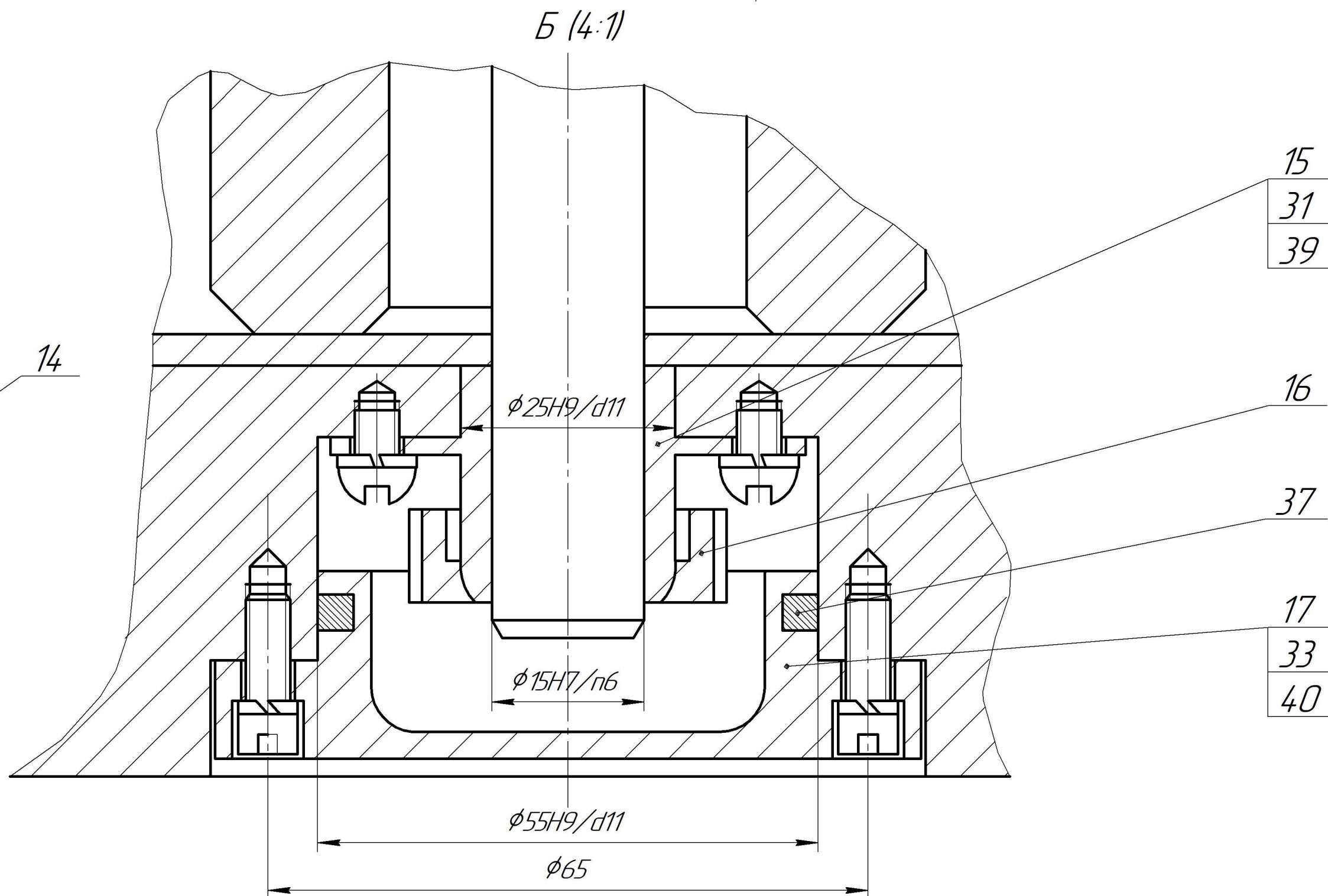
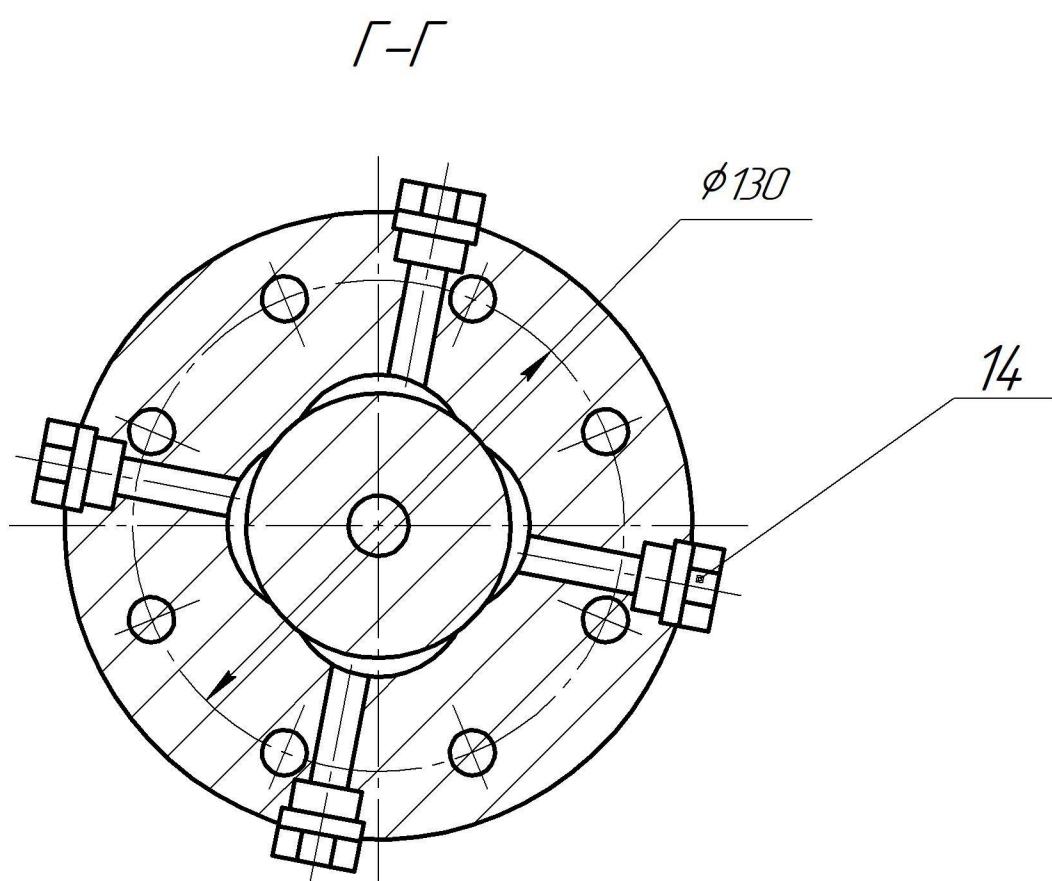
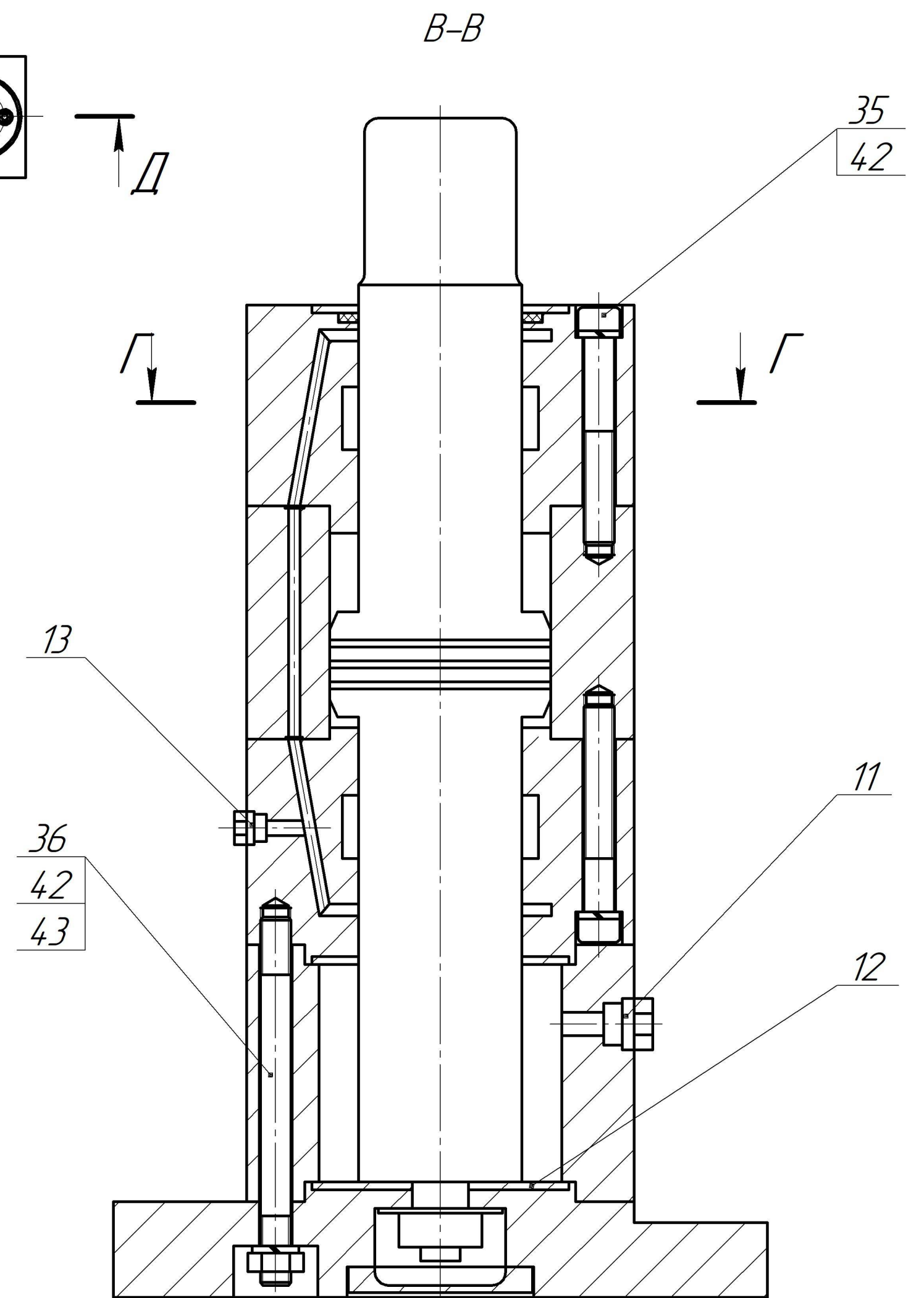
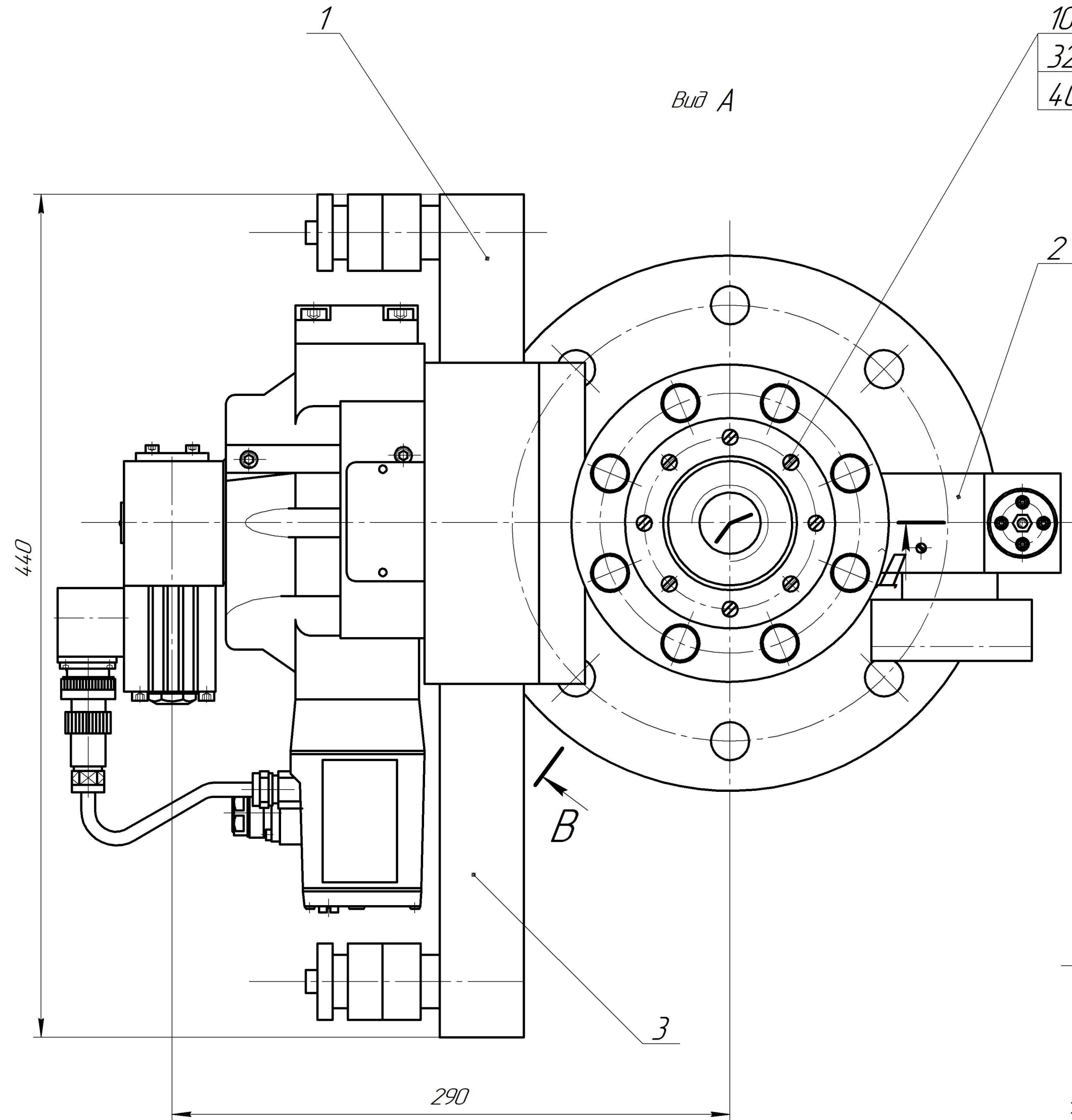
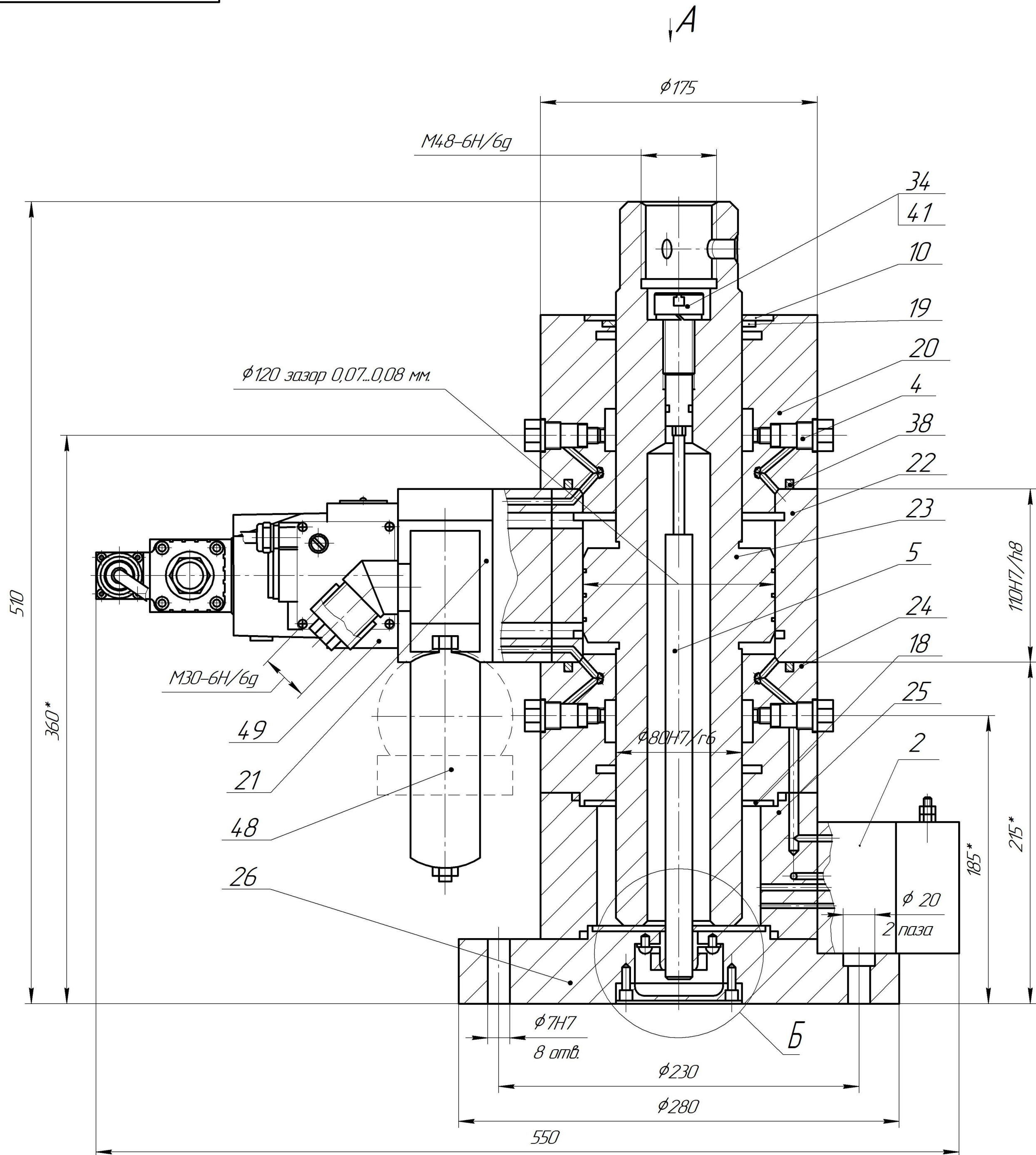


Рисунок 3 – Вібраційний стенд (патенту України на винахід №104898)

Ид № п/дл	Полн и дата	Взам илс №	Илс № з/дл	Полн и дата	Стрел №	Перл прмел

08-62.MKP.08.00.002.1/1

					08-62.МКР.08.00.002.ПЛ						
					Патентно-інформаційний огляд	Лист		Масштаб	Масштаб		
Ізм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата							
Разраб.		Цибульський В.Р.									
Проб.		Сладкий А.В.									
Т.контр.						Лист		Листов		1	
Н.контр.		Сладкий А.В.				ВНТУ, см. зр. 1ГМ-23м					
Утв.		Поліщук Л.К.									
Копіював					Формат А1						



Технічні характеристики

- Тиск напору – 20 МПа
- Маса об'єкту дослідження – 8000 кг
- Максимальна амплітуда вібропереміщення – 15 мм

Технічні вимоги

- *Розміри для довідок
- Гарантований зазор 0,07...0,08 мм, забезпечити деталлю поз.22, зазор 0,05...0,06 забезпечити деталлю поз.24.

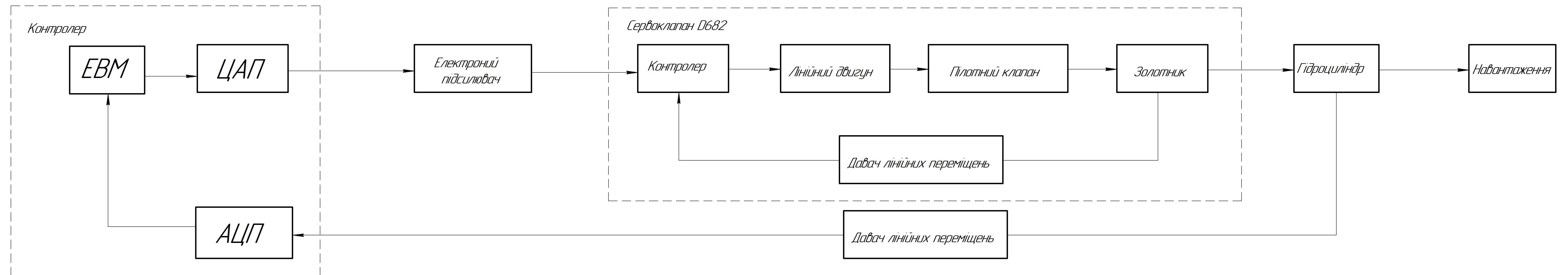
				08-62.MKP.08.00.000.CK			
				Електрогідрравлічний вібратор			
				(складальний кресленик)			
				Лист 1 / Листів 1			
				ВНТУ, ІГМ-23м			



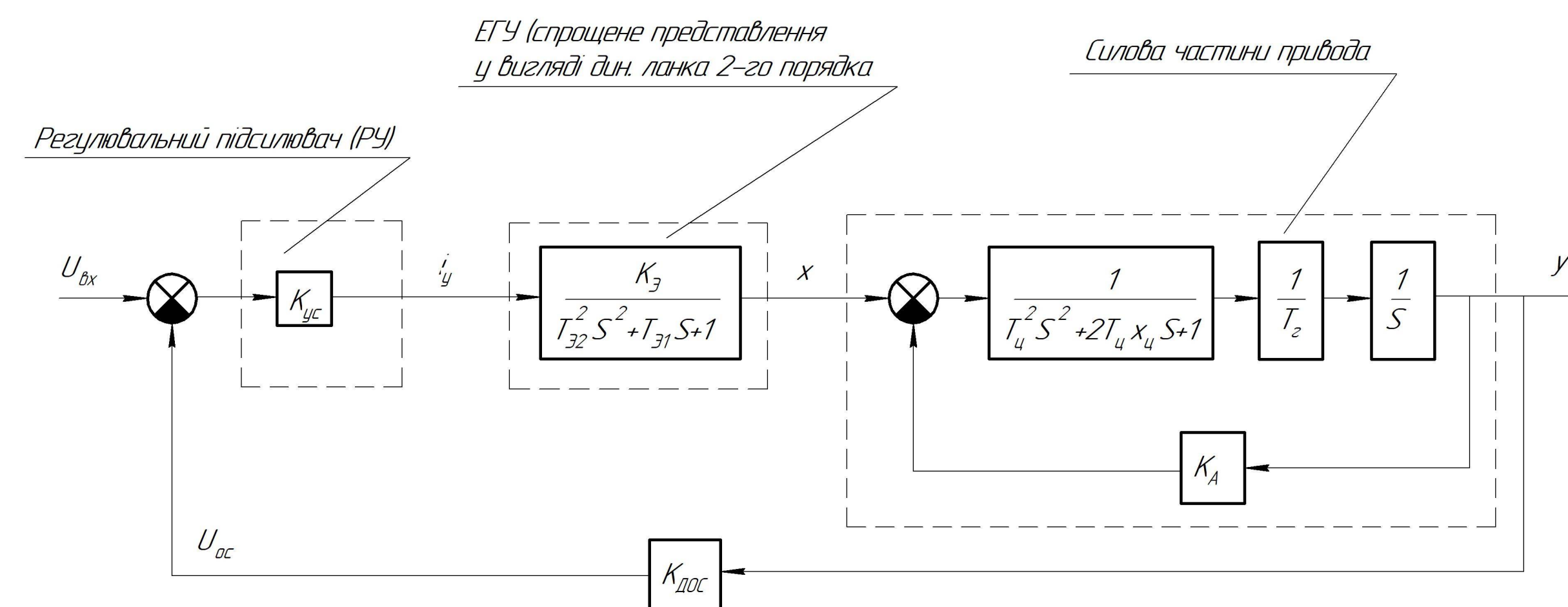
Призначення каналів:
1-підвід енергоносія для керування
2-підвід основного енергоносія
3-злив

					08-62.МКР.08.00.000.ГЗ		
Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Схема принципова комбінована		Лист	Масштаб
Разраб.	Щербильский ВР						12
Пров.	Сладкий АВ					Лист	Листов 1
Т.контр.						ВНУТ, 1ГМ-23М	
И.контр.	Сладкий АВ						
Утв.	Полещук ТК						

Функціональна блок-схема гідравлічного вібратора



Лінеаризована математична модель гідравлічного вібратора

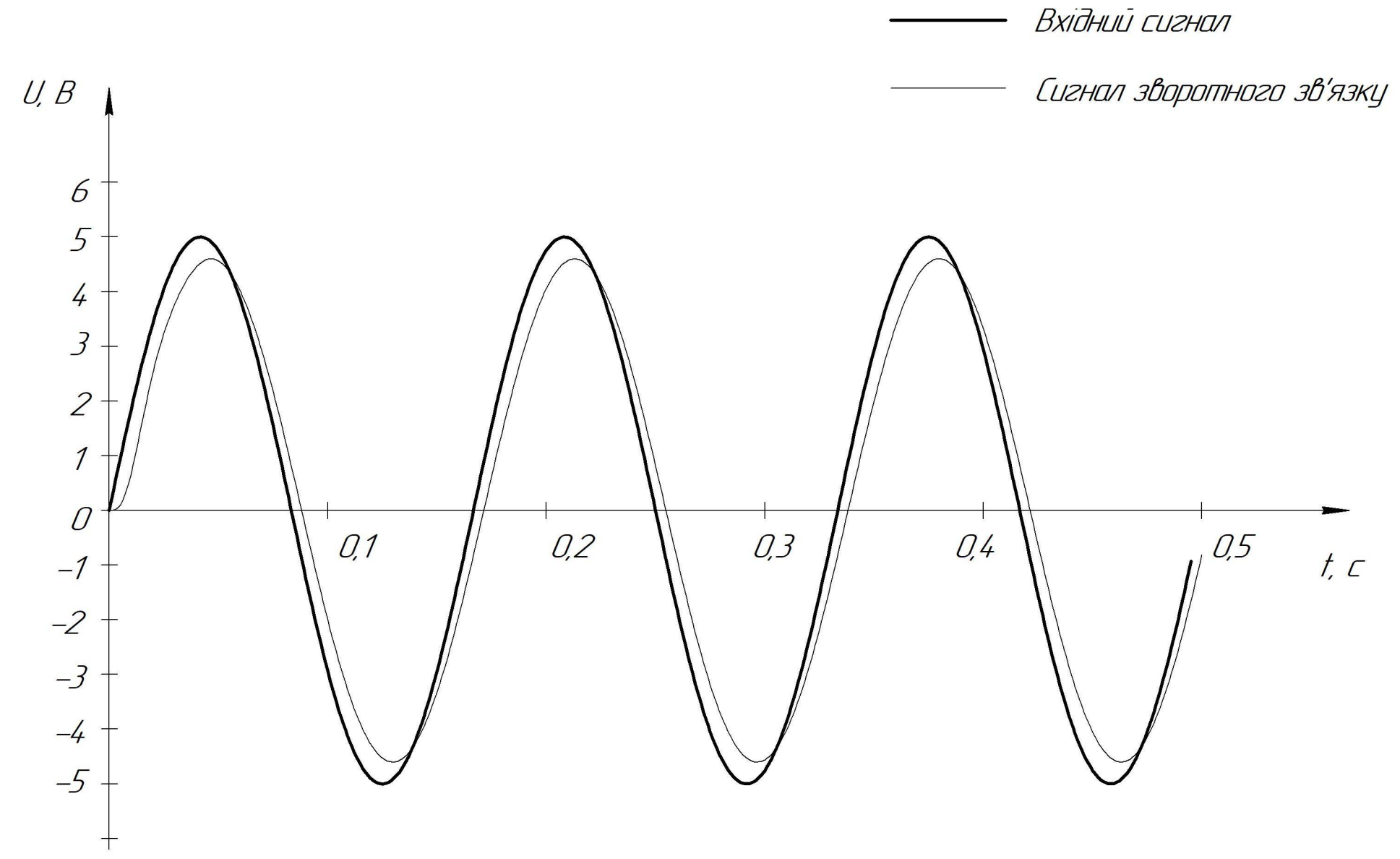


ЕВМ – електронно-вимірвальна машина

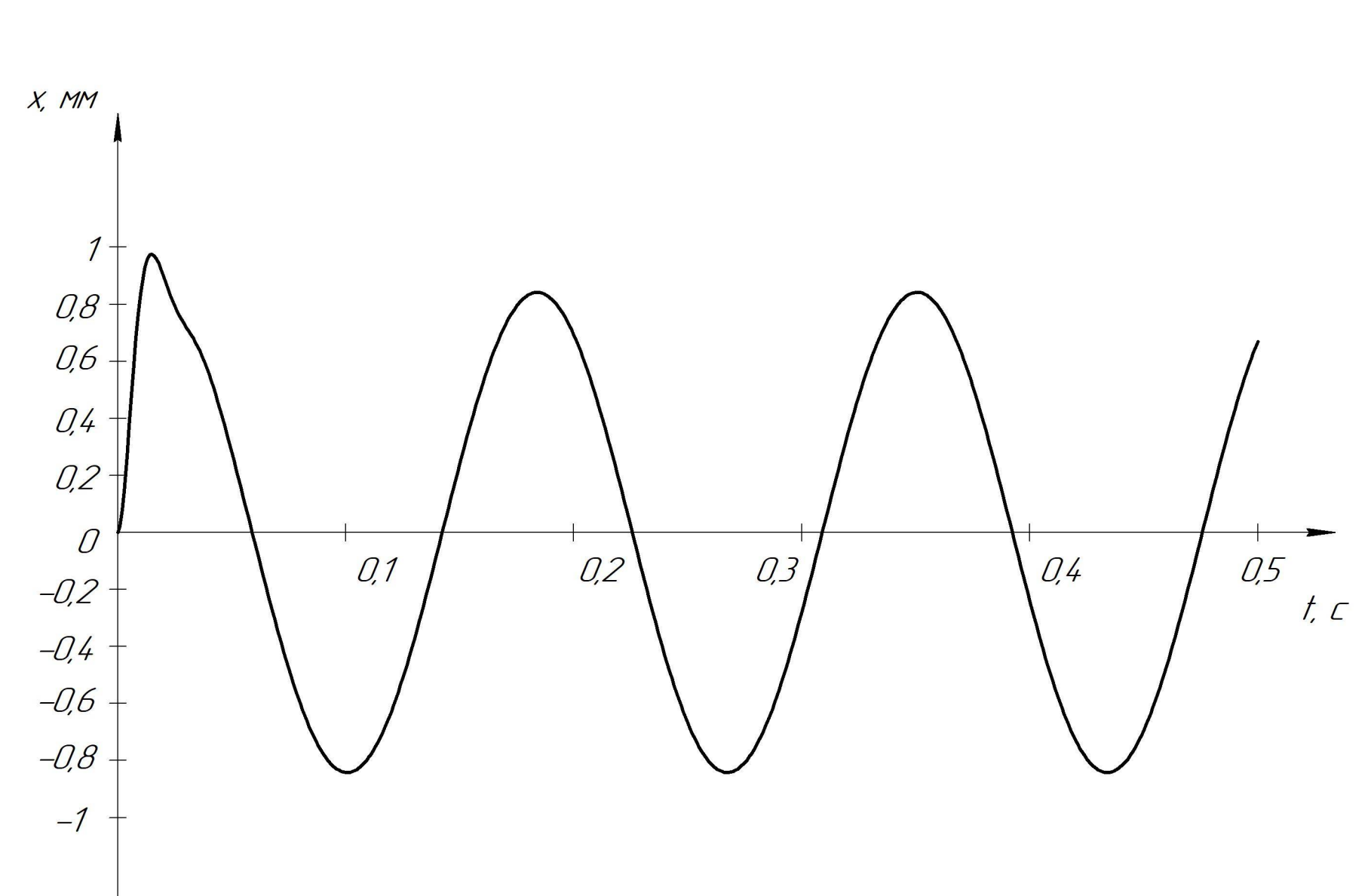
ЦАП – цифро-аналоговий перетворювач

АЦП – аналого-цифровий перетворювач

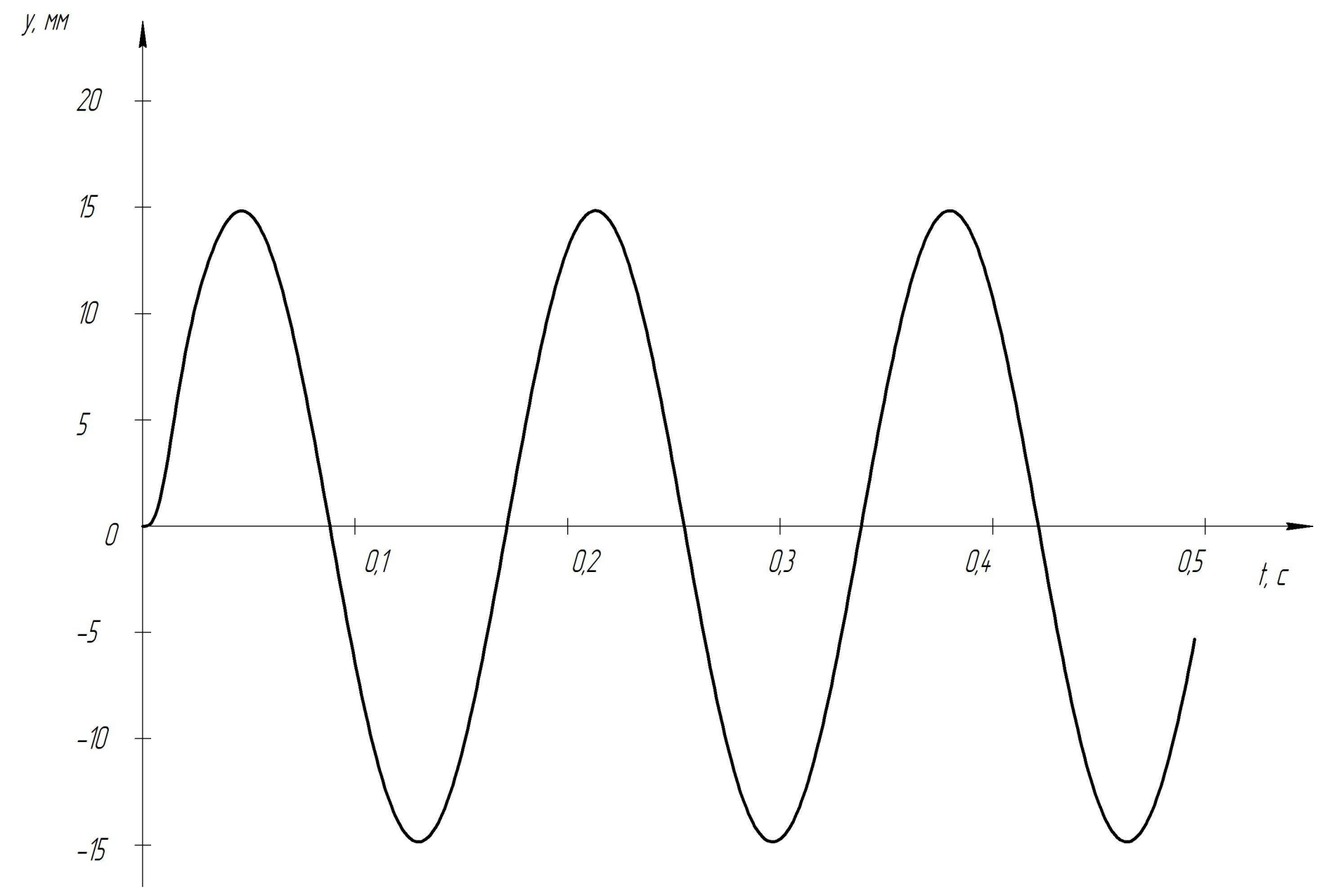
Електричні сигнали



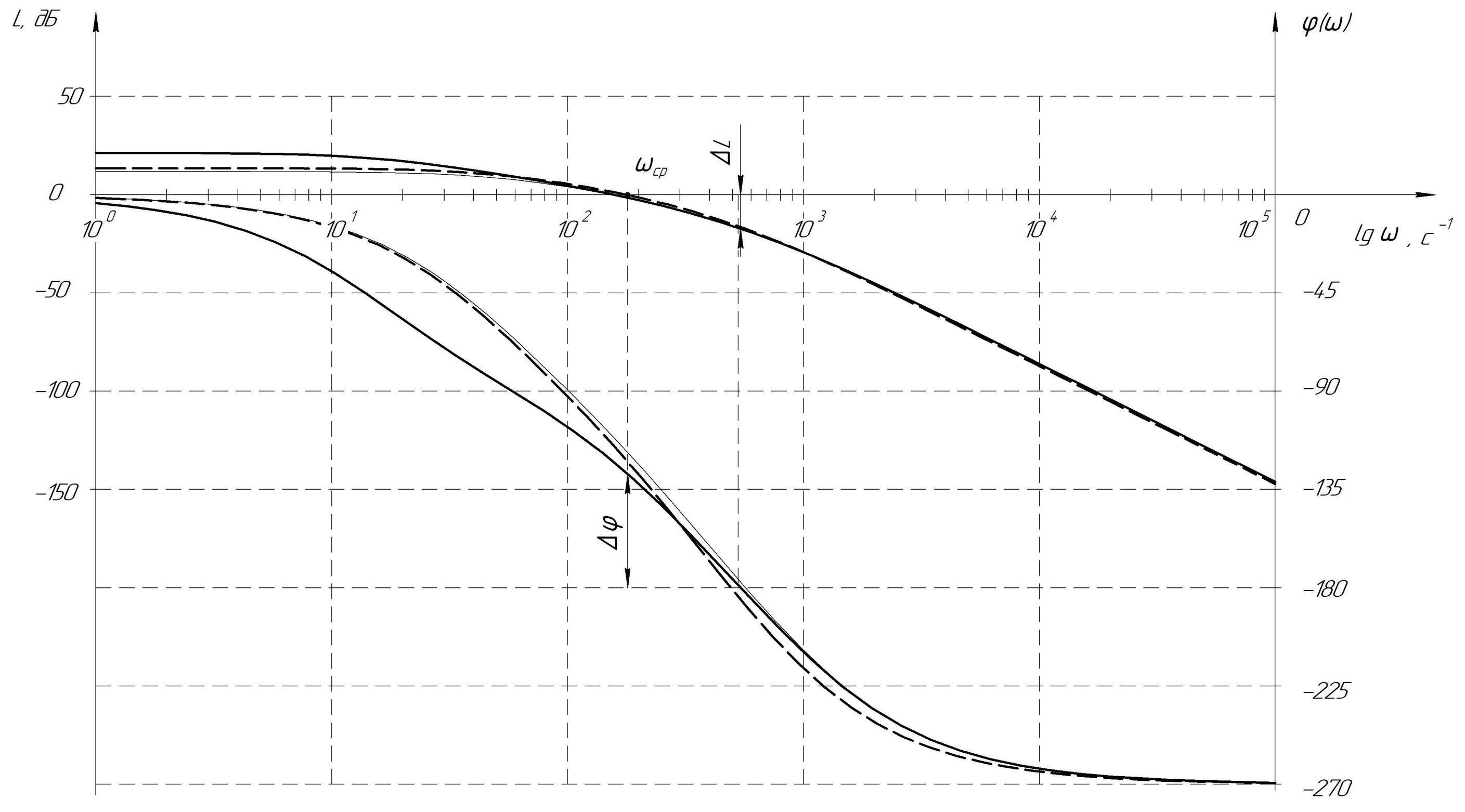
Відкриття робочих вікон золотника пропорційного клапана



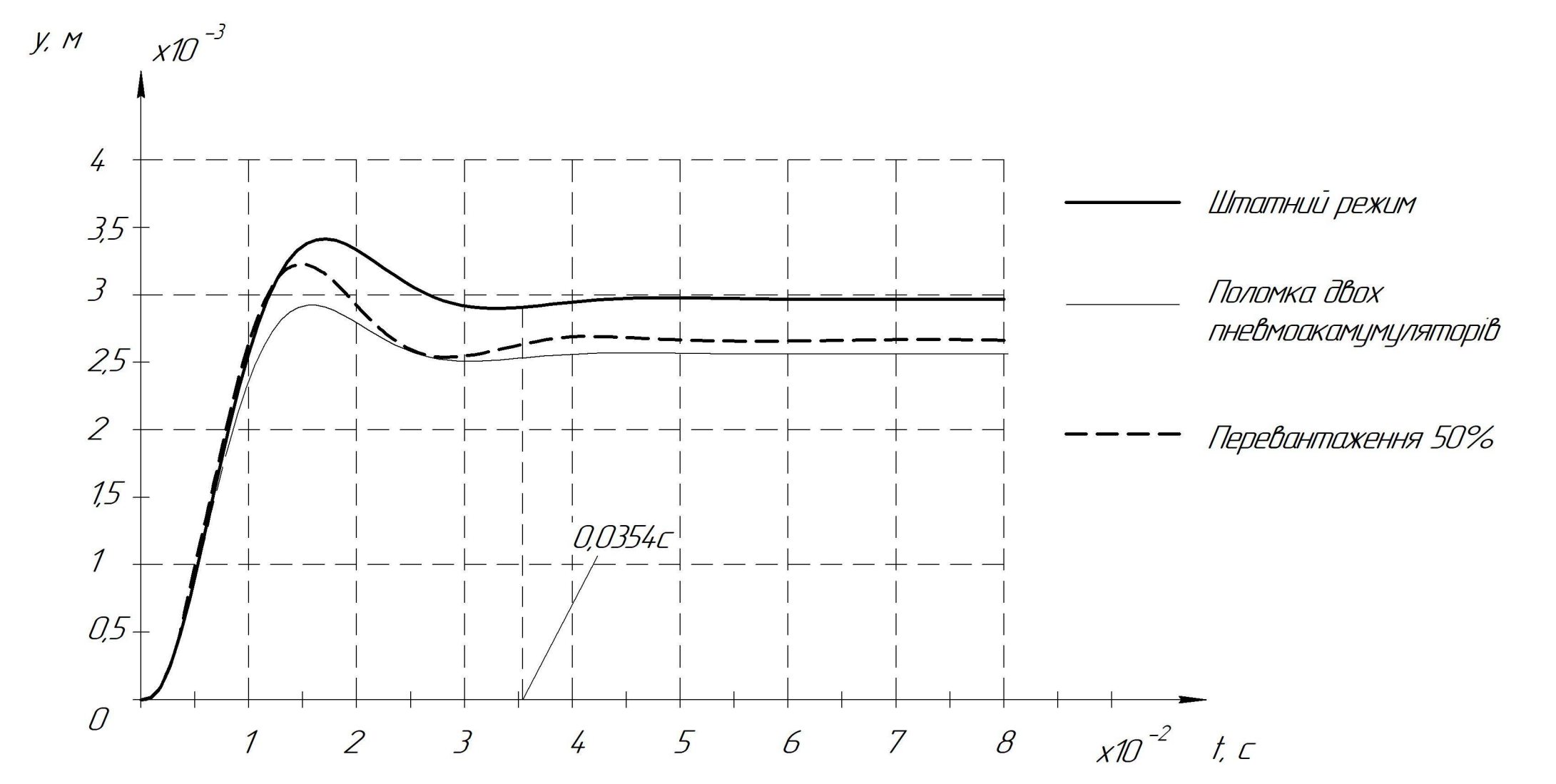
Переміщення вихідної ланки



ЛАЧХ і ЛФЧХ



Реакція на одиничну ступеньку (перехідний процес)



СКРИПТ ПРОГРАМИ ДОСЛІДЖЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ В MATLAB

```

Розрахунок динаміки електрогідравлічного вібратора

Програма для Matlab:
%% Програма підрахунку параметрів Simulink-моделі віброприводу.
%% Вихідні дані:
% маса рухомих частин штоку, кг m_sht=5;
% тиск напору, Па p_n=2e7;
% усереднений показник політропи n=1.2;
% маса об'єкту дослідження, кг m=8e3;
% прискорення вільного падіння, м/с^2 g=9.81;
% номінальний об'єм ГПА, м^3 V_a_nom=0.0075;
% коефіцієнт в'язкого тертя, Нм/с k_t=1e3;
% усереднене значення модуля об'ємної пружності РЖ В=1e9;
% діаметр штоку, d_sht=0.08;
% діаметр поршня, м D_por=0.117;
% щільність мастила, кг/м^3 ro=890;
% амплітуда вібропереміщення, м A=0.015;
%% Параметри покупного ЕГУ
f_1=29;
f_2=48;
omega_1=2*pi*f_1; omega_2=2*pi*f_2;
T_2e=1/omega_2;
T_1e=1/omega_1-omega_1/(omega_2^2);
x_max=0.005;
S_tor_zol=0.0005;
I_max=20e-3;
K_e=x_max/i_max;
%% Розрахунок коефіцієнтів, що входять в модель
% площа торцю штока в області підтискання F_sht=pi*d_sht^2/4;
% ефективна площа поршня F=pi/4*(D_por^2-d_sht^2);
% коефіцієнт підсилення РУ K_us=4.32e-3;
% коефіцієнт давача OC K_dos=310;
% діаметр золотника d_z=sqrt(4*S_tor_zol/pi);
% питома провідність золотникового гідророзподільника
k_z_shtrih=0.72*pi*d_z*0.5*sqrt(2/ro);
% коефіцієнти лінеаризації витратно-змінної характеристики золотника
k_QP=0.05*k_z_shtrih/(sqrt(2*p_n));
k_Qx=k_z_shtrih*sqrt(p_n/2);
% тиск попередньої зарядки P_zar=m_sht*g/F_sht;
% об'єм газової порожнини
P_st=m*g/F_sht;
V_A=P_zar^(1/n)*V_a_nom/(P_st^(1/n));
% розрахункова жорсткість "пневматичної пружини" C_A=n*m*g*F_sht/V_A;
% коефіцієнт внутрішнього зворотного зв'язку K_A=k_QP*C_A/(k_Qx*F);
% постійна часу гідроприводу T_g=F/k_Qx;
% об'єм робочих порожнин поршня V_0=F*A;
% приведена жорсткість ГЦ C_c=2*F^2*B/V_0;
% коефіцієнт відносного демпфування Гц
ksi_c=(0.5*k_t+k_QP*m*B/V_0)/(sqrt(m*C_c));
I постійна часу ГЦ T_c=sqrt(m/C_c);
open_system('Vibration module'); sim('Vibration module');

Результат роботи програми - Simulink модель з розрахованими параметрами:
T_2e=0.0033;
T_1e=0.0035;
K_e=0.25;
K_us=4.32e-3;
K_dos=310;
K_A=0.028;
T_g=0.0013;

```

```
ksi_c=0.17;  
T_c=0.0032;
```

Отриману лінійну модель динамічної системи досліджуємо на стійкість за допомогою інструментарію лінійного аналізу.

2. Розрахунок динаміки блоку статичного розвантаження

```

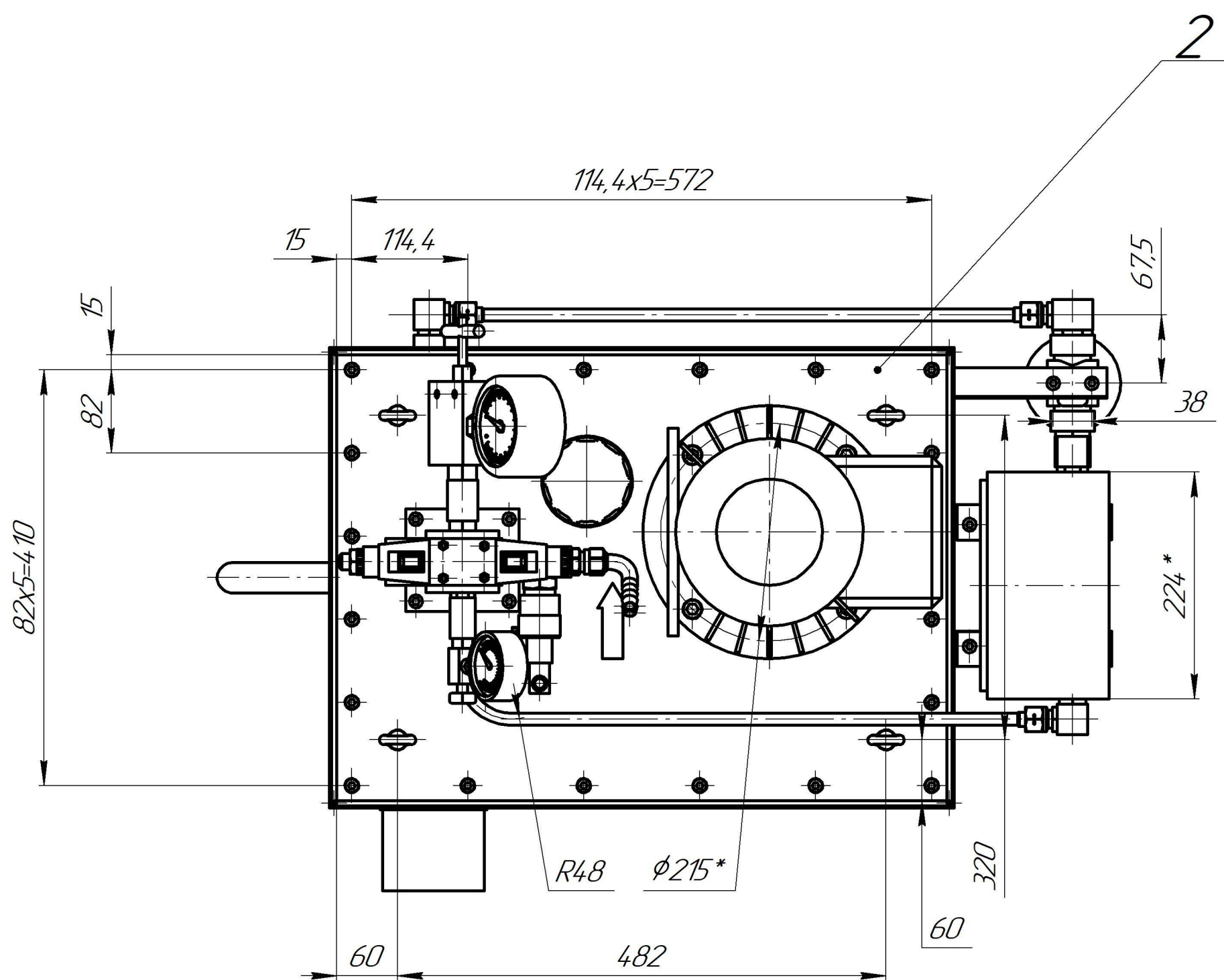
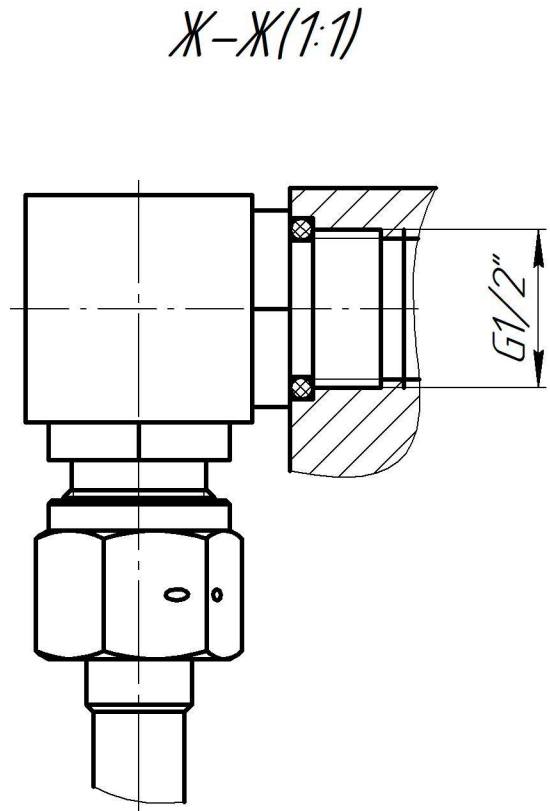
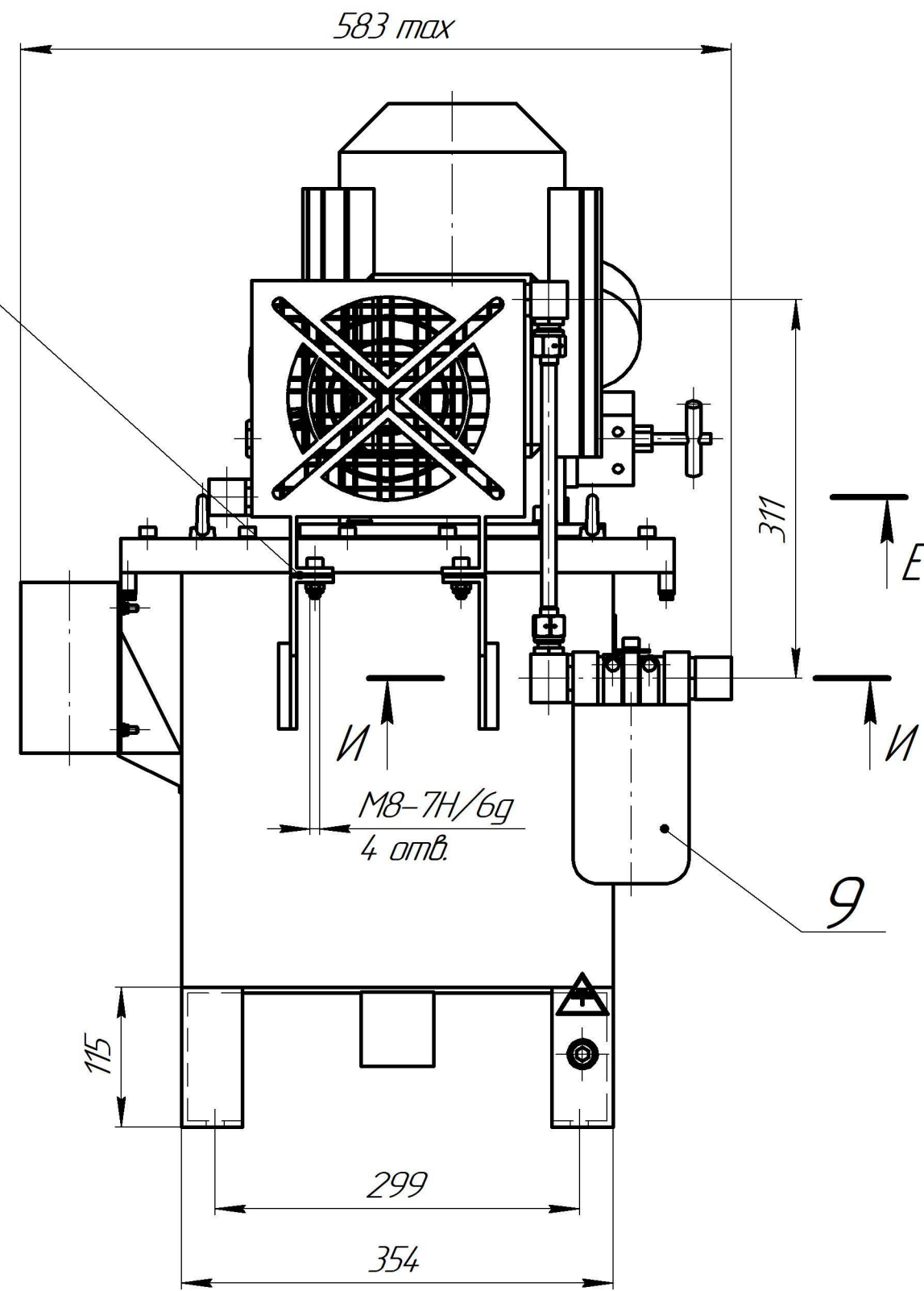
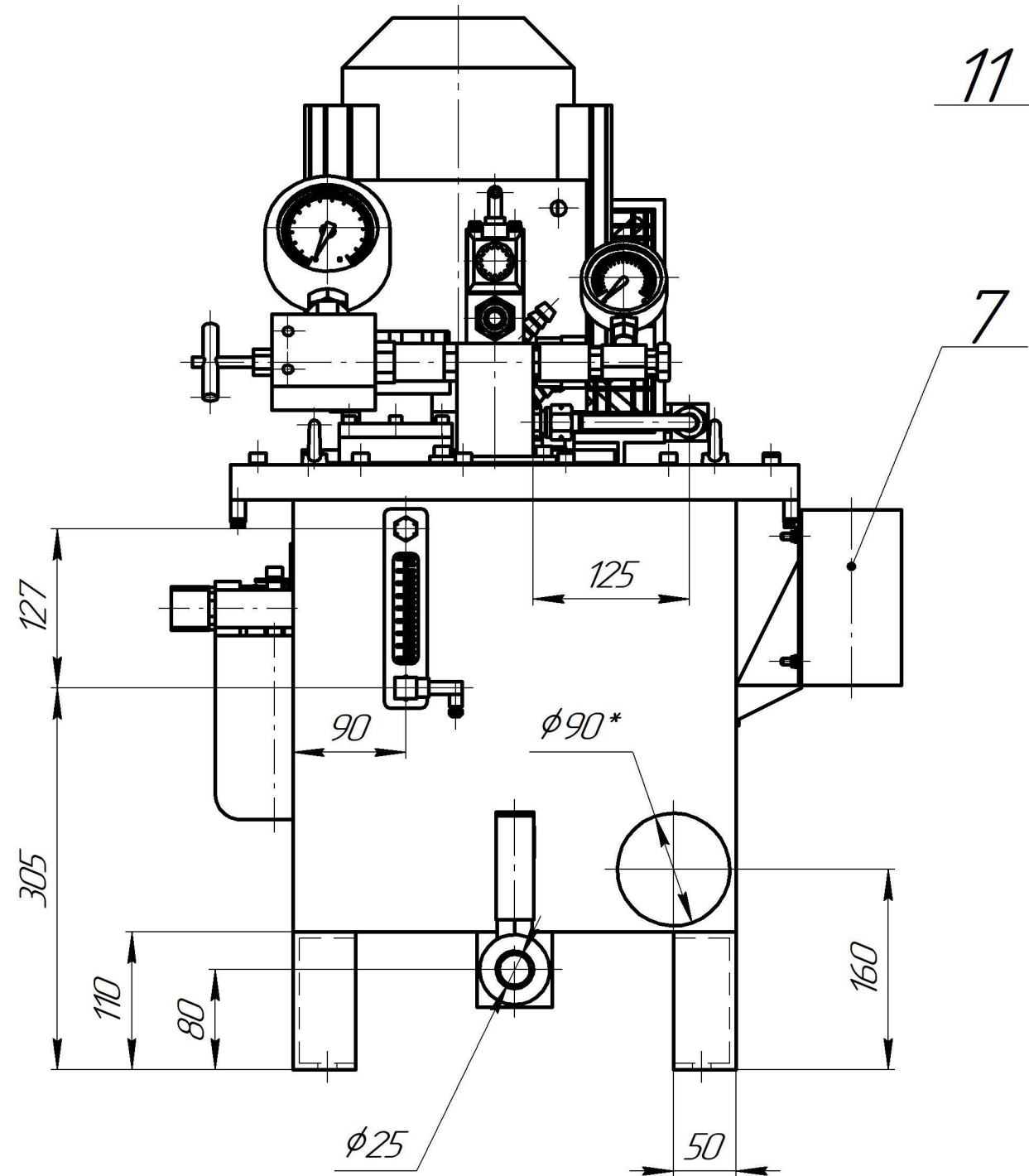
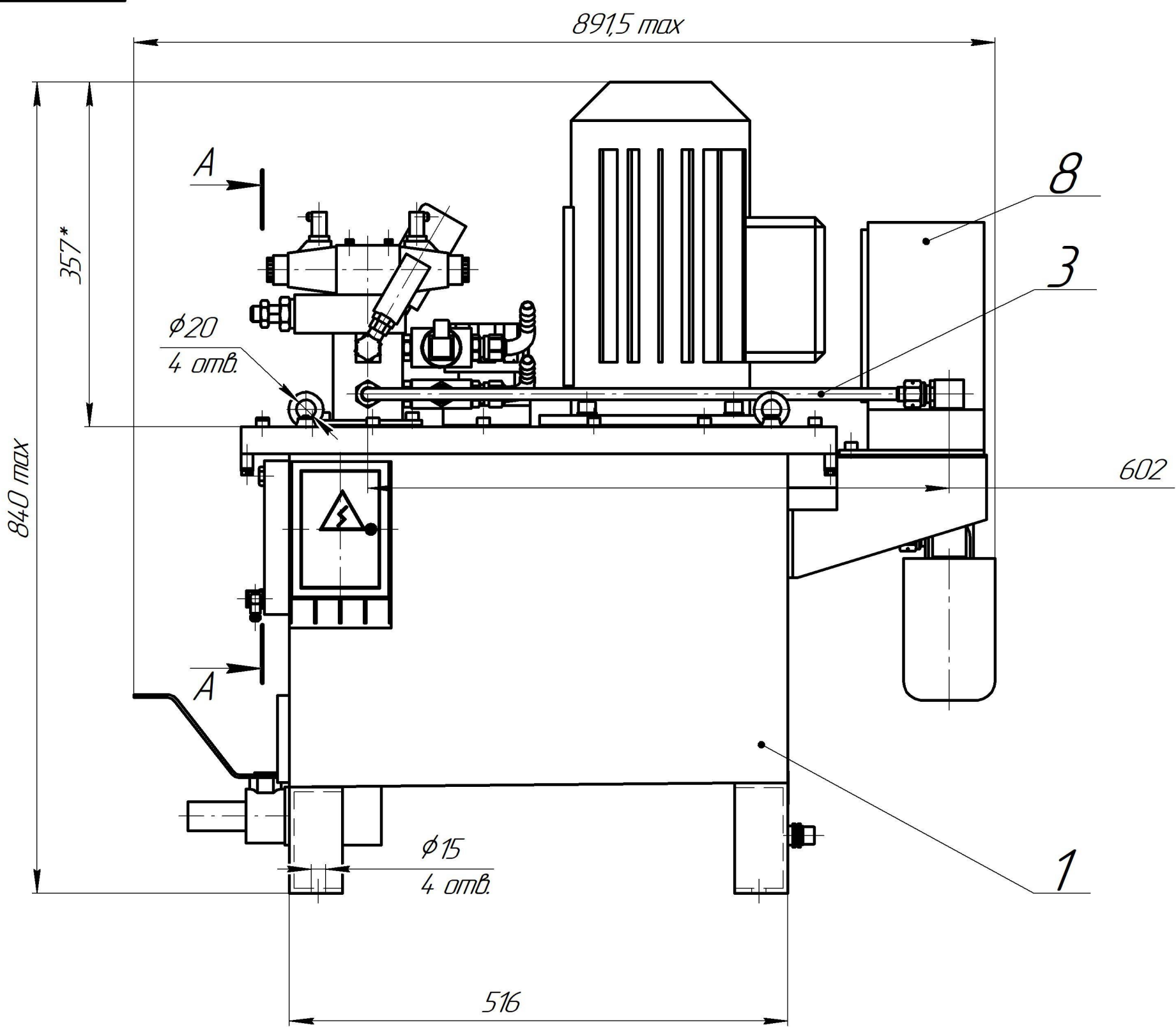
Программа для Matlab:
KZOL=0.000148;
SZOL=0.000079;
CZOL=133100;
P=21000000;
F=0.0050;
Nl=sqrt(P/2);
N2=2*KZOL*SZOL*Nl/CZOL;
KGA=1.14e-10;
TGZ=KGA/N2;
TAY=F/N2;
Y=0.015;
clear F;
F=0:0.5:6;
w=2.*pi.*F;
N3=sqrt(1+TGZ.*TGZ.*w.*w);
A=TAY.*w./N3;
PAM=A.*Y;
FI=90-(180./pi).*atan(TGZ.*w);
plot(F,A.*1e-6,'k').grid on hold
plot(F,PAM.*1e-4,'k').grid on hold
plot(F,FI,'k').grid on hold on;

```

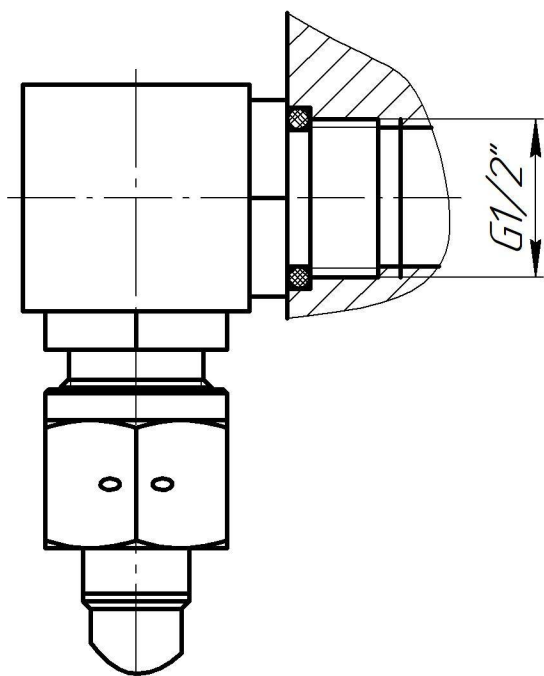
```
xlabel('f, [Гц]'),
ylabel('A*1x10^-6, ГИ, [Град], PAM*1x10^4 '),
title('Полость статической разгрузки'),
text(4.5,46,'\it{A}'),
text(3.5,15,'\it{FI}'),
text(2.3,65.5,'\it{PAM}'),
zoom on,
```

Результати виконання програми.

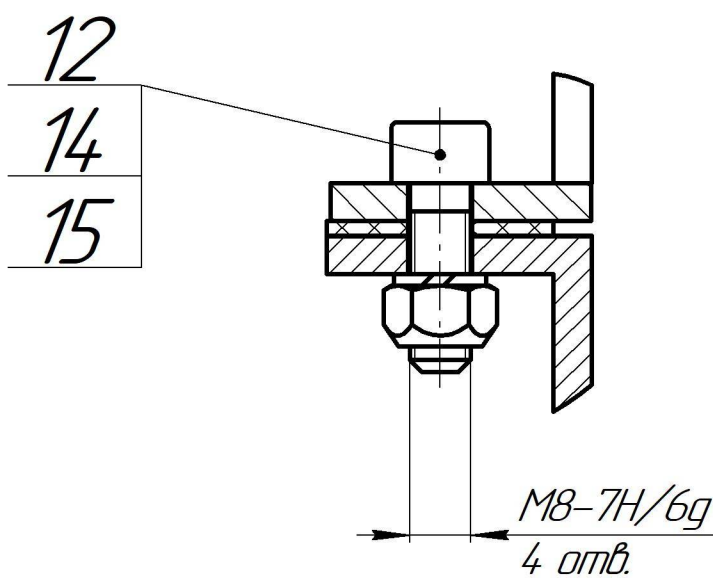
F	A	PAM FI		
0	0	0	90	
0.5	2.3355e+007	3.5032e+005	57.826	
1	3.4336e+007	5.1504e+005	38.477	
1.5	3.8755e+007	5.8133e+005	27.917	
2	4.0759e+007	6.1139e+005	21.673	
2.5	4.1798e+007	6.2697e+005	17.636	
3	4.2397e+007	6.3596e+005	14.838	
3.5	4.2771e+007	6.4156e+005	12.794	
4	4.3019e+007	6.4528e+005	11.238	
4.5	4.3191e+007	6.4787e+005	10.016	
5	4.3316e+007	6.4974e+005	9.032	
5.5	4.3409e+007	6.5113e+005	8.2227	
6	4.348e+007	6.522e+005	7.5457	



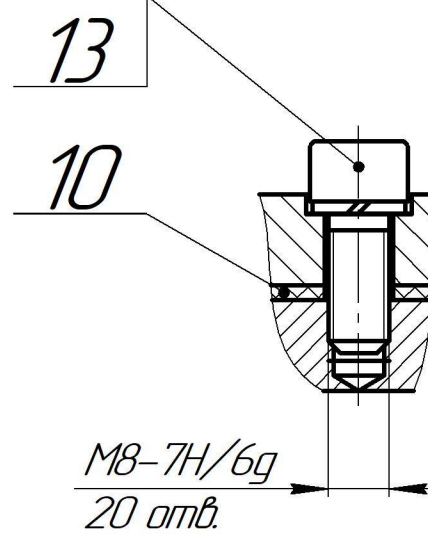
E-E(1:1)



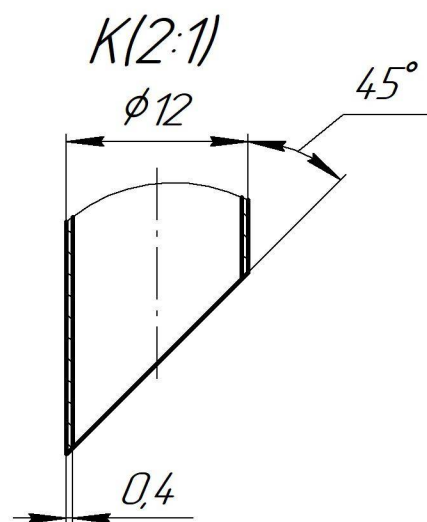
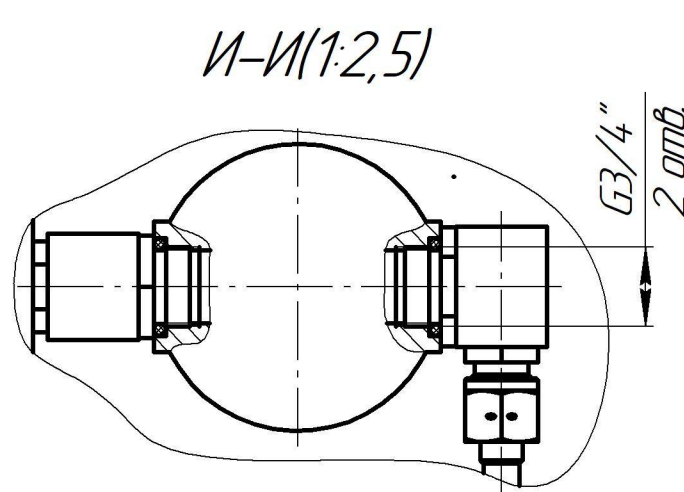
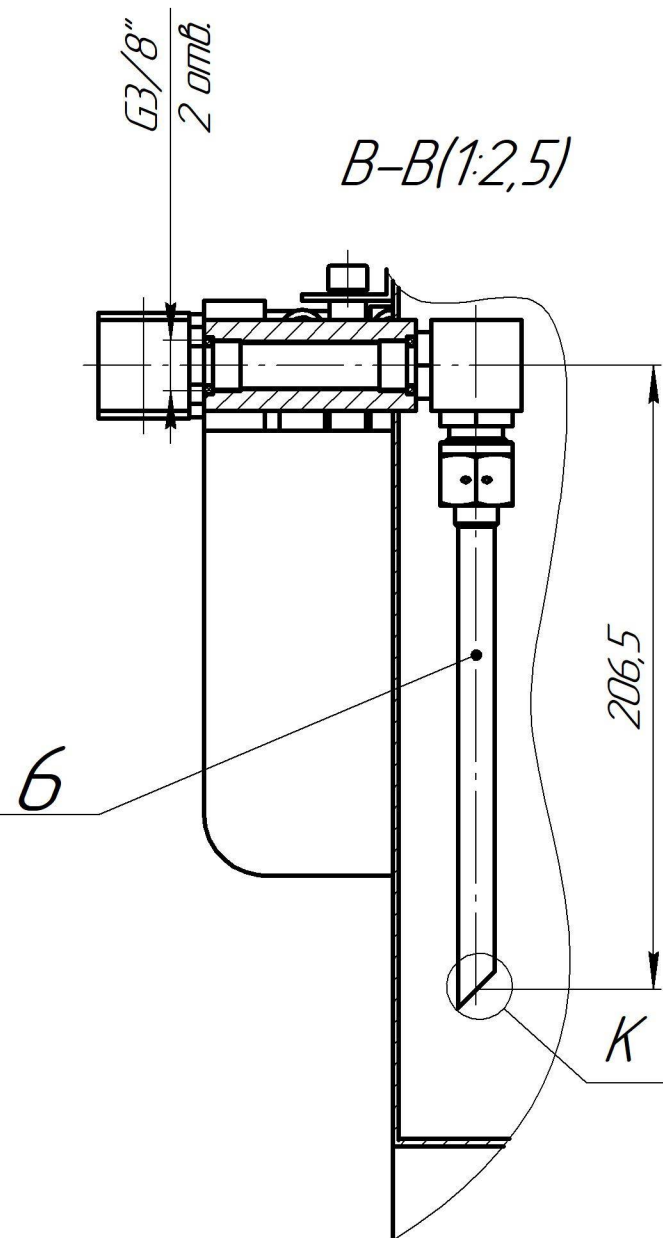
Д-Д(1:1)



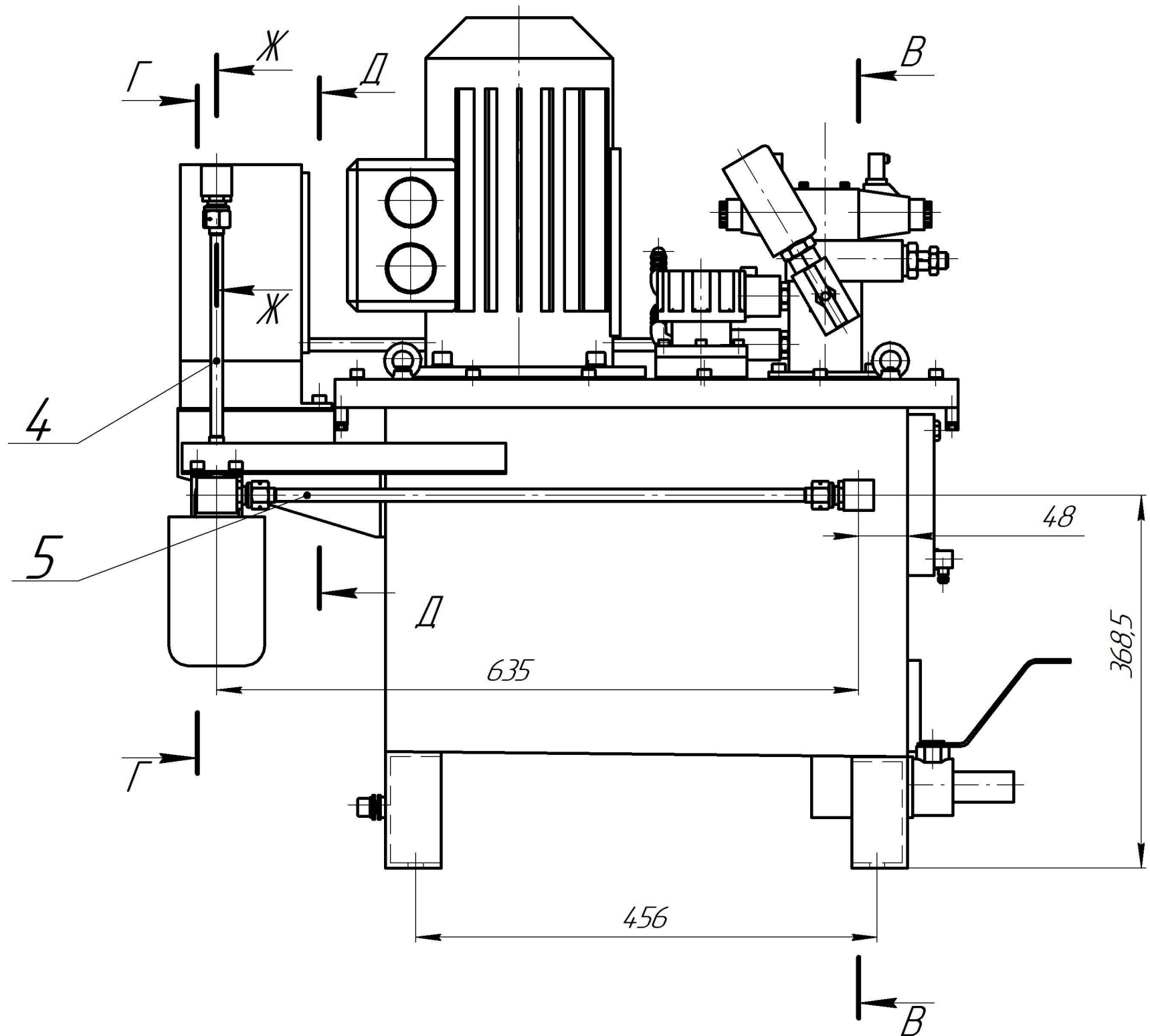
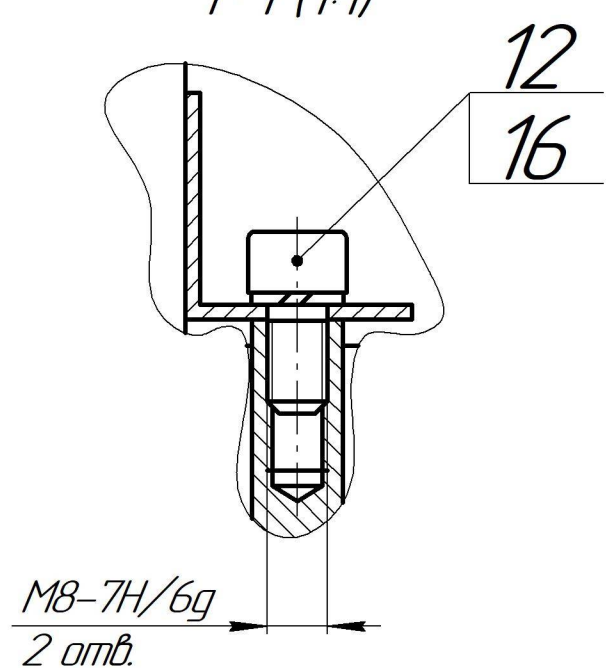
A-A(1:1)



B-B(1:2,5)



Г-Г(1:1)



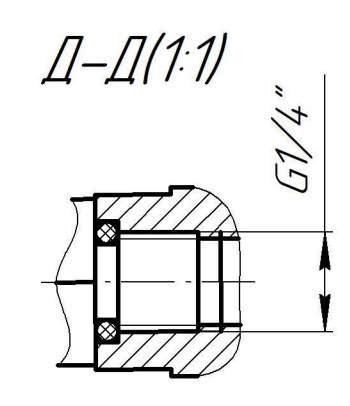
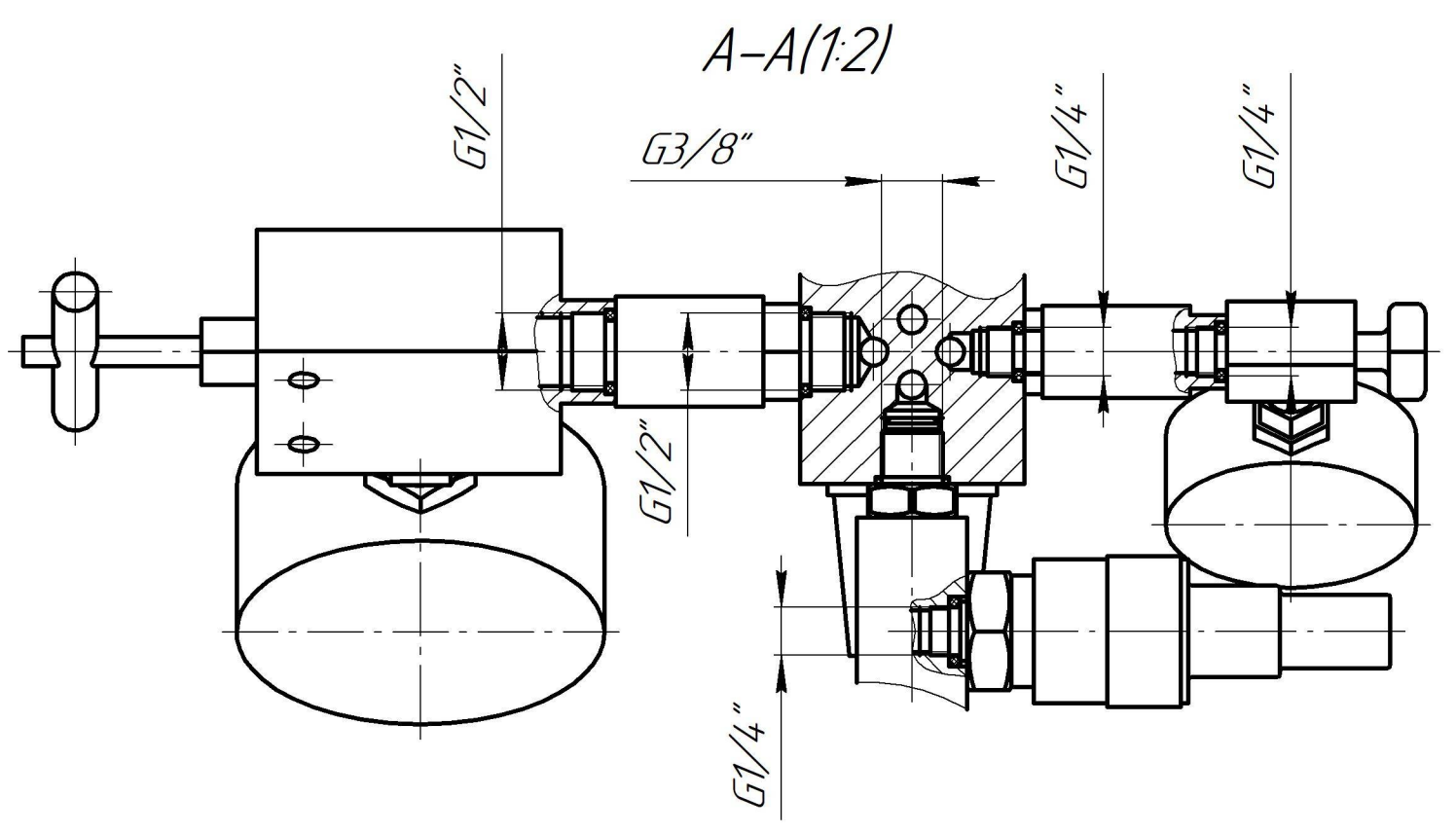
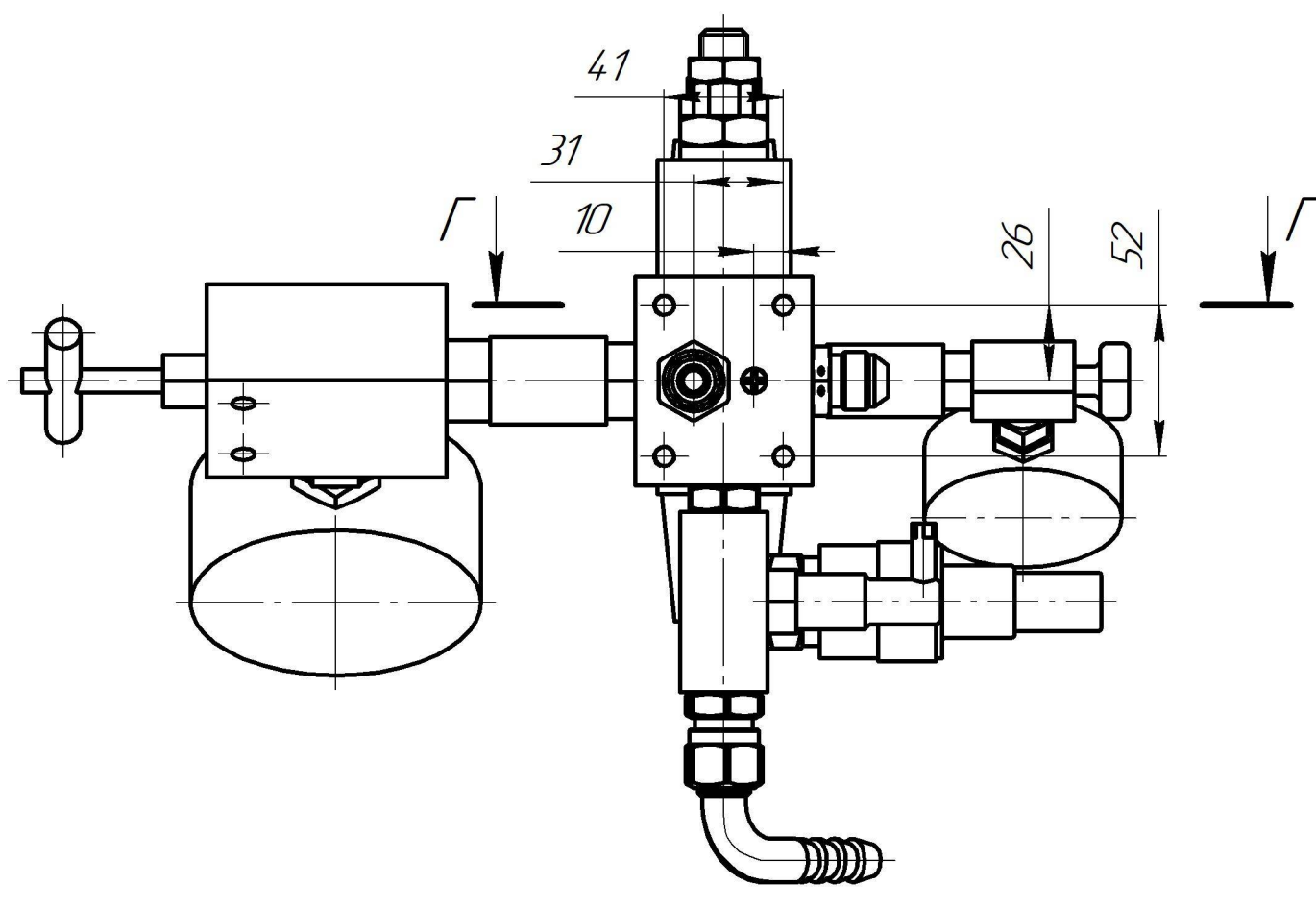
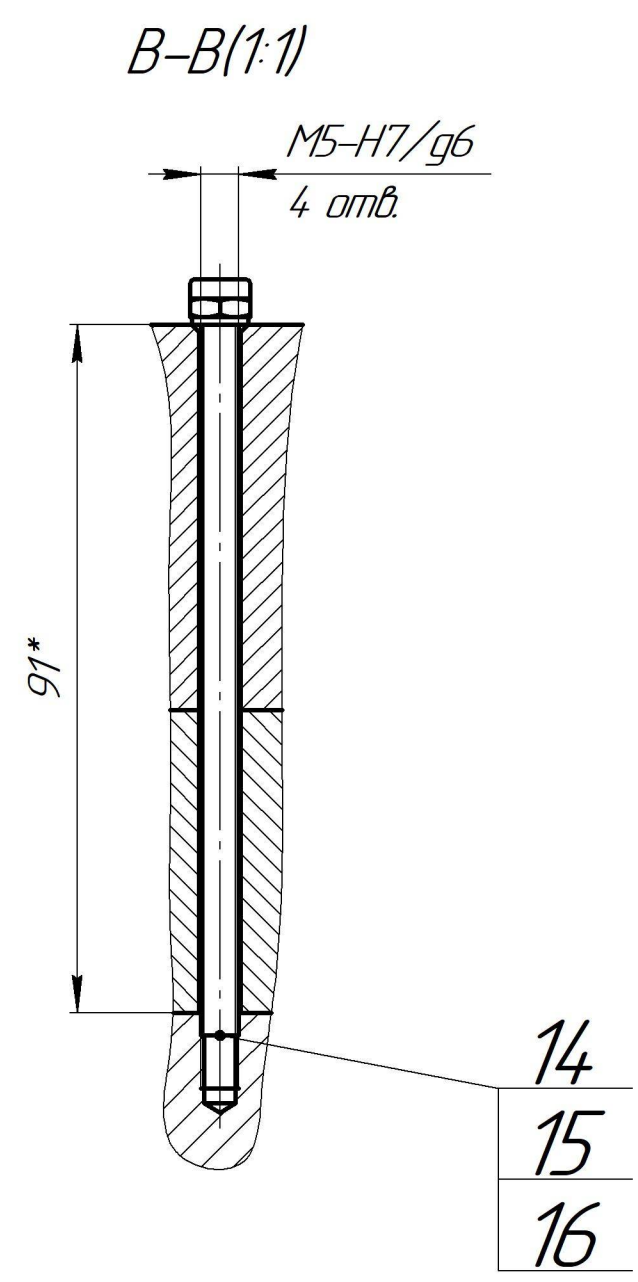
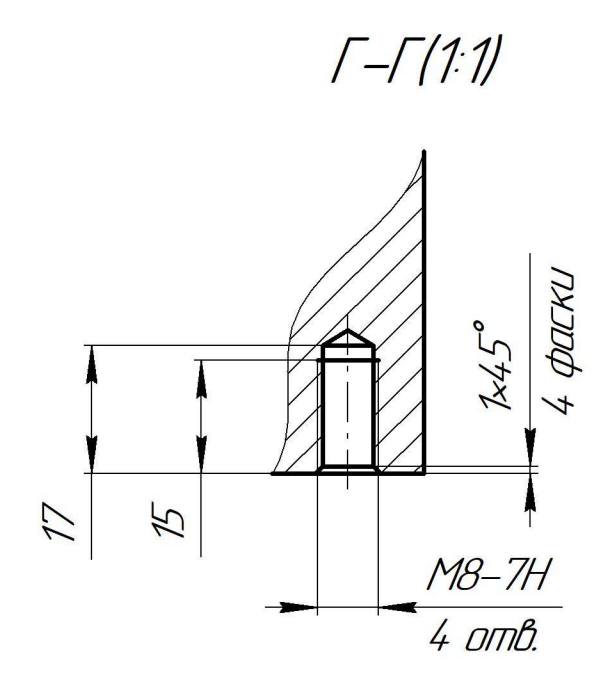
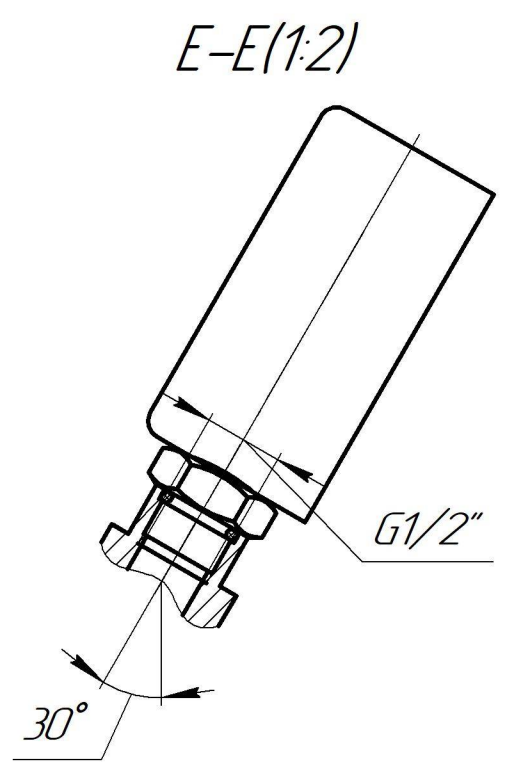
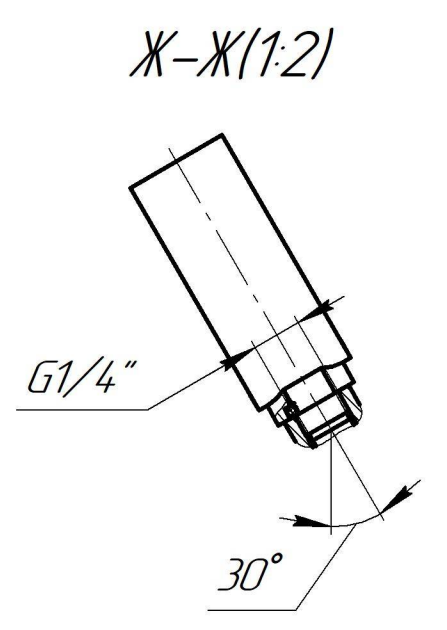
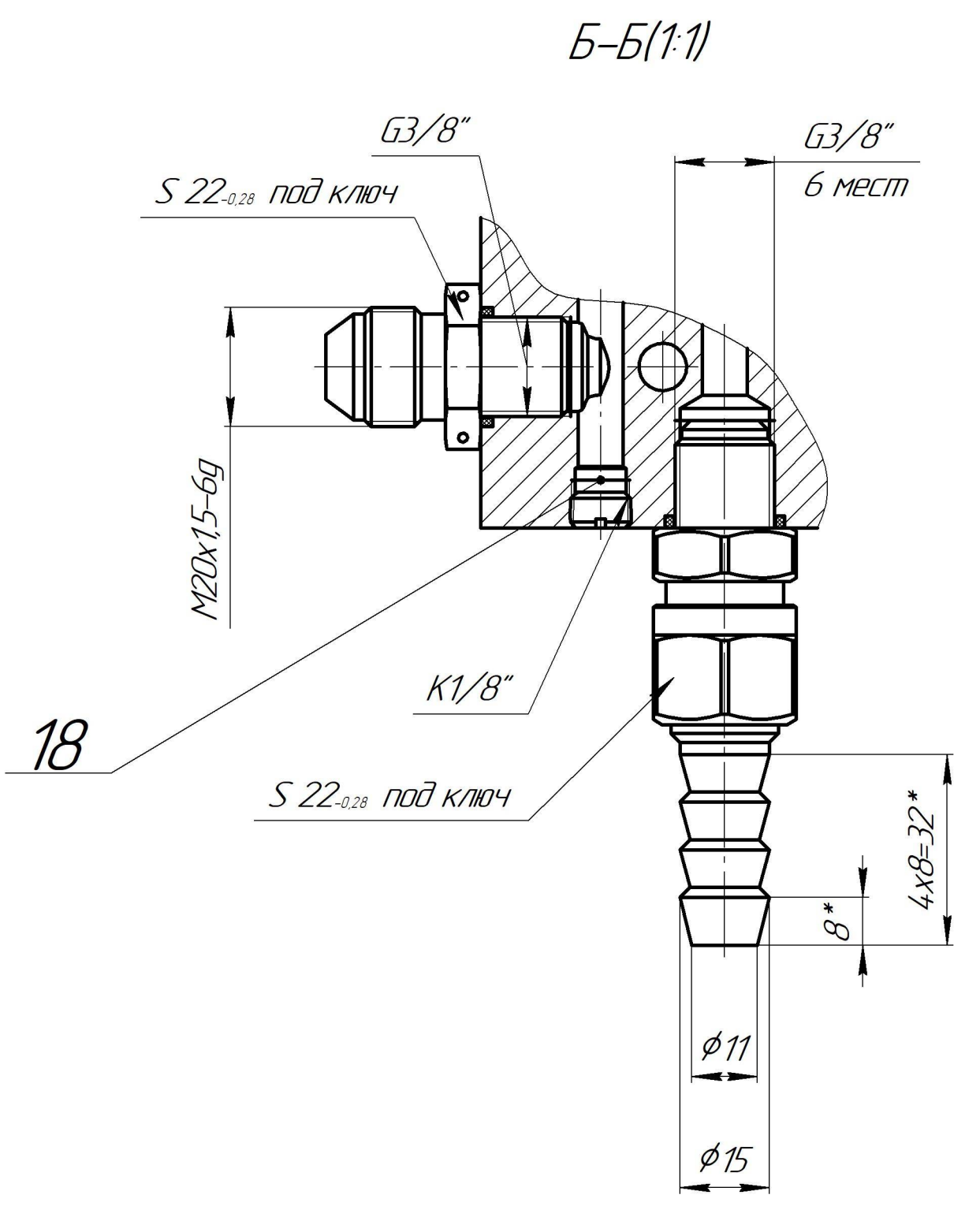
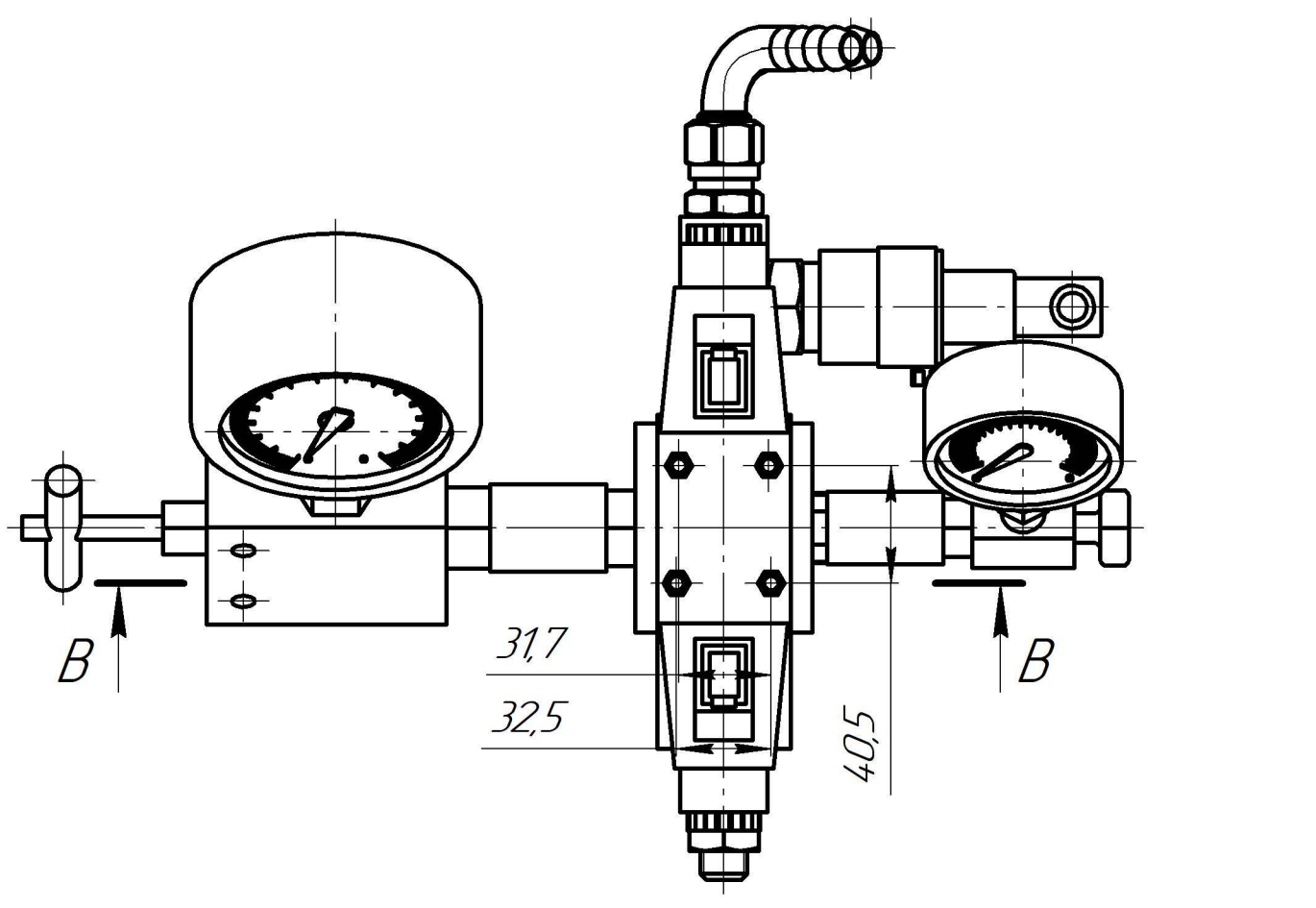
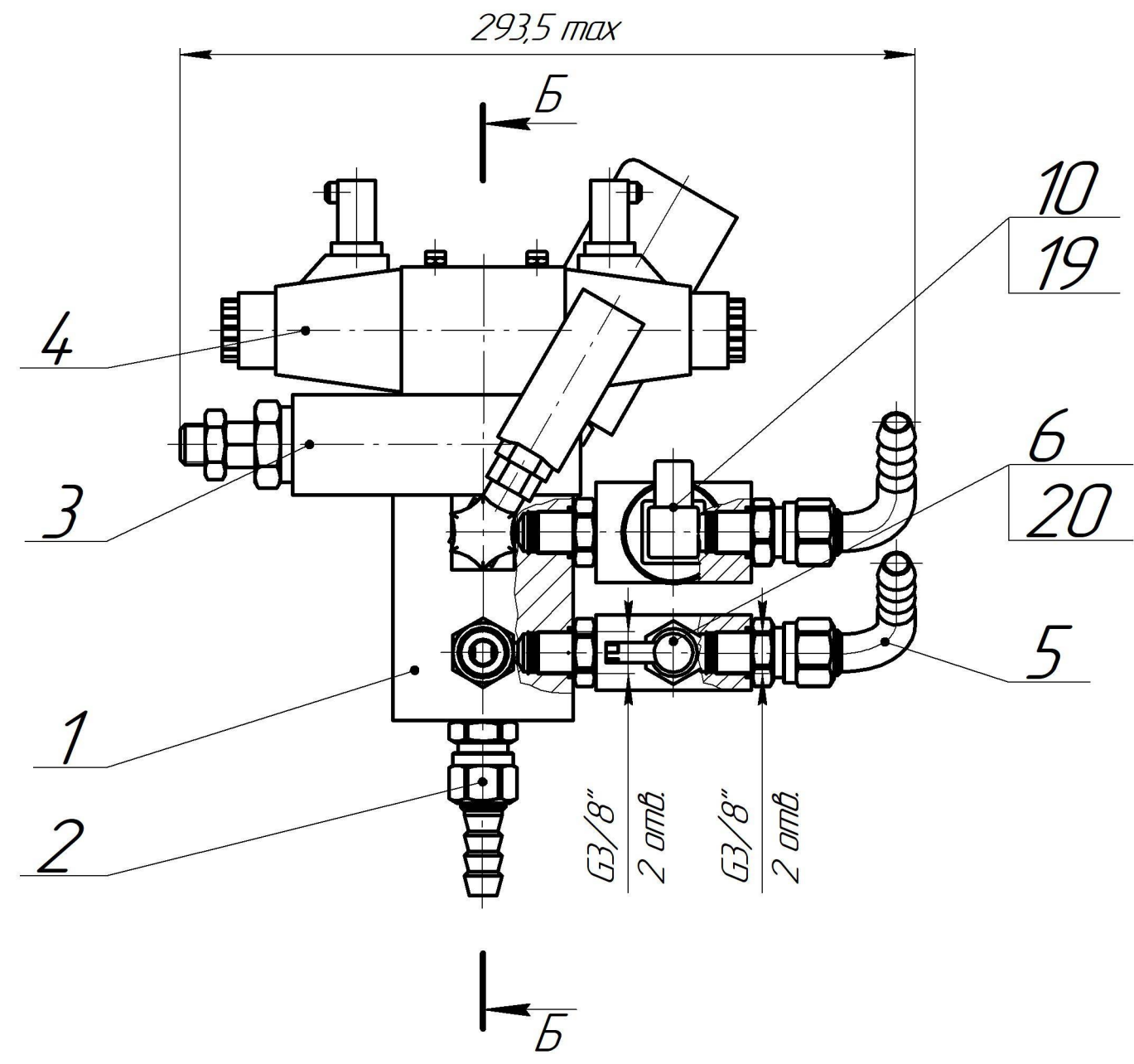
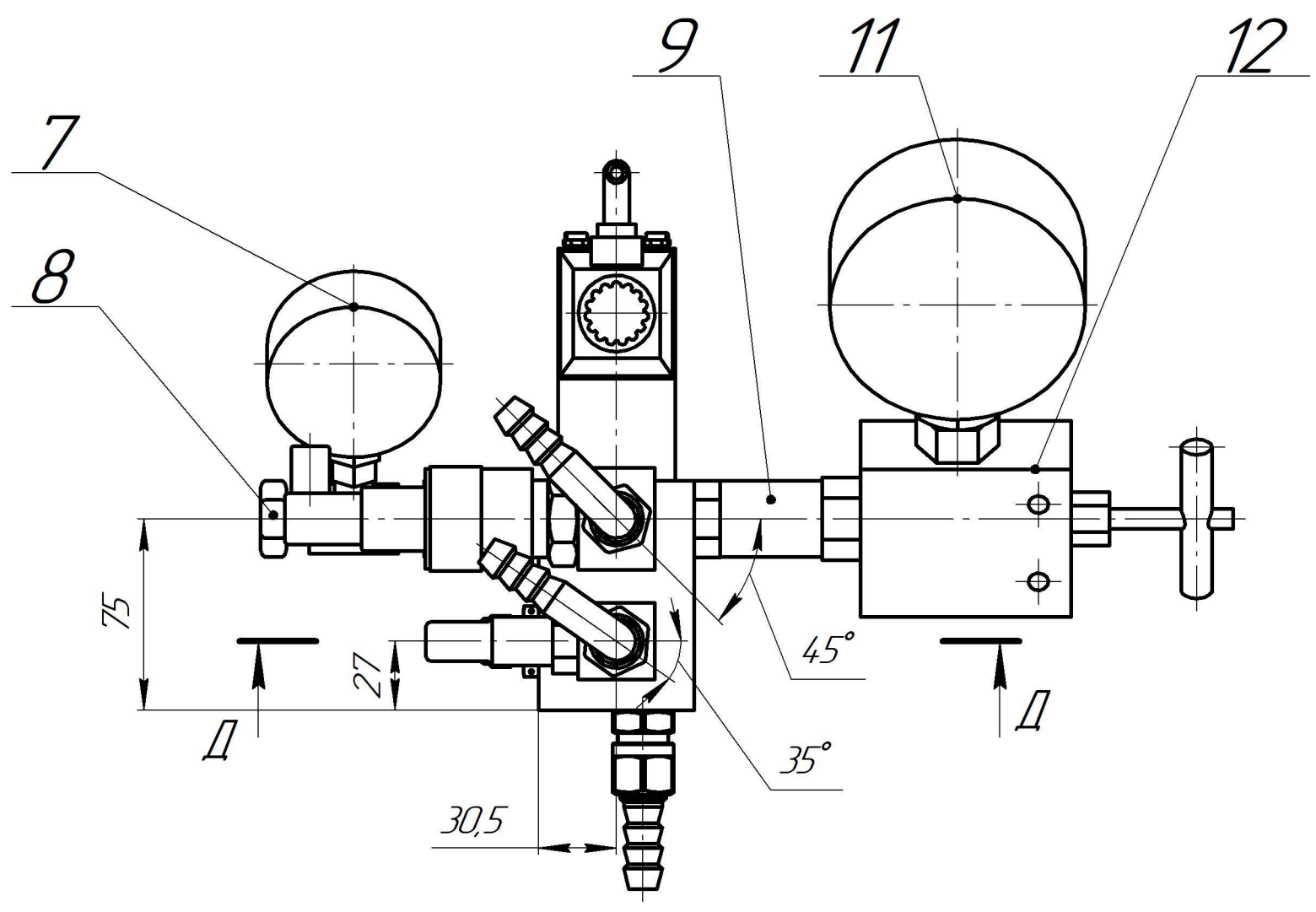
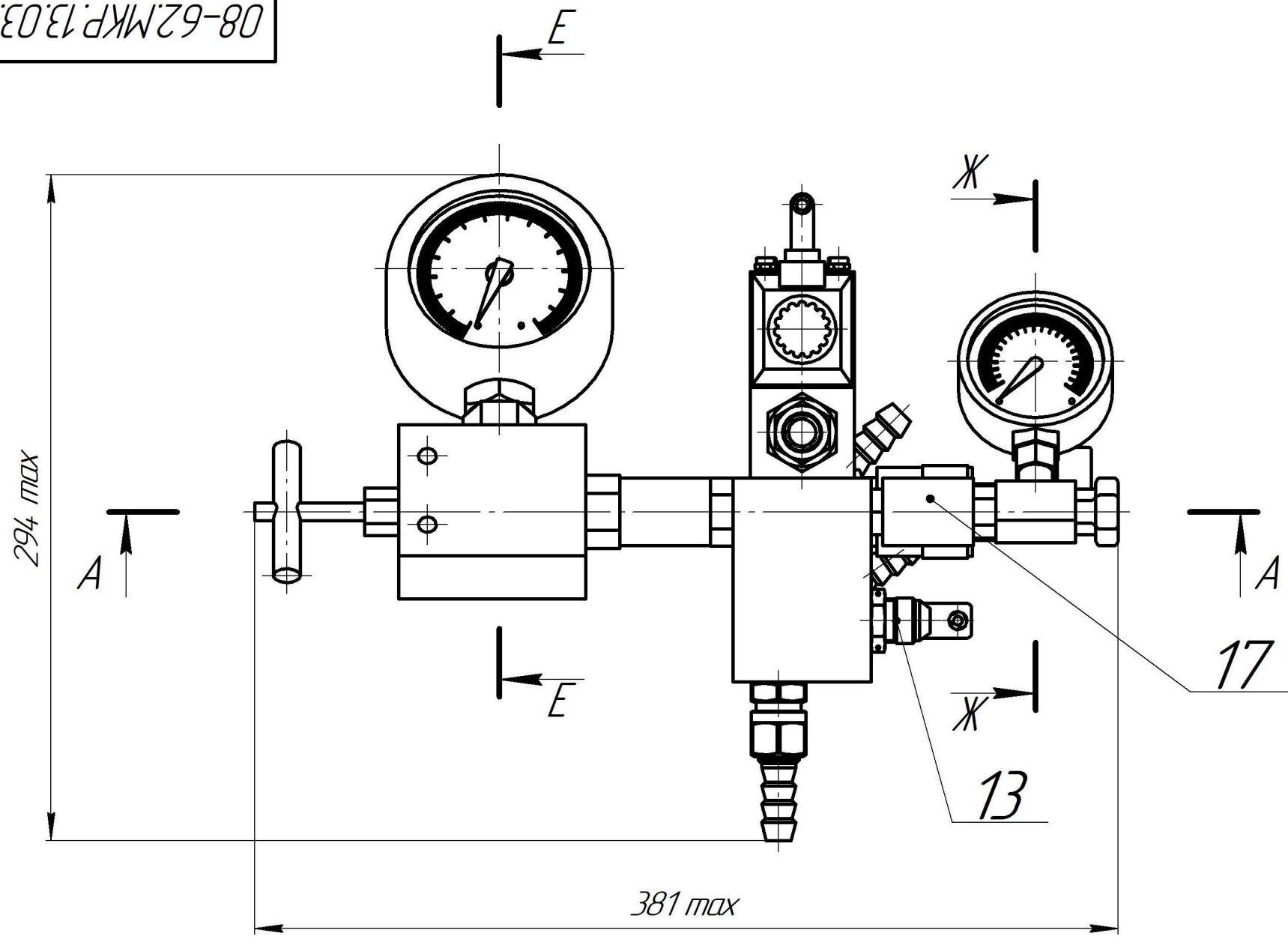
Технічні характеристики

1. Подача насоса	10,85 л/хв.
2. Тиск насоса	16/4,3 МПа
3. Потужність електродвигуна	4 кВт
4. Частота обертання	1410 об/хв.
5. Максимальна температура робочої рідини, °C	40
6. Об'єм баку, л	63
7. Робоча рідина по ГОСТ 174794-87	I-ІІ-A-15

Технічні вимоги

- * Розміри для довідок.
- Труди гнути і кріпити по місцю при контрольній збірці. Радіус гідки труб не менше чотирьох зовнішніх діаметрів труди.
- Розведення трубопроводів виконати у відповідності з схемою принципіальною гідролічною.

08-62.MKP.08.02.000.CK				Гідростанція			Лист	Маса	Масштаб
Складальне креслення				15			Лист	Листів	1
ВНТУ, ІГМ-23м				Формат А1					



Технічні характеристики

Витрата номінальна	10,85 л/хв.
Тиск номінальний	43 МПа
Тиск налаштування клапана	до 50 МПа

Технічні вимоги

1 * Розміри для довідок.
2 Забійний витік мастила по стиковим площинам не допускається.
3 Наявність бруду, стружки і посторонніх частинок в каналах гідроліту поз 1 не допускається.

08-62.МКР.08.03.000.СК						Гідроблок керування			Лист	Маса	Масштаб
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		складальне креслення					1:2,5
Розроб.		Шабунський ВР							Лист	Листів	1
Перевір.		Сладкий АВ									
Т.контр.											
Н.контр.		Сладкий АВ							ВНТУ, ІГМ-23м		
Затв.		Полещук ЛК							Формат А1		

Додаток Г

СПЕЦИФІКАЦІЇ

ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИЙ ВІБРАЦІЙНИЙ ПРИВОД ДОСЛІДНОГО СТЕНДА

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата

[illegible]

Додаток Д

ПРОТОКОЛ
ПЕРЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ
ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ
ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИЙ ВІБРАЦІЙНИЙ ПРИВОД ДОСЛІДНОГО СТЕНДА

ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: «Електрогідравлічний вібраційний привод дослідного стенда.»

Тип роботи: магістерська кваліфікаційна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ Кафедра «Галузевого машинобудування», ФМТ.
(кафедра, факультет)

Показники звіту подібності Turnitin

Оригінальність 94% Схожість 6%

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

✓ 1. Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.

2. Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її автора. Роботу направити на доопрацювання.

3. Виявлені у роботі запозичення с недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

Особа, відповідальна за перевірку

(підпис)

Шенфельд В. Й.

(прізвище, ініціали)

Ознайомлені з повним звітом подібності, який був згенерований системою Turnitin щодо роботи.

Автор роботи

(підпис)

Цибульський В. Р.

(прізвище, ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Слабкий А. В.

(прізвище, ініціали)