

Хмельницький національний університет
Факультет інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра галузевого машинобудування та агроінженерії

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Бакалавр

Рівень вищої освіти

Розробка стенду для перевірки та балансування роторів електростартерів

ДВЗ

Тема роботи

Галузь знань – 20 «Аграрні науки та продовольство»

Спеціальність – 208 «Агроінженерія»

Освітньо-професійна програма «Агроінженерія»

Шифр _____

Виконав студент 4 курсу, група АІ-21-1



Поважнюк О.І.

Підпис

Прізвище

Керівник від кафедри

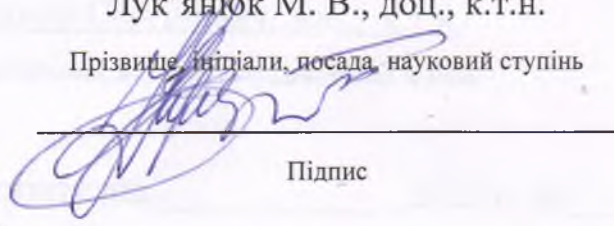
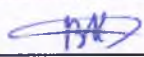
Нормоконтролер

Курской В.С., доц., к.т.н.

Лук'янюк М. В., доц., к.т.н.

Прізвище, ініціали, посада, науковий ступінь

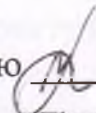
Прізвище, ініціали, посада, науковий ступінь



Підпис

Підпис

До захисту допускаю: зав. кафедрою



Мартинюк А.В.

Підпис

Прізвище

Хмельницький 2025

Хмельницький національний університет
Факультет інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра галузевого машинобудування та агроінженерії

Рівень вищої освіти – *бакалавр*

Галузь знань – *20 «Аграрні науки та продовольство»*

Спеціальність – *208 «Агроінженерія»*

Освітня програма – *«Агроінженерія»*

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

_____._____.2025

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Поважнюк О.І.

Прізвище, ім'я, по батькові студента

1 Тема роботи *Розробка стенду для перевірки та балансування роторів електростартерів ДВЗ*

Керівник проєкту *Курской Володимир Сергійович, доц., к.т.н.*

Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання

Затверджено наказом ректора університету від _____ 2025 р. № _____

2 Термін подання студентом проєкту (роботи) на кафедру _____

3 Вихідні дані до проєкту (роботи) _____

4 Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) _____

5 Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслень) _____

6 Консультанти розділів дипломного проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7 Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Назва етапу (розділу) дипломного проєкту (роботи)	Термін виконання етапу проєкту (роботи)	Примітка
1		
2		
3		
...		

Студент _____

Поважнюк О.І.

Підпис

Ініціали, прізвище

Керівник проєкту (роботи) _____

Підпис Ініціали, прізвище

Анотація

У процесі виконання дипломного проєкту було виконано повний комплекс досліджень, інженерних розрахунків та конструкторських рішень, спрямованих на створення ефективного й надійного стенду для перевірки та балансування роторів електростартерів, що використовуються в автотракторній техніці. На основі аналітичного огляду було обґрунтовано доцільність балансування роторів як ключового етапу підвищення надійності та довговічності електромеханічних вузлів. Наведено огляд причин появи дисбалансу, впливу нерівномірності маси ротора на роботу стартерів і генераторів, а також можливих наслідків нехтування балансуванням. Розроблено конструкцію універсального балансувального стенду, який забезпечує фіксацію роторів різного типорозміру, контрольоване обертання за допомогою частотно-регульованого електроприводу, вимірювання параметрів дисбалансу за допомогою сенсорної системи, захист оператора під час виконання операцій балансування.

Ключові слова: ротор, електромеханічні вузли, дисбаланс, маса ротора, стартер, генератор, операції балансування.

ЗМІСТ

Вступ.....	6
ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА	8
КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА	30
ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	48
ВИСНОВКИ.....	52
ДОДАТКИ.....	53

					<i>ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ</i>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Поважнюк О.І.</i>			<i>Розробка стенду для перевірки та балансування роторів електростартерів ДВЗ</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрцшів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Кірской В.С.</i>				5	1	
<i>Реценз.</i>						<i>ХНУ</i>		
<i>Н. Контр.</i>		<i>Лик'янюк М.В.</i>						
<i>Затверд.</i>		<i>Мартинюк А.В.</i>						

Вступ

Одним із ключових напрямів забезпечення надійної та довговічної експлуатації автотракторної техніки є своєчасне технічне обслуговування та якісний ремонт її вузлів і агрегатів. Зокрема, особливої уваги потребують обертові частини електромеханічних пристроїв, таких як стартери та генератори. Ці елементи піддаються значним динамічним навантаженням, а їх технічний стан безпосередньо впливає на загальну працездатність і енергоефективність техніки.

Ротор електростартера виконує функцію передавання обертального моменту на маховик двигуна внутрішнього згоряння. У процесі експлуатації та, особливо, післяремонтного втручання (заміна вала, обмоток, колектора тощо) в роторі можуть виникати залишкові дисбаланси. Аналогічна ситуація спостерігається і в генераторах, де ротор забезпечує обертання в магнітному полі, генеруючи електричний струм. Будь-яка невідповідність масового розподілу елементів ротора порушує динамічну рівновагу системи.

Дисбаланс обертючих частин призводить до появи відцентрових сил, які викликають підвищені вібраційні навантаження на підшипники і корпуси, спричиняють швидкий знос підшипникових вузлів, сприяють виникненню механічного шуму і коливань, знижують ефективність роботи агрегатів і скорочують їх ресурс.

Особливо критичною є ситуація у випадку обслуговування техніки в умовах ремонтних підприємств або майстерень, де часто відсутнє спеціалізоване обладнання для контролю динамічного балансу. Це зумовлює необхідність створення універсального стенду, призначеного для перевірки та балансування роторів стартерів і генераторів автотракторної техніки після їх ремонту.

Розробка подібного стенду сприятиме підвищенню якості ремонтних робіт, забезпеченню нормативного рівня експлуатаційних характеристик

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

агрегатів, зменшенню кількості повторних відмов у процесі експлуатації, покращенню техніко-економічних показників роботи автотракторного парку.

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

контроль геометричних параметрів валу, ротора, підшипників, перевірка люфтів і наявності мікротріщин. Обмотки перевіряються на міжвиткові замикання, обриви та пробої ізоляції. Особливо ретельно контролюється симетричність розміщення маси на роторі.

У разі виявлення несправностей виконується перемотування обмоток з дотриманням параметрів заводської документації, здійснюється відновлення колектора шляхом шліфування, токарної обробки або заміни, проводиться заміна підшипників, щіток, пружин, ізоляційних елементів. Балансування є обов'язковою процедурою для забезпечення динамічної стійкості агрегата. Проводиться на балансувальному стенді за такими етапами:

- установка ротора на призматичні опори або у підшипникові гнізда;
- визначення площин і величини дисбалансу;
- нанесення коригуючих отворів або противаг;
- контрольне балансування з досягненням норми (не більше 1–2 г·мм/кг для побутових стартерів, або згідно з ГОСТ 22061-76).

Після зворотного складання агрегат проходить стендові випробування, які включають перевірку струму холостого ходу і пускового струму (для стартера), вимірювання напруги на клеммах при навантаженні (для генератора), контроль шуму, нагрівання, вібрацій, оцінку механічної цілісності та якості обертання ротора.

Загальна технологія балансування

Балансування роторів може виконуватись у таких формах:

- Статичне балансування — вирівнювання розподілу маси без урахування динаміки обертання (достатнє для повільно обертових деталей).
- Динамічне балансування — балансування в умовах обертання, з урахуванням двох площин дисбалансу (застосовується до всіх роторів стартерів і генераторів).

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Одноплощинне або двоплощинне балансування — залежно від довжини ротора, маси та режиму роботи.

Процес балансування виконується на спеціалізованому стенді, який містить підшипникові опори або призматичні напрямні, привід обертання (електродвигун з муфтою або пасовою передачею), датчики вібрації (індукційні або тензометричні), блок вимірювання і аналізу сигналів, пристрій для нанесення або видалення маси (свердла, затискачі, накладки). У деяких випадках використовуються електронні балансувальні машини з цифровою індикацією і програмним визначенням фазового кута та величини дисбалансу.

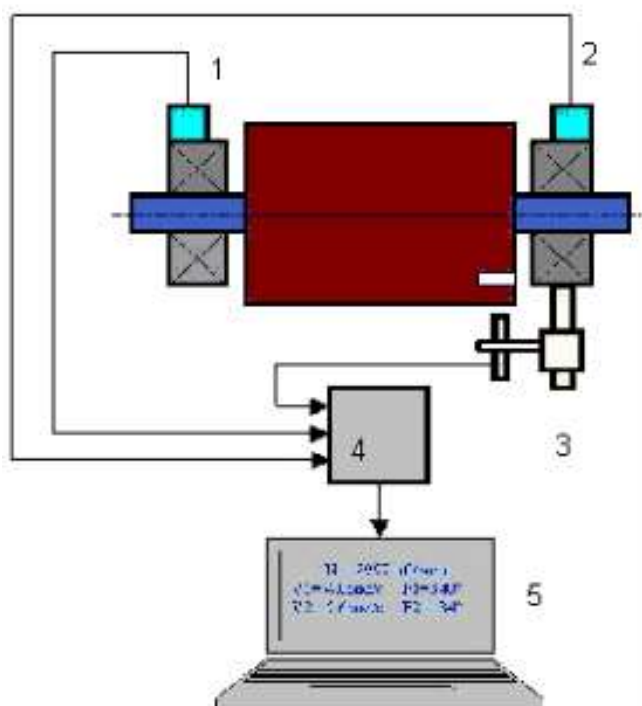


Рисунок 1.1 – Схема балансування роторів

1,2 - датчики вібрації, 3 - маркер, 4 - вимірювальний блок, 5 - ПК

Перед балансуванням ротор очищується від забруднень, пилу, мастила, проводять зовнішній огляд на наявність пошкоджень. Після цього проводиться установка підшипників або імітаторів підшипникових гнізд, позначення

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

площин балансування (наприклад, біля колектора та з протилежного боку). Ротор фіксується на балансувальному стенді та центрується відносно осі обертання. Контролюють вільне обертання ротору в центрах. Після цього налаштовуються датчики вібрацій і система вимірювання.

Ротор запускається до робочої частоти (часто – 1000–3000 об/хв), при цьому зчитуються параметри вібрацій: амплітуда, частота, фазовий кут, визначаються площини, величини та напрямки коригування маси.

Процес визначення параметрів дисбалансу є центральним етапом динамічного балансування і передбачає ідентифікацію величини та просторового положення неврівноважених мас відносно осі обертання ротора. На цьому етапі використовуються вимірювальні системи, які аналізують вібраційні характеристики агрегату в динамічному режимі роботи.

Під час обертання ротора, у присутності дисбалансу, виникають відцентрові сили:

$$F = m_d \cdot \omega^2 \cdot r$$

де: F — відцентрова сила,

m_d — маса неврівноваженості,

ω — кутова швидкість обертання,

r — радіус дії дисбалансу.

Ці сили передаються на опори (підшипники, призматичні направляючі), де реєструються у вигляді коливань. Величина і фаза цих коливань використовуються для математичного визначення місця розташування і величини дисбалансу.

Коригування дисбалансу виконують двома способами: видалення надлишкової маси (свердлінням отворів, фрезеруванням) або додавання маси (установкою латунних чи сталевих шайб, припою). Після цього виконують повторний запуск для перевірки ефективності коригування. Цикл повторюється до досягнення допустимого рівня дисбалансу.

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для точного визначення параметрів дисбалансу попередньо виконується калібрування стенду:

- до ротора додають тестову калібровану масу (наприклад, 1 г на відомому радіусі);
- система фіксує відповідну амплітуду й фазовий зсув;
- формується калібрувальна залежність між доданою масою й сигналом.

Для якісного балансування точність визначення параметрів повинна відповідати наступним умовам:

- Похибка визначення амплітуди — не більше 10%;
- Похибка визначення фазового кута — не більше $\pm 5^\circ$;
- Стійкість обертів — $\pm 1\%$ від номінальної частоти.

Недотримання цих вимог призводить до хибних результатів балансування або циклічного переналаштування.

Патентний пошук

Пристрій для балансування роторів а/с896434

Винахід відноситься до балансувальної техніки і може бути використане в машинобудуванні для визначення напрямку та величини відцентрових сил, що виникають від обертання неврівноважених мас ротора.

Відомо пристрій для балансування роторів, що містить основу, закріплену на ньому коливальну систему і підшипникові опори для ротора, що балансують, які здійснюють коливання щодо осі, що проходить через шарнір, нерухомо закріплений на траверсі, з'єднаній з коливальною системою.

Найбільш близьким за технічною сутністю до винаходу є пристрій для балансування роторів, що містить основу, закріплену на ньому коливальну систему і дві опори для ротора, що балансується, мають можливість гойдання в площині, перпендикулярної осі ротора.

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Пристрій містить балансовий ротор 1, основа 2, закріплену на ньому коливальну систему 3, дві опори 4 і 5 для балансованого ротора 1 дві додаткові опори 6 і 7, шарнірно з'єднані з основою, і опорні балки 8 і 9, при цьому балки 8 і 9 одним кон відповідною додатковою опорою 6 та 7, а опори 4 та 5 встановлені на балках 8 та 9 з можливістю переміщення по них. Пристрій працює наступним чином. При динамічному балансуванні ротора 1, його встановлюють в опори 4 і 5 таким чином, що вісь ротора паралельна осі 0-0, по якій розташовані додаткові опори 6 і 7. Потім за допомогою приводу (не показаний) ротор 1 приводять у обертання і на робочому режимі визначають параметри коливань балансу. площини, які передаються опорам 6 та 7 пристрою. За параметрами коливань визначають дисбаланс ротора та виробляють його балансування. Переміщенням опор 4 і 5 по балках 8 і 9 за рахунок зміни плечей останніх пристрій дозволяє проводити балансування будь-яких роторів 1, у тому числі роторів, мас; яких перевищує встановлену вантажність балансувального верстата. Винахід дозволяє розширити технологічні можливості верстатів

Формула винаходу

Пристрій Для балансування роторів, що містить основу, закріплену на ньому коливальну систему і дві опори для ротора , що відрізняється тим, що, з метою розширення технологічних можливостей балансування, воно забезпечене двома додатковими опорами, шарнірно з'єднаними з основою, і розташованими в горизонтальній площині опорними балками коливальною системою, а іншим – з відповідною додатковою опорою, а основні опори встановлені на балках із можливістю переміщення.

Балансувальний верстат 1144015 А

Балансувальний верстат для врівноваження роторів виробів у зборі, що містить основу, встановлену на ньому за допомогою пружних елементів рухоми платформу з опорами для закріплення балансованого виробу, вимірювальний

										Арк.
										14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ					

пристрій для визначення параметрів дисбалансу з датчиками параметрів коливальних платформ ротора, фазовий детектор і блок регулювання частоти обертання, приводу, вхід якого з'єднаний з виходом фазового детектора, який відрізняється тим, що, з метою підвищення точності і продуктивності балансування, він забезпечений силовимірювальними датчиками, встановленими між опорами і платформою і орієнтованими в напрямку максимальної жорсткості упруг силовимірювальними датчиками, а вихід - з виходом фазового детектора, другий вхід якого з'єднаний з блоком поділу площин корекції.

Відомі верстати для динамічного балансування роторів виробів у зборі, що містить встановлену на підставі через пружні елементи рухому платформу з опорами для закріплення на них виробу, що балансується, вимірювальний пристрій для визначення параметрів дисбалансу з датчиками параметрів коливальних рухів платформи і привід обертання балансованого ротора з пристроєм.

Однак при балансуванні роторів виробів у зборі в зазорах підшипників ротора збуджуються маятникові коливання ЦАПФ, що порушує роботу блоку поділу площин корекції, знижує точність та продуктивність процесу балансування.

Найбільш близьким технічним рішенням до винаходу є балансувальний верстат для врівноваження роторів виробів у зборі, що містить основу, встановлену на ньому за допомогою пружних елементів рухому платформу з опорами для закріплення виробу, що балансується, вимірювальний пристрій для визначення параметрів дисбалансу з датчиками параметрів коливальних платформ і блоком поділу площин корекції, привід обертання ротора, що балансується, фазовий детектор і блок регулювання частоти обертання приводу, вхід якого з'єднаний з виходом фазового детектора, а входи останнього з'єднані з входом і виходом вузькосмугового фільтра. Недолік відомого верстата полягає в тому, що регульований привід підтримує частоту обертання,

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

що дорівнює резонансній частоті вузькосмугового фільтра, яка в процесі балансування може відрізнитися від резонансної рухомої частоти платформи верстата. При цьому зменшується чутливість механічної системи верстата до дисбалансу, погіршується робота блоку поділу площин корекції і, отже, зменшується точність та продуктивність балансування.

Метою винаходу є підвищення точності та продуктивності балансування.

Ця мета досягається тим, що балансувальний верстат для врівноваження роторів виробів у зборі, що містить основу, встановлену на ньому за допомогою пружних елементів рухому платформу з опорами для закріплення балансованого виробу, вимірювальний пристрій для визначення параметрів дисбалансу з датчиками параметрів коливань платформи і блоком розділення площин блок регулювання частоти обертання приводу, вхід якого з'єднаний з виходом фазового детектора, забезпечений силовимірювальними датчиками, а вихід - з входом з входом корекції.

На рисунку 1.3 зображено блок-схему балансувального верстата.

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

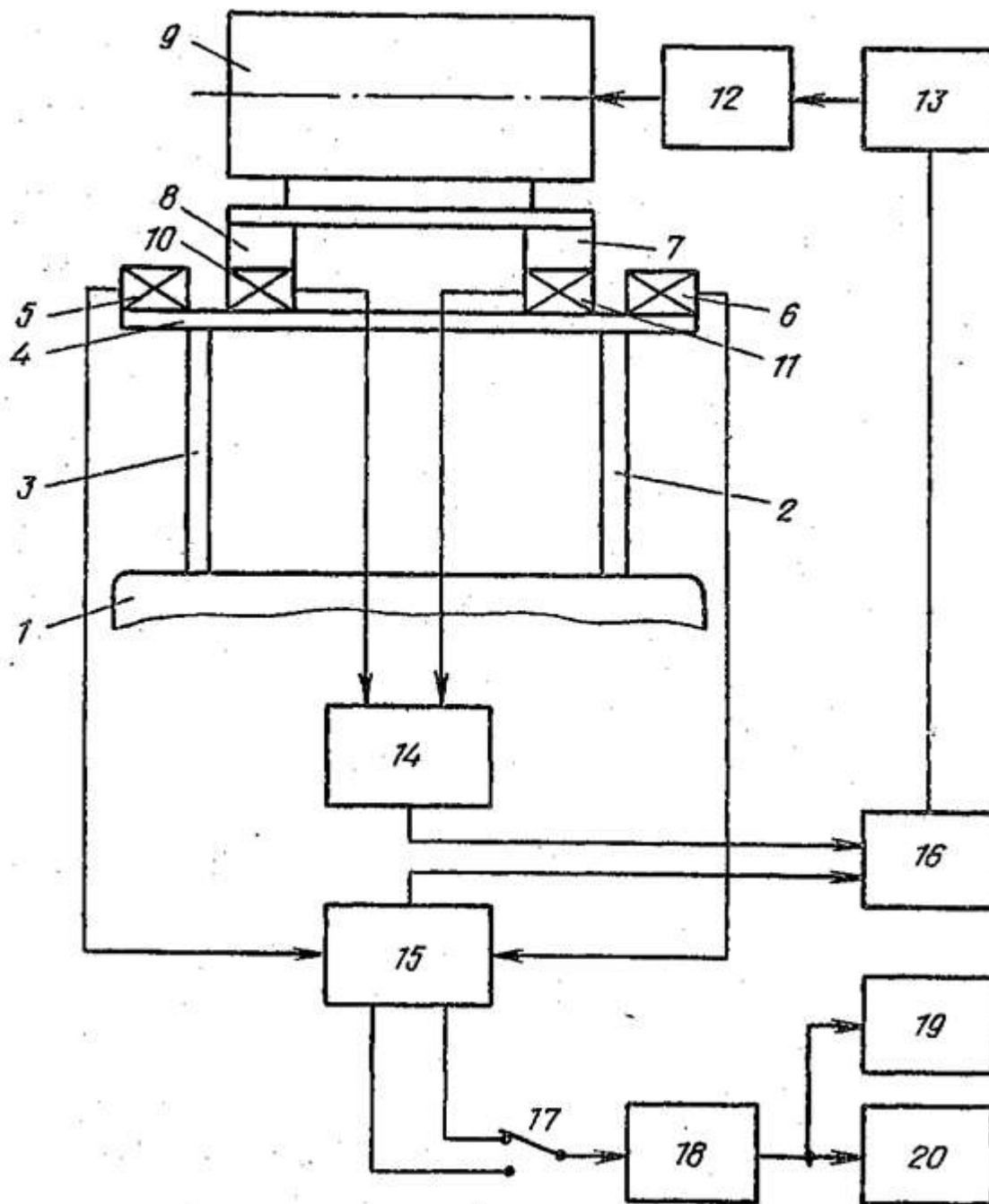


Рисунок 2.3 –блок-схема балансувального верстата

Балансувальний верстат містить основу 1, на якому через пружні елементи 2 і 3 закріплена рухома платформа 4. На платформі 4 встановлені датчики 5 і 6 параметрів коливань платформи 4 і опори 7 і 8 для закріплення балансованого виробу 9. Опори 7 і 8 встановлені на платформі. Верстат містить також привід 12 обертання ротора балансованого виробу 9 і з'єднаний з ним блок 13 регулювання частоти обертання. 4, фазовий детектор 16, входи якого

										Арк.
										17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

підключені до виходів схеми 14 сумування і блоку 15 розділення площин корекції 18 та вимірювальній пристрій, що включає вимірювачі величини 19 та кута 20 дисбалансу.

Балансувальний верстат працює наступним чином.

Балансований виріб 9 встановлюють на опори 7 і 8 і переміщенням пружних елементів 2 і 3 вирівнюють частоти власних поступальних і поворотних коливань платформи 4, що забезпечується при симетричному розташуванні пружних елементів 2 і 3 щодо центру мас рухомої системи верстата на відстанях. Приводять ротор виробу балансованого 9 в обертання з частотою, що дорівнює частотам власних коливань платформи 4.

На частоті резонансу різниця фаз між збудливою силою і переміщенням платформи 4 дорівнює 90° .

Для правильного виміру збудливої сили силовимірювальні датчики 10 і 11 орієнтовані в напрямку максимальної жорсткості пружних елементів 2 і 3. На кресленні це вертикальний напрямок. В цьому випадку збудлива сила вимірюється з мінімальними спотвореннями, що вносяться інерцією маси рухомої системи.

Колівання платформи з встановленим виробом відбуваються в горизонтальному напрямку, в якому і орієнтовані датчики 5 і 6 після блоку поділу площин корекції 5 і 6 після блоку поділу площин корекції коливальних рухів платформи 4 використовуються датчики швидкості і, отже, сигнал на виході фазового детектора дорівнює 16 нулю.

Якщо частота обертання ротора з будь-яких причин зміниться, то різниця фаз буде відрізнятись від 90° . На виході фазового детектора з'явиться напруга, яке, впливаючи на блок регулювання 13 частоти обертання, змінить швидкість обертання приводу 12 балансованого виробу 9 так, щоб коливання платформи відбувалися на резонансній частоті.

Застосування силовимірювальних датчиків, що реєструють вплив невірноважених сил ротора, що балансується, на механічну систему верстата,

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

дозволяє точно підтримувати режим резонансних коливань, так як сигнал, керуючий роботою блоку регулювання частоти обертання ротора, отримують безпосередньо від механічної системи верстата. Використання режиму резонансних коливань істотно підвищує точність балансування за рахунок збільшення чутливості механічної системи верстата до дисбалансів ротора, а рівність власних частот поступальних і поворотних коливань платформи забезпечує однакові масштаби статичних і моментних дисбалансів ротора, при цьому горизонтальні рухи ротора лінійно залежать. значно підвищує продуктивність балансування

Універсальний балансувальний стенд 4 750 361

Галуззю цього винаходу є балансувальні машини. Більш конкретно, галуззю цього винаходу є балансувальні машини, здатні балансувати як в одній, так і в кількох площинах. Балансувальні машини, які зазвичай називають відцентровими балансувальними машинами, бувають двох основних типів. Перший тип - це машини з м'яким підвісом, які іноді називають машинами з м'яким підшипником. Другий тип балансувальних машин - це машини з жорстким підвісом, які зазвичай називають машинами з жорстким підшипником.

Балансувальна машина з м'якою підвіскою отримала свою назву від того факту, що вона підтримує ротор (або іншу деталь, таку як розподільний вал), що підлягає балансуванню, на опорній конструкції (зазвичай званій блоком підшипника), яка гнучко закріплена на системі підвіски, що дозволяє системі вільно вібрувати принаймні в одному напрямку, зазвичай горизонтальному, перпендикулярному до осі обертання ротора. Балансувальна машина зазвичай має дві опорні конструкції блоку підшипника-підвіски, аксіально розділені вздовж осі обертання ротора. Резонанс (власна частота) ротора, що підлягає

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ротора та блоку підшипника, тим менше буде зміщення блоку підшипника. Отже, маса даного ротора впливатиме на амплітуду коливань блоку підшипника в машині з м'яким підвісом. Через вищезазначені фактори, пряму індикацію дисбалансу можна отримати лише після калібрування датчиків для даного ротора заданої ваги та конфігурації за допомогою випробувальної маси, яка становить відому величину дисбалансу.

Прилади для балансування м'яких підшипників містять необхідні схеми та елементи керування, щоб після належного калібрування для конкретного ротора, що підлягає балансуванню, можна було отримати точне значення дисбалансу та кутового положення дисбалансу. Калібрування машини повинно варіюватися для деталей різної маси та конфігурації, оскільки зміщення головної осі інерції в блоках підшипників залежить від маси ротора, маси блоку підшипника (включаючи масу системи підвіски, що підтримує блок підшипника), моменту інерції ротора та відстані між блоками підшипників. Простіше кажучи, будь-яка зміна маси ротора, форми чи положення опорної конструкції блоку підшипника під час балансування ротора вимагає повторного калібрування машини для балансування м'яких підшипників.

Балансувальні машини з жорстким підвісом, які зазвичай називають балансувальними машинами з жорстким підвісом, по суті мають таку ж конструкцію, як і балансувальні машини з м'яким підвісом, за винятком того, що опорна конструкція блоку підшипника значно жорсткіша в поперечному горизонтальному напрямку (площині). Вищезазначене призводить до горизонтальної власної частоти машини, яка виникає на частоті на кілька порядків вище, ніж у порівнянної балансувальної машини з м'яким підвісом. Балансувальна машина з жорстким підвісом розроблена для роботи на швидкостях, значно нижчих за її власну частоту, в області, де фазовий кутовий затримка постійний і практично нульовий (див. рисунок 2.4), і де амплітуда вібрації, хоча й мала, прямо пропорційна відцентровим силам, що виникають внаслідок дисбалансу. Оскільки сила, яку створює задана величина дисбалансу

										Арк.
										21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

при заданій швидкості, завжди однакова, незалежно від того, чи виникає дисбаланс у короткому, довгому, легкому чи важкому роторі, вихідний сигнал датчиків, прикріплених до блоку підшипника балансувального верстата, залишається пропорційним відцентровій силі, що виникає внаслідок дисбалансу в роторі. На вихідний сигнал не впливає маса підшипника, маса ротора чи інерція, тому можна встановити постійний зв'язок між дисбалансом та виходом чутливих елементів.

Відцентрова сила від заданого дисбалансу зростає пропорційно квадрату швидкості балансування. Тому, на відміну від балансувального верстата з м'яким підвісом, верстак з жорстким підвісом не потребує використання калібрувальної маси (магістралі) для калібрування верстата для заданого ротора.

Для балансувальних машин з м'яким підвісом діапазон швидкості ротора починається приблизно з подвійної власної частоти ротора та опорної конструкції підшипникового блоку. Для балансувальних машин з жорстким підвісом комбінована опорна конструкція підшипника ротора має власну частоту, яка зазвичай утричі перевищує максимальну швидкість балансування. Як у м'яких, так і в твердих балансувальних машинах використовуються різні типи чутливих елементів на опорі роторного підшипника для перетворення механічних коливань в електричний сигнал. Як чутливі елементи можуть використовуватися датчики швидкості, магніто-обмежувальні п'єзоелектричні датчики або інші типи індикаційних датчиків.

Основною перевагою машини з жорстким підвісом є постійне калібрування. Основною перевагою машини з м'яким підвісом є її чутливість, проте її недоліком є необхідність калібрування щоразу, коли змінюється вага або геометрія заготовки (ротора). Нерідко виробники замовляють послуги балансування у зовнішнього постачальника. Зазвичай зовнішньому постачальнику надаються конкретні інструкції щодо балансування заготовки на машині з жорстким або м'яким підвісом. Тому для зовнішнього постачальника

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

дуже бажано надати балансувальну машину, яку можна використовувати для жорсткого або м'якого балансування, тим самим позбавляючи від необхідних витрат на дві окремі машини. Для задоволення вищезазначених та інших потреб було запропоновано цей винахід. Цей винахід пропонує балансувальну машину, в якій жорсткість опорної конструкції блоку підшипника може бути легко та легко змінена. У звичайному робочому режимі балансувальна машина цього винаходу оснащена м'якою підвіскою, що дозволяє збалансувати значну кількість коливань у горизонтальному напрямку, поперечному до осі ротора. Цей винахід також пропонує засоби для вибіркового обмеження горизонтального руху опор підшипників, тим самим забезпечуючи жорстку підвіску. У варіанті реалізації цього винаходу, який буде описано пізніше, перехід від м'якої до жорсткої підвіски може бути здійснений простим обертанням ручного важеля.

Метою цього винаходу є забезпечення апарату та способу його використання для балансувального верстата з можливістю жорсткого та м'якого підвішування.

Метою цього винаходу є створення конвертованої машини для балансування твердих та м'яких заготовок, яка включає першу конструкцію з першою власною частотою, що забезпечує м'яку опору для заготовки, засоби живлення для обертання заготовки, засоби для виявлення балансу заготовки на першій конструкції, засоби для вибіркового стримування вібрації першої конструкції, завдяки чому власна частота першої конструкції значно збільшується, забезпечуючи тверду опору для заготовки.

Також ще однією метою цього винаходу є створення конвертованого верстата для балансування твердих та м'яких заготовок, причому верстат включає першу конструкцію з першою власною частотою, що забезпечує м'яку опору для заготовки, перший стрижень, з'єднаний з першою конструкцією, що має фланцевий кінець, засоби живлення для обертання заготовки, засоби для виявлення дисбалансу заготовки на першій конструкції та бічну опору із

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

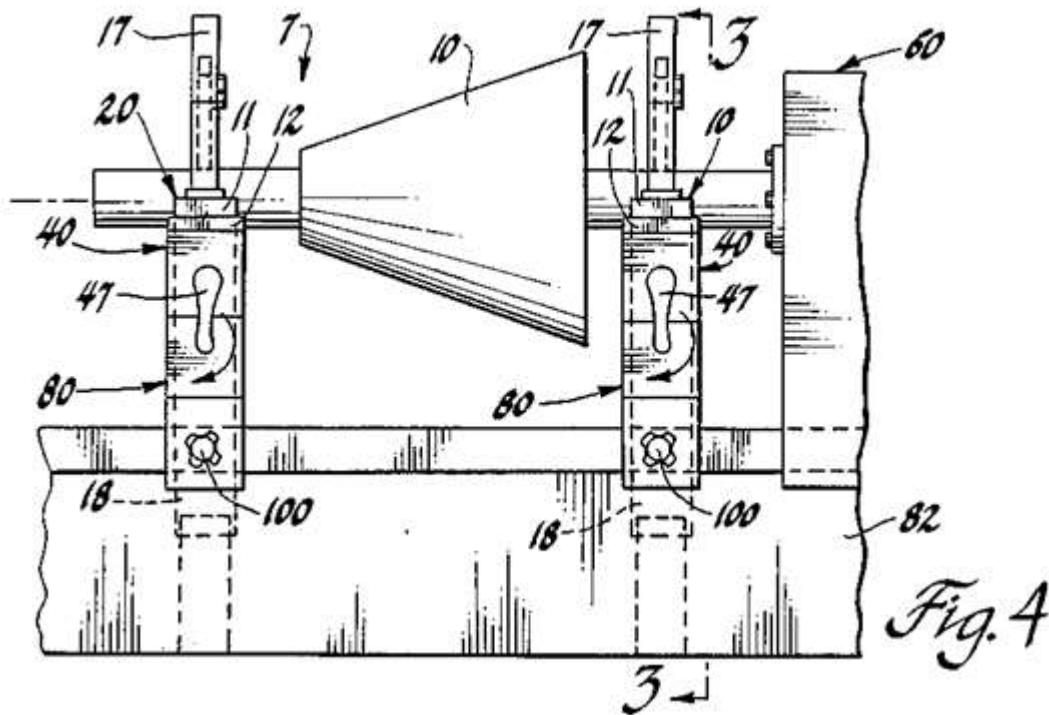


Рисунок 1.6 – Вид загальний

Звертаючись до рисунків 2.5 і 2.6, балансувальний верстат 7 цього винаходу має щонайменше чотири основні елементи. Першим елементом є засіб приведення в дію 60 для обертання заготовки, ротора 70. Засіб приведення в дію 60 зазвичай є електродвигуном, який обертає ротор 70. Наступною частиною винаходу є перша опорна конструкція блоку підшипника 10. Перша опорна конструкція блоку підшипника має першу власну частоту, що забезпечує м'яку опору для ротора 70. Третім основним елементом є датчик 30, який забезпечує засіб для виявлення дисбалансу заготовки на першій опорі блоку підшипника 10. Останнім елементом є засіб для вибіркового обмеження вібрації першої конструкції 40.

Перша опорна конструкція підшипника 10 має раму блоку підшипника 12 зі знімною вставкою 11, що має два ролики 14 та 16. Ролики 14 та 16 мають вісь обертання, паралельну осі обертання ротора 70. Блок підшипника 12 підтримується на пружинній підвісці 18. Як показано на Рис. 3, пружини 18 є відносно короткими та розташовані під блоком підшипника; однак, цей винахід

									Арк.
									25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ				

може використовувати пружини підвіски, які є більш видовженими та/або підтримують блок підшипника у висячому вигляді зверху. Перша опорна конструкція підшипника 10 має верхню балкову конструкцію 17, яка стримує вібрацію ротора 70 у вертикальному напрямку. Перша опорна конструкція підшипника 10 має м'яку власну частоту, що забезпечується пружинами підвіски 18. Оскільки балансування зазвичай бажане принаймні у двох площинах вздовж осі ротора, зазвичай передбачається друга опорна конструкція блоку підшипника 20, суттєво подібна, якщо не ідентична, першій конструкції блоку підшипника 10.

Датчик 30 передбачено для виявлення дисбалансу заготовки на відповідних опорних конструкціях підшипникового блоку. Коли балансувальна машина працює в м'якому режимі, датчик 30 часто може включати датчик швидкості, і сигнал швидкості використовується для обчислення дисбалансу. Коли балансувальна машина використовується в жорсткому режимі, датчик 30 часто містить п'єзоелектричний пристрій.

Опорна конструкція несучого блоку встановлена на бічній опорі 80. Бічна опора 80 регульовано закріплена на підлогових поручнях 82 за допомогою ручок 100. Зверху бічної опори розташований засіб 40 для вибіркового обмеження опорної конструкції несучого блоку. Обмеження руху опорної конструкції несучого блоку 10 у горизонтальній площині значно підвищує власну частоту опорної конструкції несучого блоку 10, тим самим змушуючи опорну конструкцію несучого блоку 10 забезпечувати жорстку опору.

Звертаючись додатково до Рис. 5, опорна конструкція 10 підшипникового блоку має фіксовано з'єднаний з нею стрижень 41 з фланцевим кінцем 49.

Зверху на бічній опорі 80 обертально встановлений другий стрижень 42, що має різьбові частини 45, що збігаються. На різьбових частинах другого стрижня 42 різьбово встановлена пара затискних елементів 43. Обертаючи стрижень 42 за допомогою ручки 47, затискні елементи можна вибірково приводити в зчеплення з фланцем 49 першого стрижня 41. Перший стрижень

										Арк.
										26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ					

виступає через один із затискних елементів 43, і коли балансувальна машина 7 використовується в м'якому режимі, стрижень 41 може вільно вібрувати в горизонтальній площині. При бажанні перевести балансувальну машину 7 у жорсткий режим два затискні елементи 43 приводяться в зчеплення з фланцем 49 першого стрижня 41. Коли затискні елементи 43 вибірково зчіплюються з фланцем 49, стрижень 41 вібраційно фіксується. Обмеження стрижня 41 також обмежує опорну конструкцію блоку підшипника 10 та збільшує власну частоту опорної конструкції блоку підшипника 10. Якщо датчик 30 є п'єзоелектричним перетворювачем, датчик 30 буде одночасно попередньо навантажений за допомогою зчеплення затискних елементів 43 з фланцем 49.

Перший стрижень 41 також має різьбу та гайку 52, що дозволяє точно регулювати положення фланця 49. Регулювання положення фланця 49 забезпечує належне попереднє навантаження датчика 30 (при використанні п'єзоелектричного датчика). Однак перший стрижень 141 розміщений на протилежному боці від п'єзоелектричного датчика 130 ротора 170. Стрижень 141 нерухомо з'єднаний з опорною конструкцією блоку підшипника 110. За допомогою контргайок 147 стрижень 141 може бути використаний для утримання опорної конструкції блоку підшипника 110 та для попереднього натягу п'єзоелектричного датчика 130. Вищезазначене забезпечує жорсткий режим роботи. Контргайки 147 можуть бути розташовані таким чином, щоб опорна конструкція блоку підшипника 110 та ротор 170 могли вільно рухатися в горизонтальній площині, тим самим забезпечуючи м'яку опору.

Цей винахід пропонує спосіб балансування заготовки у балансувальному верстаті для твердих і м'яких матеріалів, який включає такі етапи:

1. Опірання заготовки 70 на першій опорній конструкції 10 підшипника, що має першу власну частоту;
2. Обертання заготовки;
3. Виявлення дисбалансу зазначеної заготовки на першій опорній конструкції підшипника; та

										ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
											27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

4. Вибіркове обмеження 40 першої опорної конструкції підшипника 10, завдяки чому власна частота першої опорної конструкції підшипника 10 значно збільшується, забезпечуючи жорстку опору для заготовки 70.

Хоча було пояснено кілька варіантів реалізації цього винаходу, фахівцям у цій галузі будуть очевидні різні модифікації, які можна внести до цього винаходу, не відхиляючись від суті та обсягу цієї заявки, оскільки вона охоплена наступними пунктами формули винаходу.

Варіанти реалізації винаходу, в яких заявлено виключну власність або привілей, визначені наступним чином:

1. Кабріолет балансувальний верстат для заготовок, причому зазначений верстат у комбінації містить:

- перша структура, що має першу власну частоту, що забезпечує м'яку опору для зазначеної заготовки;
- перший стрижень, з'єднаний із зазначеною першою конструкцією, що має фланцевий кінець;
- засоби живлення для обертання зазначеної заготовки;
- засоби для виявлення дисбалансу зазначеної заготовки на зазначеній першій конструкції; та бічну опору, що має обертально встановлений другий стрижень зі збіжними різьбовими частинами та першим і другим затискними елементами, нарізаними на зазначених різьбових частинах, причому обертання зазначеного другого стрижня призводить до вибіркового зчеплення зазначених затискачів із зазначеним фланцевим кінцем зазначеного першого стрижня для обмеження вібрації зазначеної першої конструкції, завдяки чому власна частота зазначеної першої конструкції значно збільшується, забезпечуючи жорстку опору для зазначеної заготовки.

2. Балансувальний верстат за п. 1, у якому зачеплення зазначених затискачів з фланцевою частиною зазначеного першого стрижня також попередньо натягує п'єзоелектричний перетворювач, який, у свою чергу, використовується

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

як засіб для виявлення дисбалансу зазначеної заготовки, коли зазначена перша конструкція забезпечує тверду опору.

3. Балансувальний верстат для заготовок, причому зазначений верстат у комбінації містить:

- перша структура, що має першу власну частоту, що забезпечує м'яку опору для зазначеної заготовки;
- засоби живлення для обертання зазначеної заготовки;
- засоби для виявлення дисбалансу зазначеної заготовки на зазначеній першій конструкції, що включають щонайменше один п'єзоелектричний перетворювач; та засоби для вибіркового обмеження вібрації зазначеної першої структури та попереднього навантаження зазначеного п'єзоелектричного перетворювача, завдяки чому власна частота зазначеної першої структури значно збільшується, забезпечуючи тверду опору для зазначеної заготовки.

4. Спосіб балансування заготовки у балансувальному верстаті з твердих і м'яких матеріалів, причому зазначений спосіб у поєднанні включає:

- підтримування зазначеної заготовки на першій конструкції, що має першу власну частоту;
- обертання зазначеної заготовки;
- виявлення дисбалансу зазначеної заготовки на зазначеній першій конструкції; та
- одночасне вибіркоче обмеження вібрації зазначеної першої конструкції та попереднє навантаження п'єзоелектричного перетворювача, який забезпечує засоби для виявлення дисбалансу зазначеної заготовки на першій конструкції, завдяки чому власна частота зазначеної першої конструкції значно збільшується, забезпечуючи жорстку опору для зазначеної заготовки.

										Арк.
										29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ					

КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

Основними елементами конструкції стенду є:

- рамна основа з антивібраційними ніжками;
- дві опорні стійки з опорами (параметри підбрано для частот до 3000 об/хв);
- електропривод з регулятором частоти обертання;
- пристрій зчитування параметрів дисбалансу (вібродатчики + таходатчик);

Розрахунок пасової передачі

Вибрано пас профілю А/А по стандартам ISO/ГОСТ. Площа перерізу паса $A = 81 \text{ мм}^2$. Діаметр ведучого шківа $d_1 = 100 \text{ мм}$.

Визначення швидкості паса

$$V = \frac{3,14 d_1 n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 1425}{60000} = 7,46 \geq 5 \text{ м/с, .}$$

умова виконується. Приймаємо діаметр ведучого шківа $d_1 = 100 \text{ мм}$.

Визначення діаметра веденого шківа

$$d_{2p} = d_1 \cdot u = 100 \cdot 2,969 = 296,9 \text{ мм.}$$

Вибрано стандартне значення діаметра веденого шківа $d_2 = 315 \text{ мм}$.

Дійсне передаточне відношення

$$U = \frac{D_2}{D_1} = \frac{315}{100} = 3,15$$

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Міжосьова відстань передачі

$$a = 1,5 \frac{d_2}{\sqrt[3]{u}} = 1,5 \frac{315}{\sqrt[3]{3,15}} = 323,56 \text{ мм.}$$

Кут обхвату на ведучому шківі

$$\alpha_1 = 180 - 2\varphi,$$

$$\text{де } \varphi = \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a} = \arcsin \frac{315 - 100}{2 \cdot 323,56} = \arcsin 0,3322 = 19,402$$

$$\alpha_1 = 180 - 2 \cdot 19,402^\circ = 141,196^\circ \geq 120^\circ, \text{ що допустимо.}$$

Довжина паса

Розрахункова довжина паса, мм:

$$\begin{aligned} l_p &= 0,5\pi(d_2 + d_1) + \frac{\varphi(d_2 - d_1)}{57,3} + 2a \cos \varphi = \\ &= 0,5 \cdot 3,14 \cdot (315 + 100) + \frac{19,402 \cdot (315 - 100)}{57,3} + \\ &+ 2 \cdot 323,56 \cdot \cos 19,402^\circ = 1340,38 \text{ мм} \end{aligned}$$

Прийнято ближче більше стандартне значення довжини паса $l = 1400$ мм.

Кількість пробігів паса.

$$z_n = \frac{1000V}{l} = \frac{1000 \cdot 7,46}{1400} = 5,33 \leq 10 \text{ с}^{-1}.$$

Допустимі напруження для паса

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

$$[\sigma_n] = \sigma_{\text{ПО}} K_\alpha K_V K_P,$$

де $K_\alpha K_V K_P$ – коефіцієнти, які враховують різницю параметрів передачі порівняно зі стандартною за кутом обхвату, швидкістю паса та режимом роботи.

$$K_\alpha = 1 - 0,0025(180 - \alpha_1) = 1 - 0,0025(180 - 141,196^\circ) = 0,903;$$

$$K_V = 1 - 0,05 \cdot (0,01V^2 - 1) = 1 - 0,05 \cdot (0,01 \cdot 7,46^2 - 1) = 1,022;$$

$$K_P = 1,2.$$

$\sigma_{\text{ПО}} = 1,52 \text{ МПа}$ корисні напруження для стандартної передачі,

$$[\sigma_n] = 1,52 \cdot 0,903 \cdot 1,022 \cdot 1,2 = 1,683 \text{ МПа}.$$

Розрахунок кількості пасів

$$Z_p = \frac{2000T_1}{d_1 \cdot A \cdot [\sigma_n]} = \frac{2000 \cdot 13,67}{10081 \cdot 1,683} = 2,00$$

приймаємо ціле $Z_p = 2$

Сила попереднього на тяжіння одного пасу

$$F_0 = \frac{850 \cdot P \cdot C_P \cdot C_L}{z \cdot V \cdot C_\alpha} + \theta \cdot V^2$$

де V – швидкість паса, м/с; θ – коефіцієнт, враховуючий вплив відцентрових сил, $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^2$; P_1 – потужність на ведучому шківу, кВт; C_P – коефіцієнт динамічності роботи; C_L – коефіцієнт, враховуючий довжину паса;

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

C_α – коефіцієнт кута обхвату ведучого шківa, Прийнято ; $\theta = 0,3 \text{ Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^2$,

$C_p = 1,2$ при двозмінній роботі

$C_L = 0,96$ при $L = 1400 \text{ мм}$

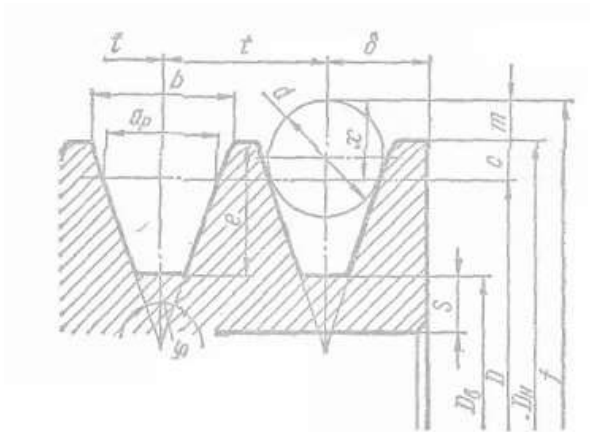
$C_\alpha = 0,89$ при $\alpha = 141,369^\circ$

$$F_0 = \frac{850 \cdot 2,04 \cdot 1,2 \cdot 0,96}{2 \cdot 7,46 \cdot 0,89} + 0,3 \cdot 7,46^2 = 167,13 \text{ Н}$$

Навантаження на вали та опори,

$$F_B = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \cdot 167,13 \cdot 2 \cdot \sin \frac{141,196}{2} \approx 630,55 \text{ Н}$$

Конструктивні елементи ободів шківів



Визначення розмірів пазу:

$$c = 3,3 \text{ мм},$$

$$e = 8,7 \text{ мм},$$

$$t = 15,0 \text{ мм},$$

$$s = 15,0 \text{ мм}.$$

Кути канавки шківів;

$$\text{ведучий } \varphi_1 = 34^\circ ;$$

$$\text{ведений } \varphi_2 = 38^\circ ;$$

Ширина канавки

$$b = a_p + 2ctg(\varphi/2) = 13,4 \text{ мм}.$$

$$\text{При } a_p \times h = 11 \times 8,7 \text{ мм}.$$

Схема розмірів

										ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							33

Зовнішні діаметри

$$D_{н1} = D_1 + 2 \cdot C = 100 + 2 \cdot 3,3 = 106,6 \text{ мм.}$$

$$D_{н2} = D_2 + 2 \cdot C = 315 + 2 \cdot 3,3 = 321,6 \text{ мм.}$$

Внутрішні діаметри

$$D_{в1} = D_{н1} - 2 \cdot e = 106,6 - 2 \cdot 8,7 = 89,2 \text{ мм.}$$

$$D_{в2} = D_{н2} - 2 \cdot e = 321,6 - 2 \cdot 8,7 = 304,2 \text{ мм.}$$

Ширина шківа

$$B = (z - 1) \cdot t + 2 \cdot S = 1 \cdot 15 + 2 \cdot 15 = 45 \text{ мм.}$$

Конструювання стану

Процес балансування роторів вимагає створення надійного та жорсткого стану, здатного забезпечити умови для точної фіксації ротора, стабільного обертання, вимірювання параметрів дисбалансу, а також корекції з дотриманням правил безпеки. Стенд повинен мати універсальну конструкцію, яка дає змогу адаптувати його до роторів різних типорозмірів, забезпечуючи зручність обслуговування та високу точність вимірювання.

Основні вимоги до конструкції стану:

- достатня жорсткість і віброізоляція базової рами;
- регульовані опори для встановлення роторів різної довжини та діаметру;
- наявність електроприводу з частотним регулюванням швидкості обертання;
- інтеграція вимірювального модуля з датчиками вібрацій та кутового положення;

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- засоби захисту оператора: кожухи, прозорий екран, аварійна кнопка зупинки.

Рама стенду зварена зі сталевих прямокутних профільних труб 40×40×3 мм. Обрана конструкція забезпечує високу жорсткість і знижує ймовірність резонансних коливань. Опори рами обладнані гумометалевими демпферами для гасіння вібрацій та компенсації нерівностей підлоги. Для утримання ротора передбачено дві рухомі опори, змонтовані на направляючих з можливістю регулювання міжцентрової відстані. На опорах закріплено змінні V-подібні призми з антифрикційним покриттям або роликові підшипники з низьким моментом тертя, що забезпечують вільне обертання ротора. Як джерело обертального моменту використано асинхронний електродвигун потужністю 0,37 кВт з частотним регулюванням (інвертор). Привід з'єднано з валом ротора через гнучку муфту або пасову передачу, що знижує передачу вібрацій на раму.

До складу вимірювального модуля входять:

вібродатчики (акселерометри), встановлені на опорах;

оптодатчик, датчик Холла для фіксації фазового положення;

Сигнали з датчиків обробляються за допомогою алгоритмів фур'є-аналізу для виявлення амплітуди та фази дисбалансу.

Для запобігання травматизму стенд обладнано прозорим екраном з полікарбонату та металевим кожухом приводного вузла.

На передній частині конструкції розміщено панель керування з перемикачем живлення, індикатором швидкості, кнопкою аварійної зупинки та регулятором частоти обертання.

Стенд спроектовано таким чином, щоб забезпечити:

- швидке встановлення ротора без спеціального інструменту;
- простоту обслуговування вузлів стенду (підшипники, муфти, електроніка);
- універсальність застосування (для стартерів і невеликих генераторів);

										Арк.
										35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ					

- можливість модифікації або розширення функціоналу.

Для оцінки міцності рами стенду виконується розрахунок на статичне навантаження від маси ротора, опор, приводу та власної ваги конструкції. Визначаємо напруження у найбільш навантаженому елементі — поперечній балці рами.

Приймаємо наступні параметри:

- Маса ротора з кріпленнями: 10 кг
- Маса електродвигуна з опорами: 12 кг
- Довжина балки між опорами: $L = 800$ мм
- Переріз балки (профільна труба): $40 \times 40 \times 3$ мм
- Матеріал: сталь Ст3, допустиме напруження $[\sigma] = 160$ МПа
- Навантаження прикладається посередині балки (максимальне згинальне навантаження)

Загальне навантаження від ротора, опор та двигуна:

$$G = (10 + 12) \cdot 9,81 = 21,81 \cdot 9,81 = 213,99 \text{ Н}$$

Для спрощення, припускаємо, що вся сила прикладена в центрі балки. Тобто розраховуємо її як однопролітну балку з рівномірно розподіленим навантаженням або як точкове навантаження посередині:

$$M_{\max} = \frac{F \cdot L}{4} = \frac{213,99 \cdot 0,8}{4} = 42,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент інерції та розрахунок напруження

Профіль прямокутної труби:

- зовнішній розмір: 40×40 мм
- товщина стінки: 3 мм

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- внутрішній розмір: 34×34 мм

Момент інерції для прямокутної труби:

$$I = \frac{(b^4 - b_i^4)}{12} = \frac{(0,04^4 - 0,034^4)}{12} = \frac{(2,56 \cdot 10^{-7} - 1,336 \cdot 10^{-7})}{12} = 1,02 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

Максимальне згинальне напруження:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot c}{I} = \frac{42,8 \cdot 0,02}{1,02 \cdot 10^{-8}} = 8,39 \cdot 10^6 \text{ Па} = 83,9 \text{ МПа}$$

Перевірка на міцність

Порівнюємо отримане значення з допустимим для сталі Ст3:

$$\sigma_{\max} = 83,9 \text{ МПа} < [\sigma] = 160 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт запасу міцності:

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma_{\max}} = \frac{160}{83,9} \approx 1,9$$

Також було виконано перевірку на міцність методом скінченних елементів. Результати наведено на рисунках 2.1 – 2.3

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

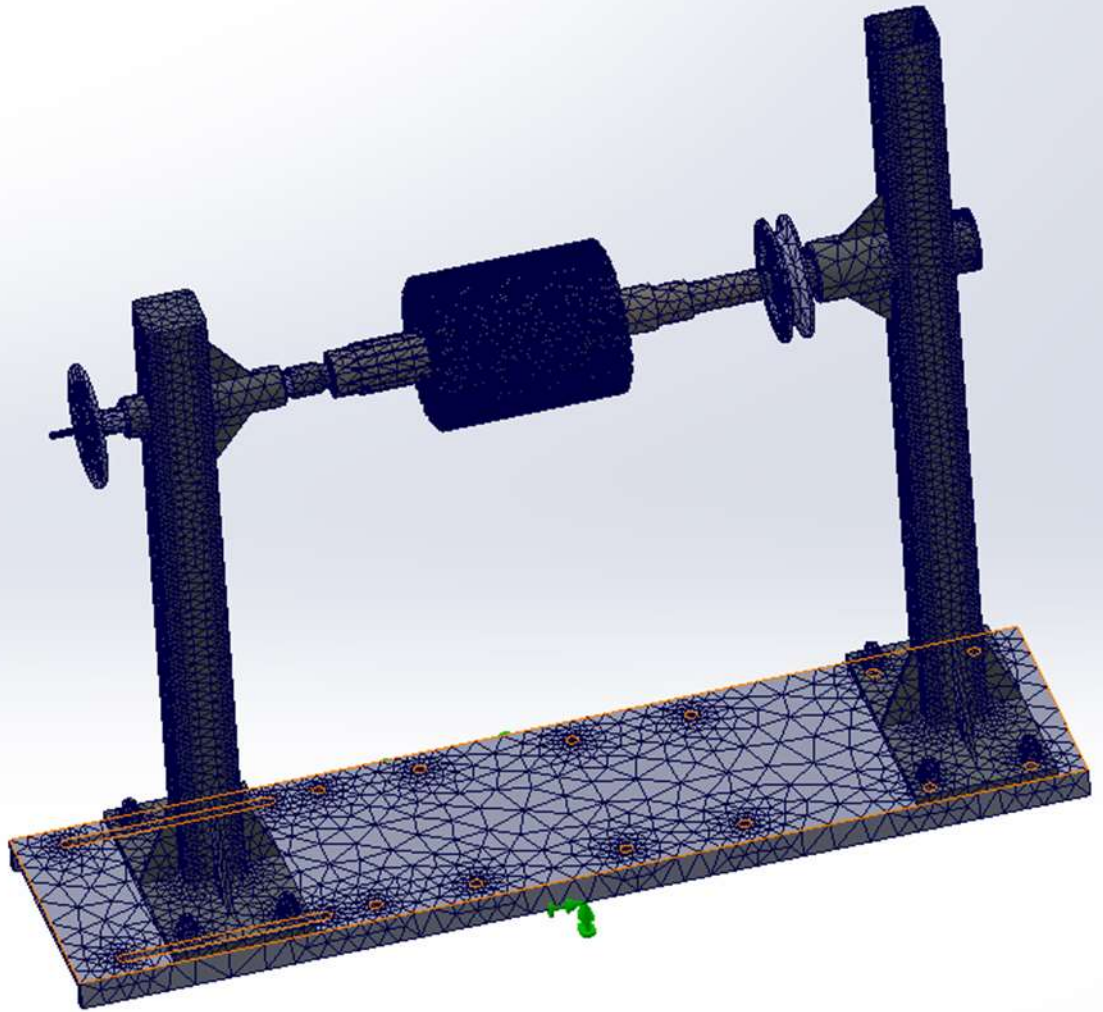


Рисунок 2.2 – Сітчаста модель силового блоку

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

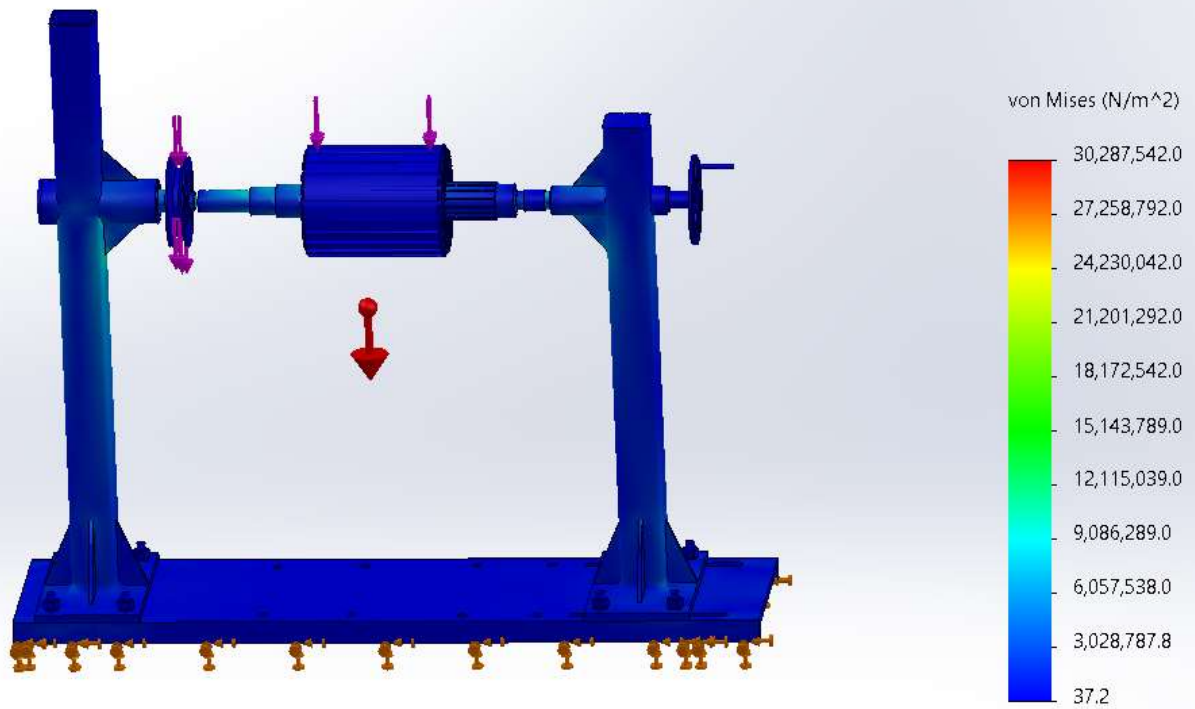


Рисунок 2.3 – Напруження в силовому блоці

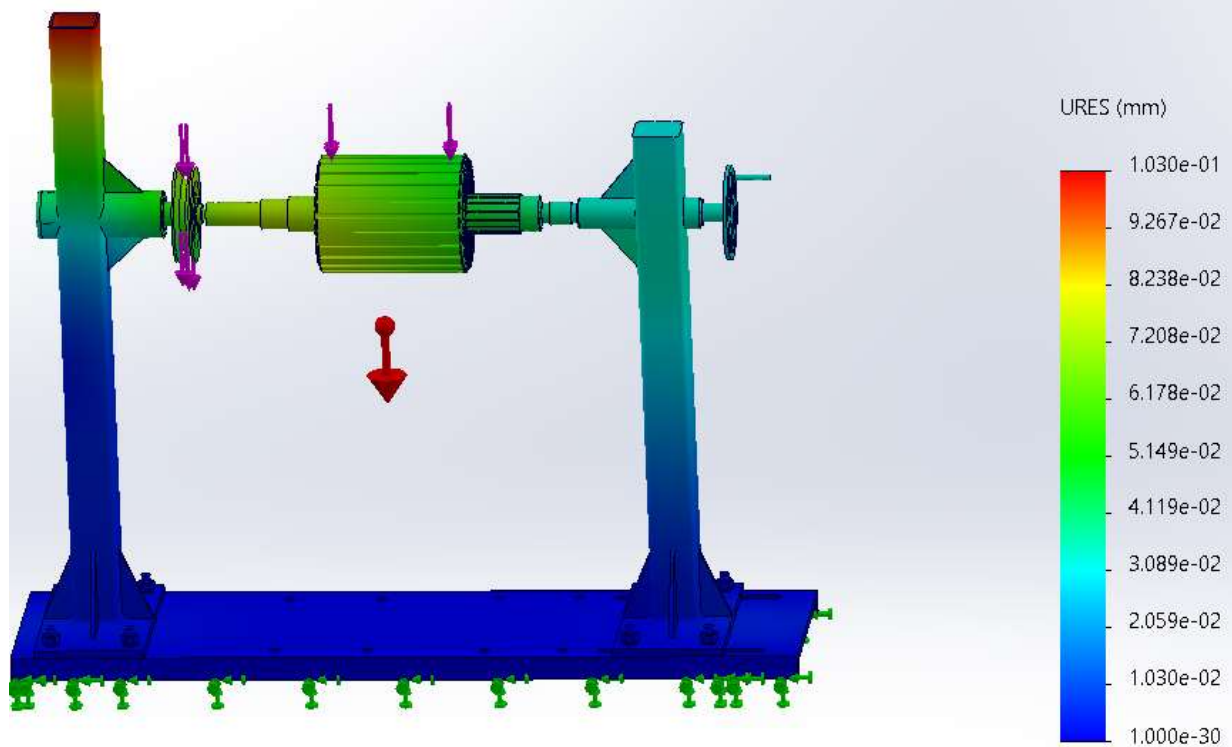


Рисунок 2.4 – Переміщення в силовому блоці

										Арк.
										39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ					

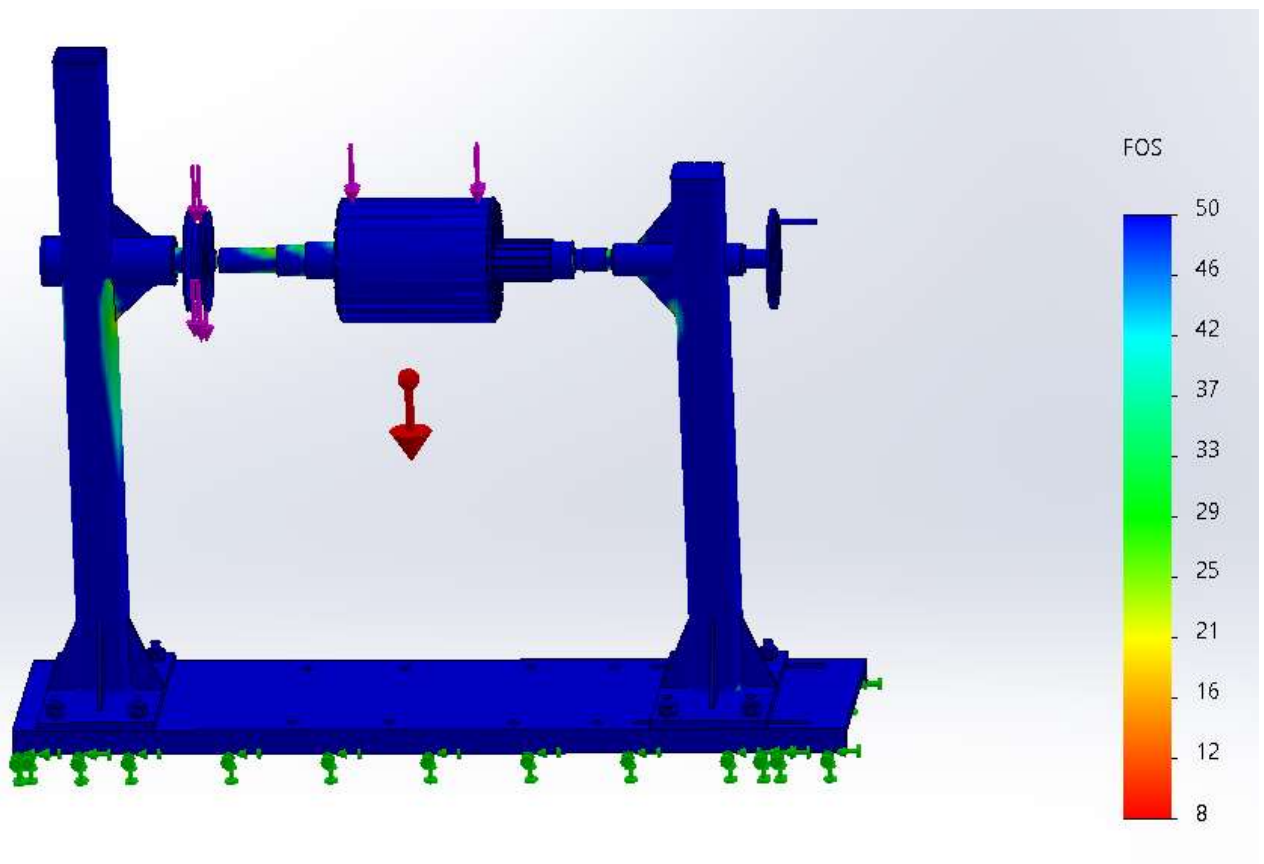


Рисунок 2.5 – Запас міцності

Частотний аналіз

Одним із важливих етапів перевірки працездатності конструкції стенду для балансування є аналіз її динамічних характеристик, зокрема визначення власних частот та форм коливань. Це дозволяє виявити можливі резонансні явища, які можуть виникати при обертанні ротора, і відповідно — мінімізувати ризик руйнування конструкції або зниження точності балансування.

Метою частотного аналізу є:

- визначення діапазону власних частот конструкції;
- виявлення першої та наступних форм коливань;
- порівняння отриманих частот із розрахунковими режимами роботи стенду;

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- обґрунтування змін конструкції у випадку наближення робочої частоти до резонансної.

Для проведення аналізу була використана 3D-модель стенду, побудована у середовищі SolidWorks 2023. Далі, за допомогою модуля SolidWorks Simulation, проведено модальний (частотний) аналіз.

Передумови:

- Основу закріплено жорстко по нижній площині (імітація анкерування до бетонної плити);
- Додатково змодельовано масу ротора та електродвигуна;
- Контактні з'єднання між деталями вважались жорстко зв'язаними (Bonded);
- Розбиття на скінченні елементи виконано автоматично з адаптивним уточненням в місцях концентрації напружень (перерізи стійок, зони з'єднання).

					<i>ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		41

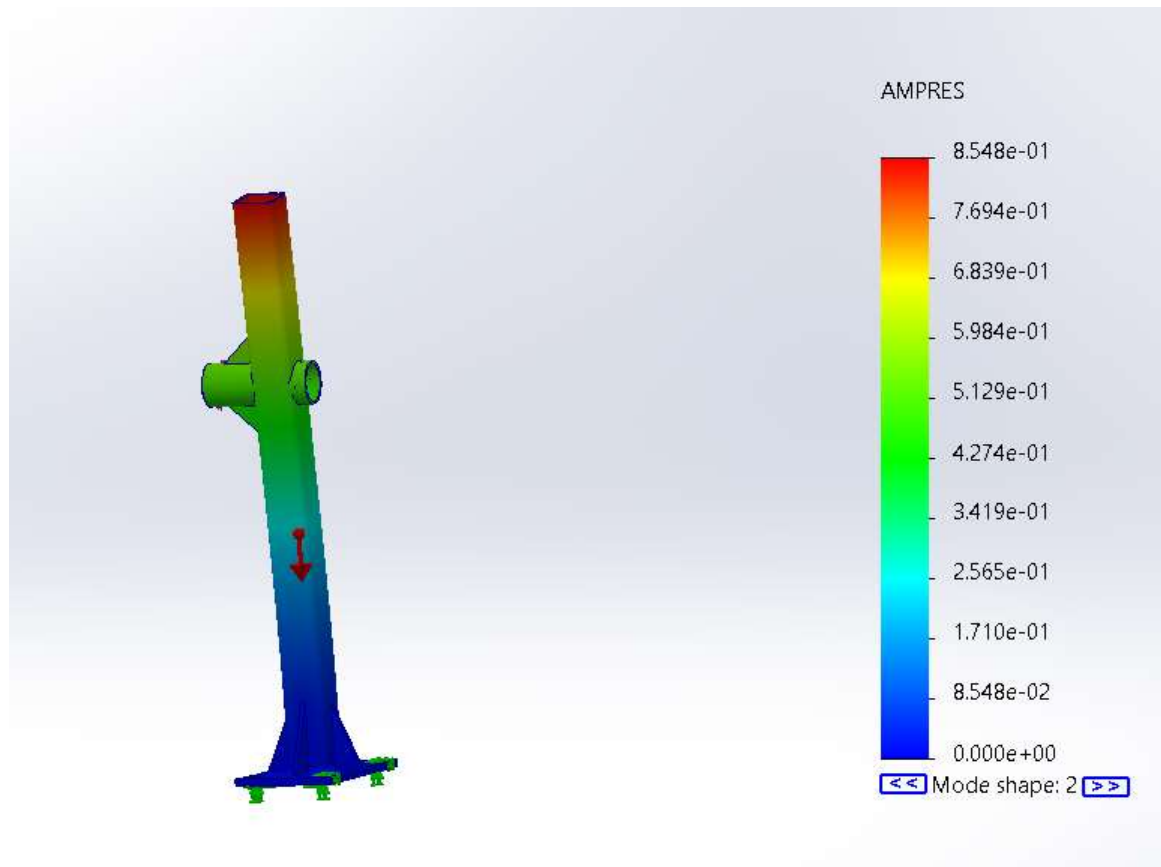


Рисунок 2.6 – Величини деформації опори для 1-ї гармоніки

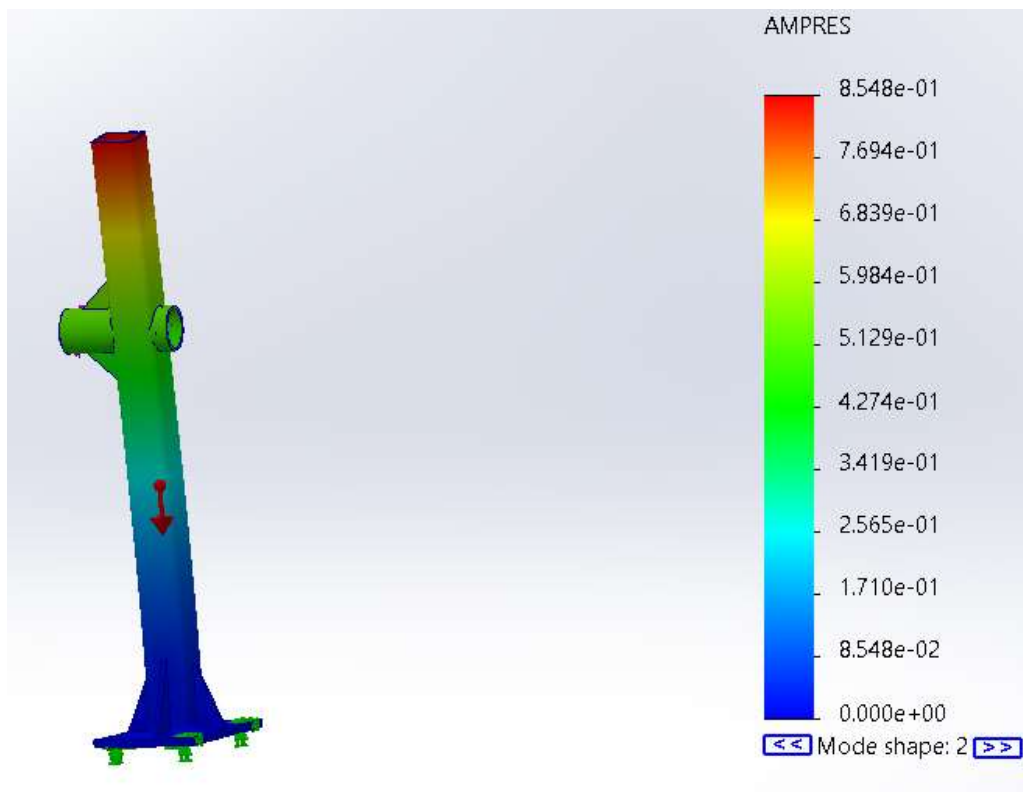


Рисунок 2.7 – Величини деформації опори для 2-ї гармоніки

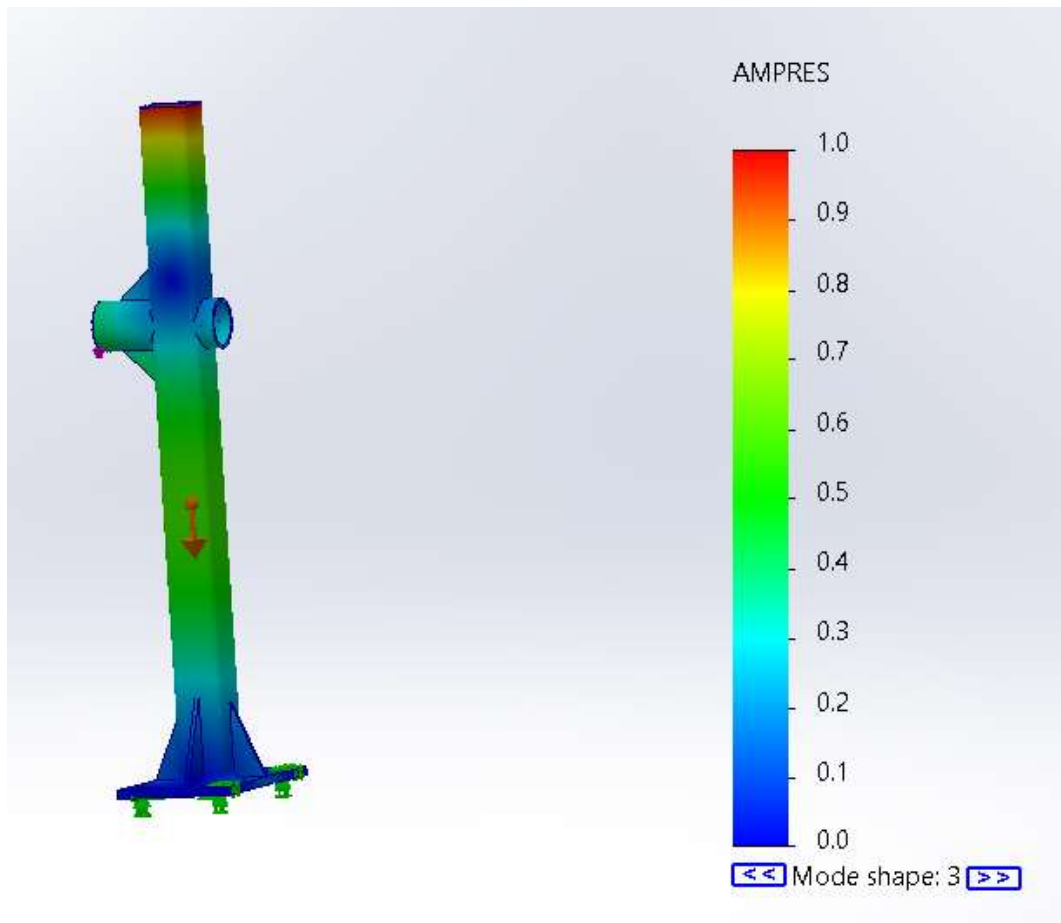


Рисунок 2.8 – Величини деформації опори для 3-ї гармоніки

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

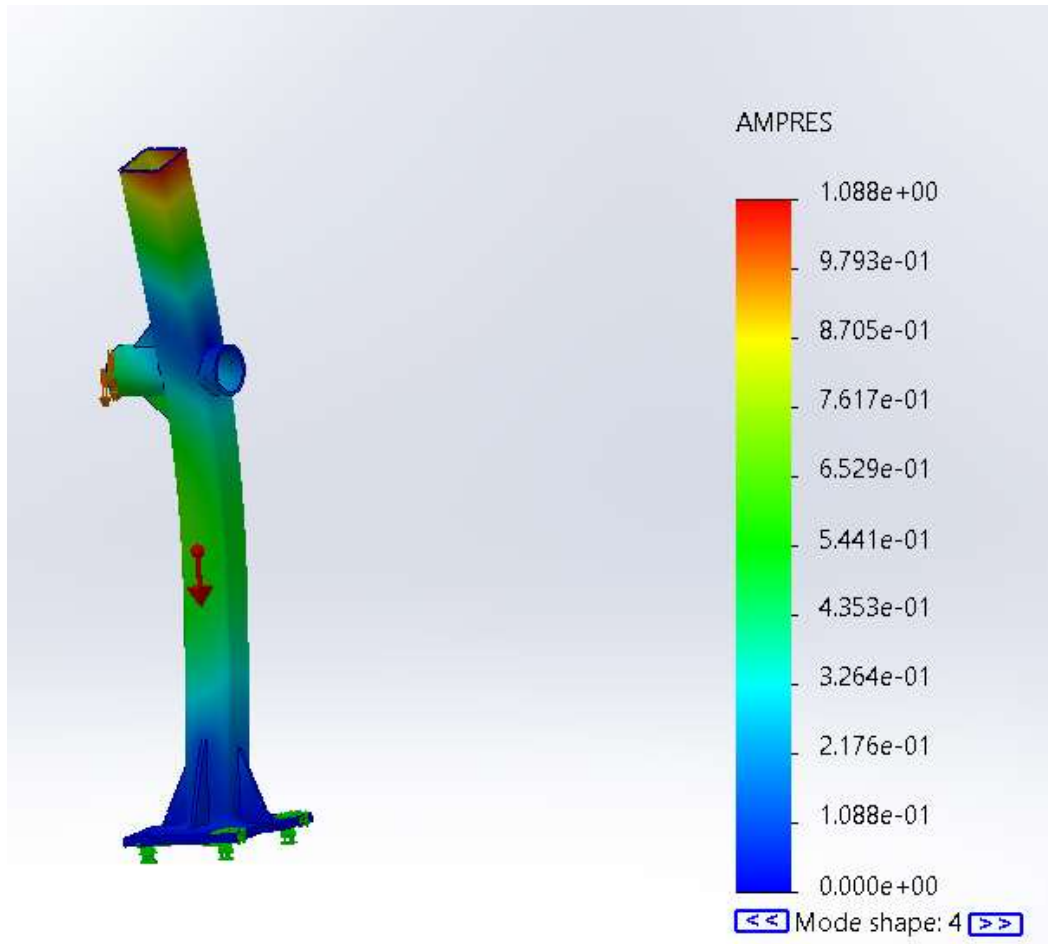


Рисунок 2.9 – Величини деформації опори для 4-ї гармоніки

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

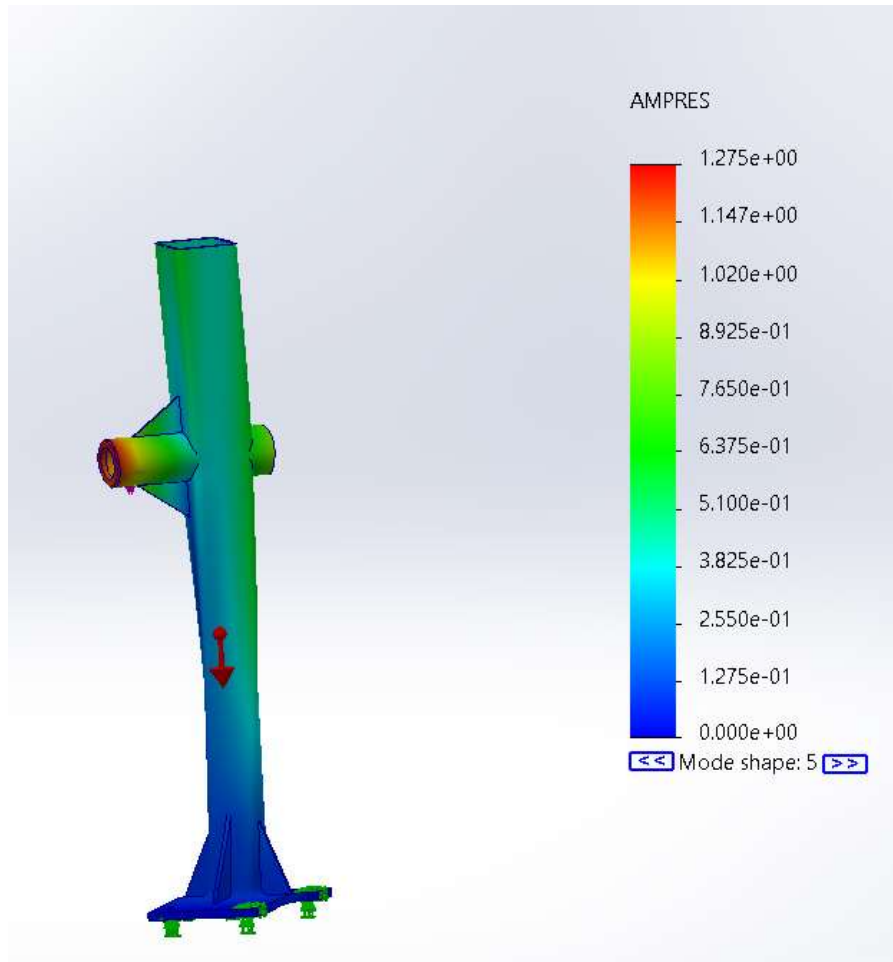


Рисунок 2.10 – Величини деформації опори для 5-ї гармоніки

№ форми	Частота, Гц	Опис форми коливань
1	64,3	Горизонтальне вигинання балки з двигуном
2	88,7	Вертикальні коливання правої опори
3	112,5	Скручування рами в горизонтальній площині
4	135,4	Коливання всієї конструкції по вертикалі
5	169,8	Локальна деформація опори ротора

Отримані значення частот свідчать про те, що перша резонансна частота знаходиться в межах $\approx 60\text{--}70$ Гц. Водночас, розрахункова частота обертання ротора становить 3000 об/хв, що еквівалентно 50 Гц. Таким чином, основна

робоча частота лежить нижче першої власної частоти, що є допустимим з точки зору вібраційної надійності.

Проте слід враховувати наявність гармонік та можливе навантаження на вищих частотах під час дисбалансу.

Система контролю

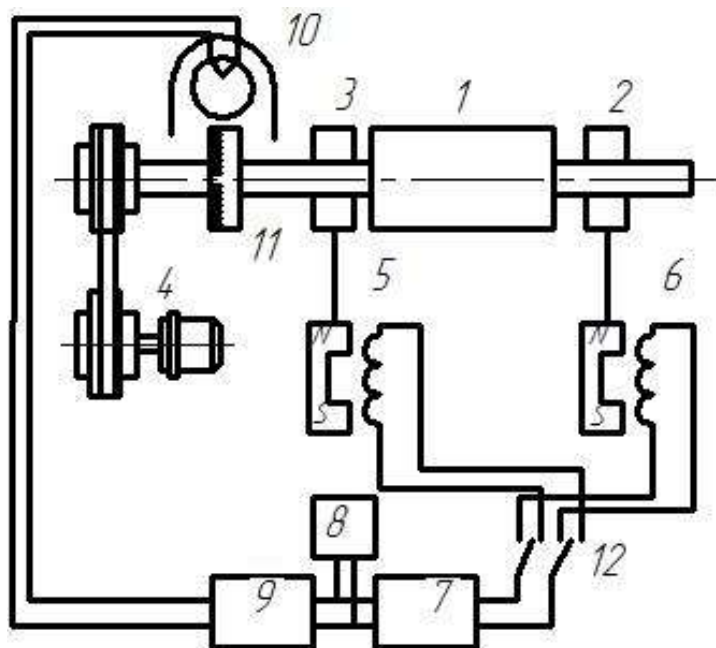


Рисунок 3.11 – Принципова схема верстата для динамічного балансування

Принципова схема верстата для динамічного балансування показана на рисунку 3.8. Ротор 1, який піддається балансуванню, встановлюють на пружні опори 2 і 3. За допомогою двигуна 4 ротор приводиться в обертання. За наявності невірноваженості ротор розгойдує пружні опори, що зв'язані з електромагнітними давачами 5 і 6, в обмотках яких наводяться ЕРС, пропорційні амплітудам коливань правої та лівої опор. Підсилювачем 7 ЕРС підсилюється і подається на індикатор 8, шкала якого відградуєвана в одиницях питомого дисбалансу, і на стробоскоп 9, лампочка якого 10 спалахує в момент, коли навпроти неї знаходиться важка частина ротора, розташування якої фіксується по шкалі 11 жорстко зв'язаної з ротором. Перемикач 12

										Арк.
										46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

забезпечує можливість почергового контролю неврівноваженості лівої і правої сторін ротора.

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Під час виконання робіт із балансування роторів стартерів та генераторів виникає низка небезпек, пов'язаних із високою частотою обертання, вібраціями, дією електричного струму та можливістю руйнування обертових елементів. З метою забезпечення безпечних умов праці необхідно дотримуватись нормативних вимог чинного законодавства України, зокрема:

- Закону України «Про охорону праці»;
- Державних санітарних норм та правил (ДСНПіП);
- Правил безпечної експлуатації електроустановок споживачів;

Під час експлуатації балансувального стану працівник може піддаватися дії таких небезпечних чинників як механічні травми внаслідок контакту з обертовими деталями, електричне ураження при несправності ізоляції, надмірний рівень шуму та вібрацій, можливий виліт частин ротора при руйнуванні, перевантаження опорно-рухового апарату при монтажі/демонтажі важких елементів.

Для забезпечення безпеки працівника при балансуванні необхідно дотримуватися таких заходів:

Використовувати захисні кожухи та огороження. Усі обертові елементи приводу (шків, ремені, ротор) повинні бути закриті знімними металевими або пластиковими кожухами. Захисні екрани мають фіксуватись унеможливаючи їх самовільне зняття під час роботи. На панелі керування має бути передбачена кнопка аварійного вимкнення, яка миттєво знеструмлює електродвигун та зупиняє стенд. Електродвигун і вся металева конструкція повинні бути надійно заземлені. Перед запуском перевіряється цілісність ізоляції кабелів.

Особисті засоби захисту (ЗІЗ).

Оператор зобов'язаний використовувати:

- захисні окуляри або прозорий щиток обличчя;

									Арк.
									48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ				

- протишумові навушники або беруші;
- спецодяг без вільних елементів (рукавів, шарфів);
- захисне взуття з твердим носаком.

Монтаж ротора має здійснюватись із використанням підйомно-транспортного обладнання або допоміжних пристроїв (наприклад, домкрата або напрямних роликів). Заборонено проводити монтаж на обертовому валу. Перед початком роботи необхідно перевірити відсутність люфтів і ослаблень у кріпленнях, стан підшипників та ремінної передачі, наявність мастильних матеріалів, калібрування та нульове положення датчиків балансувальної системи.

Робоча зона повинна бути достатньо освітленою (не менше 300 лк), вільною від сторонніх предметів, з неслизьким покриттям підлоги.

Санітарно-гігієнічні умови

Під час роботи допускається короткочасне перевищення рівня шуму до 85 дБА, що відповідає гранично допустимим нормам. Вібрації не повинні перевищувати нормативи, встановлені ДСН 3.3.6.039-99. При перевищенні рівнів необхідно вжити заходів щодо демпфування або звукоізоляції конструкції. Приміщення повинно бути обладнане системою вентиляції (загальнообмінною або місцевою), температурний режим — від +18 до +25 °С, вологість — не більше 60 %. Якісне освітлення робочого місця відіграє ключову роль у забезпеченні безпеки праці, зниженні втоми оператора та підвищенні точності виконання балансувальних і вимірювальних операцій. Недостатнє або нерівномірне освітлення може призвести до помилок при установці ротора, зниження зорової уваги, а також до збільшення ризику травматизму. Згідно з [ДБН В.2.5-28:2018 «Природне і штучне освітлення»] та [ДСН 3.3.6.042-99 «Гігієнічні вимоги до освітлення виробничих приміщень»],

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

освітленість робочої поверхні при проведенні монтажних, ремонтних та вимірювальних робіт має бути не меншою ніж:

300 лк — для робіт середньої точності (збірка, балансування);

500 лк — для робіт підвищеної точності (візуальний контроль балансування, робота з вимірювальною апаратурою).

Коефіцієнт пульсації освітлення повинен бути не більше 10 %, щоб запобігти ефекту стробоскопічного сприйняття обертових частин, що є небезпечним у балансувальній практиці. У виробничому приміщенні стендового типу рекомендовано комбіноване освітлення: загальне штучне освітлення — реалізується за допомогою світильників з люмінесцентними або світлодіодними лампами, розташованих на стелі на висоті 2,5–3,5 м. Забезпечує рівномірне фонове світло без тіней. Місцеве освітлення — встановлюється безпосередньо над робочою зоною стенду (наприклад, на поперечній балці або на стійці). Можна використовувати лампи з фокусованим LED-джерелом світла зі ступенем захисту IP54 і вище. Місцеве освітлення повинно бути регульованим за напрямком та інтенсивністю, не створювати відблисків на металевих поверхнях та не засліплювати оператора. У разі наявності вікон у приміщенні необхідно забезпечити коефіцієнт природного освітлення (КПО) на рівні не нижче 1,5 %. При інтенсивному природному світлі (наприклад, при східному розташуванні вікон) бажано передбачити регульовані штори або жалюзі для уникнення засліплення. Рекомендується використовувати лампи з колірною температурою 4000–5000 К (нейтрально-біле світло), що найкраще відповідає природному денному освітленню. Індекс передачі кольору (CRI) має бути не нижче 80, що забезпечує достовірне сприйняття кольорів деталей та приладів.

Безпека праці при балансуванні

Процес балансування роторів стартерів і генераторів внутрішньо згоряючих двигунів супроводжується рядом потенційних небезпек, пов'язаних

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

із високошвидкісним обертанням елементів, застосуванням електроприводів, точними вимірюваннями та механічною взаємодією з деталями. Для мінімізації ризиків необхідно дотримуватися низки технічних і організаційних заходів безпеки.

Основні небезпеки при балансуванні

- Динамічне руйнування ротора — можливе при критичному дисбалансі або пошкодженні матеріалу;
- Виліт частин (корпус, кріплення, противаги) — особливо при відсутності фіксації або втомі матеріалу;
- Ураження електричним струмом — при контакті з проводкою або відкритими клемми;
- Стробоскопічний ефект — спотворення зорового сприйняття через миготливе освітлення при обертанні;
- Надмірні вібрації — можуть викликати втому оператора, ослаблення кріплень або несправність вузлів;
- Мікротравми при ручному балансуванні — особливо під час нанесення або зняття коригувальних мас.

Перед початком роботи провести візуальний огляд ротора на наявність тріщин, сколів, деформацій, перевірити надійність фіксації ротора на опорах стенду, Перевірити справність усіх вузлів стенду: приводу, підшипників, датчиків, дисплеїв, перевірити цілісність захисних кожухів і наявність стопорів. Під час запуску необхідно відходити на безпечну відстань (не менше 1 м) після запуску. Не торкатися до ротора, корпусу або датчиків до повної зупинки обертання. Заборонено виконувати регулювання або нанесення противаг на ходу. Слідкувати за відсутністю сторонніх предметів поблизу обертових частин.

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У процесі виконання дипломного проєкту було виконано повний комплекс досліджень, інженерних розрахунків та конструкторських рішень, спрямованих на створення ефективного й надійного стенду для перевірки та балансування роторів електростартерів, що використовуються в автотракторній техніці. На основі аналітичного огляду було обґрунтовано доцільність балансування роторів як ключового етапу підвищення надійності та довговічності електромеханічних вузлів. Наведено огляд причин появи дисбалансу, впливу нерівномірності маси ротора на роботу стартерів і генераторів, а також можливих наслідків нехтування балансуванням. Розроблено конструкцію універсального балансувального стенду, який забезпечує фіксацію роторів різного типорозміру, контрольоване обертання за допомогою частотно-регульованого електроприводу, вимірювання параметрів дисбалансу за допомогою сенсорної системи, захист оператора під час виконання операцій балансування.

Проведено аналітичний розрахунок на міцність основних конструктивних елементів рами. Розрахунки підтвердили достатню міцність та жорсткість конструкції при роботі з роторами масою до 12 кг, із запасом міцності, що перевищує нормативні вимоги. Виконано частотний аналіз конструкції в середовищі SolidWorks Simulation, що дозволило виявити потенційні резонансні явища та врахувати їх на етапі проектування. Розроблено алгоритм балансування, який передбачає визначення амплітуди та фази дисбалансу на основі обробки сигналів вібродатчиків. У роботі також розглянуто питання охорони праці, зокрема вимоги до електробезпеки, захисту від травмувань, належного освітлення та організації робочого місця оператора.

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

ДОДАТКИ

					ДП АІ 25.15.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53