

НУБІП України

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

НУБІП України

2022 МТ АІ-м Bondarenko Nazar_081122

БОНДАРЕНКА НАЗАРА АНАТОЛІЙОВИЧА

НУБІП України

2022 р.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

УДК 621.436

ПОРОДЖЕНО
Декан механіко – технологічного факультету

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
тракторів, автомобілів та
(назва кафедри)
біоенергоресурсів

(підпис)

(ПІБ)

Братішко В.В.

(підпис)

(ПІБ)

Калінін Є.І.

« » 2022 р.

« » 2022 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему: Розробка рідинного демпфера двигуна Д-240 у складі мобільного сільськогосподарського агрегату.

Спеціальність 208 – «Агроінженерія»
(код і назва)

Освітня програма: «Агроінженерія»

Орієнтація освітньої програми: освітньо-професійна

Гарант освітньої програми:

Доктор технічних наук, с.н.с.

(підпис)

Братішко В.В.

(ПІБ.)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

Кандидат технічних наук
(науковий ступінь та виснє звання)

(підпис)

Лаврінченко О.Т.

(ПІБ.)

Виконав

(підпис)

Бондаренко Назар Анатолійович

(ПІБ. студента)

КИЇВ – 2022

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет механіко-технологічний

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

К.т.н., доц.
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис)

Чуба В.В.
(П.І.Б.)

“ ”

2021 року

ЗАВДАННЯ

до виконання магістерської кваліфікаційної роботи студенту

Бондаренко Назар Анатолійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 -«Агроінженерія»

(код і назва)

Освітня програма: «Агроінженерія»

Орієнтація освітньої програми: освітньо-професійна

Тема магістерської кваліфікаційної роботи Розробка рідинного демпфера двигуна Д-240 у складі мобільного сільськогосподарського агрегату.
затверджена наказом ректора НУБіП України від «21» 12.2021 р. № 2218 “С”

Термін подання завершеної роботи на кафедру 24.10.2022 р.

(число, місяць, рік)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: 1. Аналіз нерівномірності руху сільськогосподарського агрегату; 2. Вплив демпфера двигуна при прямолінійному усталеному русі агрегату; 3. Технічна характеристика двигунів; 4. Значення динамічних параметрів демпфера

Перелік питань, які потрібно розробити: 1. Охарактеризувати особливості роботи дизельних двигунів мобільних сільськогосподарських агрегатів; 2. Аналіз існуючих демпферів двигунів; 3. Обґрунтування основних параметрів рідинного демпфера крутих коливань

Перелік графічних документів (за потреби) ілюстраційні матеріали до відповіді магістерської кваліфікаційної роботи (презентація Power Point).

Дата видачі завдання «01» грудня 2021 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

(підпис)

Лавріненко О.Т.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Бондаренко Н.А.

(прізвище та ініціали студента)

РЕФЕРАТ

НУБІП України

Розрахунково-пояснювальна записка магістерської роботи включає 67 сторінок машинного тексту, 4 розділи, 4 таблиці, 18 рисунків, опрацьовано 31 літературне джерел.

НУБІП України

Об'єктом дослідження є чотирьохциліндровий є двигун внутрішнього згорання Д-240, встановлений на тракторі котрий агрегується з сільськогосподарськими машинами та знаряддями.

НУБІП України

Об'єкт проектування – рідинний демпфер, який призначений для поглинання високочастотних та низькочастотних коливань, які бувають у двигуні.

Мета проекту полягає в тому нейтралізації високочастотних та низькочастотних коливань у двигуні.

НУБІП України

Демпфер встановлюють на передньому кінці колінчастого вала двигуна, що надає стійку роботу двигуна. Зменшення падіння експлуатаційної потужності в зрівнянні з статичною є економічним ефектом розробки.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ЗМІСТ

Розділ 1 ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ МОБІЛЬНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ АГРЕГАТІВ	7
1. Аналіз руху мобільного сільськогосподарського агрегату.	7
1.2. Зовнішні навантаження двигуна при прямолінійному усталеному русі агрегату.	8
1.3. Вплив демпфера на роботу двигуна і аналіз існуючих конструкцій демпферів ..	15
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	26
2.1. Статистичні характеристики зовнішнього навантаження	26
2.2. Статична характеристика двигуна	32
2.3. Рівняння роботи двигуна з регулятором	36
РОЗДІЛ 3 РОЗРАХУНОК РІДИННОГО ДЕМПФЕРА КРУТИЛЬНИХ БОЛИВАНЬ	43
3.1. Технічна характеристика двигунів	43
3.2. Значення динамічних параметрів демпфера	47
3.3. Визначення конструктивних параметрів демпфера	53
РОЗДІЛ 4 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	56
4.1. Розрахунок капіталовкладень на виготовлення рідинного демпфера	56
4.2. Ефективні показники двигуна з рідинним демпфером	57
ВИСНОВКИ	60
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	61
ДОДАТКИ	64

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВСТУП

Зростання об'ємів сільськогосподарських робіт, а також темпів їх виконання потребують вдосконалення мобільних сільськогосподарських об'єктів. Підвищення продуктивності збільшується за допомогою підвищення робочих швидкостей та потужностей двигунів, підвищенням ширини захвату та ваги агрегату. Теоретичні методи дослідження мають особливе значення, за допомогою яких можна ще в процесі проектування визначити закономірності руху, величини діючих сил, продуктивність та економічність агрегатів.

Рух агрегатів характеризується коливанням зовнішнього навантаження на двигун та коливанням поступальної швидкості. Коливання викликають падіння потужності до середнього значення відносно паспортних даних двигуна, а також зниження продуктивності агрегату в порівнянні з показниками статичних режимів, які діють при відсутності коливань навантаження. Тому потрібно враховувати динамічні властивості агрегату і внутрішню структуру зовнішніх навантажень.

При теоретичних дослідах необхідно користуватися методами статичної динаміки та розглядати агрегат як нелінійну динамічну систему, тому що зовнішні навантаження це випадкові функції часу, а зв'язки між ними нелінійні.

При зовнішніх коливаннях сільськогосподарський агрегат втрачає 10-15% потужності та 10% питомої витрати палива. При несприятливих умовах роботи падіння потужності до 30% а питома витрата палива - до 16%

Мета проекту полягає в підвищенні енергетичних показників і продуктивності агрегату при коливаннях зовнішнього опору шляхом розробки рідинного демпферуючого пристрою.

Задача проекту сконструювати двигун щоб уникнути високочастотних та низькочастотних коливань.

Об'єктом вдосконалення являється двигун Д-240, який встановлюється на тракторах класу 1.4 серії МТЗ-80/82.

Розділ 1 ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ МОБІЛЬНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ АГРЕГАТІВ

1. Аналіз руху мобільного сільськогосподарського агрегату.

Якщо ми знаємо діючі сили і початкові умови руху, то рух агрегату є визначеним. Агрегат при русі по полю відчуває динамічну дію яку створюють нерівності рельєфу, неоднорідність ґрунту, а також кореневі системи рослин. Стійкість руху залежить від конструктивних параметрів, які були вибрані при проектуванні. Значення динамічних параметрів визначається конструктивними параметрами.

Повним циклом руху агрегату є виїзд агрегату на трасу, розгін, рух при дії зовнішніх сил, повороти в кінці гонів.

Мобільний агрегат – це динамічна система яка реагує на дію збуджень зміною швидкості руху. Нас цікавить стійкий рух під дією змінними навантаженнями.

Особливості руху під дією змінних навантажень це основне питання динаміки машин.

Головні задачі при вивченні мобільного сільськогосподарського агрегату:

а- дослідження руху агрегату під дією прикладених сил;

б- визначення умов, при яких працює даний закон руху.

Є три періоди при русі мобільного сільськогосподарського агрегату:

1- розгін;

2- сповільнення (вибіг);

3- усталений рух;

При розгоні агрегату кутова швидкість обертання колінчастого вала двигуна збільшується від початкового значення до кінцевого; при сповільненні зменшується. Розгін і проміжок часу, визначений динамічними характеристиками двигуна.

Усталений рух агрегату – рух під час якого кінетична енергія і зовнішнє навантаження знаходяться біля середніх значень. Усталений рух

може тривати довго тому що не призводить до резонансу та зупинки двигуна. Рухливі сили не дорівнюють силам опору при усталеному режимі, але вони рівні їм по середнім значенням за певний період. Тому його назвали нерівномірним усталеним, або усталеним періодично нерівномірним.

В дизелі закладена неминучість коливань крутого моменту, частоти обертання та інших показників. Усталений режим роботи характеризується постійністю навантаження, частотою обертання і теплового стану за деякий проміжок часу. На усталеному режимі постійними залишаються лише границі показників та їх середні величини.

Якщо при роботі двигуна середні величини змінюються протягом певного часу то режим буде неусталеним. Перехід від одного усталеного режиму до іншого режиму викликає зміну середніх значень показників і тим самим викликає неусталені умови роботи.

Номінальний режим, який встановлюється підприємством-виготовлювачем без обумовлених можливих відхилень при змінному усталеному навантаженні не може бути використаний в якості порівняльного критерія для порівняння ефективності, економічності та напруженості різних двигунів.

1.2. Зовнішні навантаження двигуна при прямолінійному усталеному русі агрегату.

Робота тракторного двигуна при змінному навантаженні.

Під час сільськогосподарських операцій, тракторні двигуни піддаються великих коливань зовнішнього навантаження, навантаження тракторного двигуна є усталеним періодично нерівномірним.

Усталений рух мобільного сільськогосподарського агрегату при виконанні технологічних операцій, навіть при сприятливих умовах, супроводжується коливаннями зовнішнього навантаження в сторону збільшення та зменшення від середньої величини. При оранці ступінь нерівномірності моменту опору двигуна досягає величини 0,15...0,35, а на

транспортних роботах і на збиранні врожаю ступінь нерівномірності може досягати величини 0,06-0,40.

Для покращення показників ефективності машинно-тракторного парку потрібно, щоб середня експлуатаційна потужність була найближчою до розрахункової.

Але іноді це призводить до зниження продуктивності, а не збільшення.

Процент зменшення продуктивності залежить від співвідношення параметрів трактора і характеристиками двигуна в даних умовах роботи.

Тому необхідно зв'язати масу і швидкість робочих органів не тільки з технологічним характером роботи, але й з динамічними характеристиками двигуна».

Пояснимо сказане вище декількома прикладами.

Припустимо, що при виконанні даної сільськогосподарської операції має місце збільшення сили опору від її середнього значення. Ці збільшення можуть бути короточасними і досить тривалими.

Короточасне збільшення опору може виникнути, наприклад, внаслідок зустрічі робочих органів плуга з якою-небудь перешкодою. В цьому випадку режим руху трактора певний час буде неусталеним і він може бути форсованим за рахунок кінетичної енергії всіх частин, що рухаються та запасу крутного моменту двигуна трактора.

Значно більшу цінність має робота трактора з усталеним змінним навантаженням при прямолінійному русі агрегату. Форсування перевантаження супроводжується зменшенням кутової швидкості колінчастого вала двигуна.

Чим більше зменшення кутової швидкості при форсуванні, перевантаження тим більше падає продуктивність агрегату за цей період.

Але при виконанні певних сільськогосподарських операцій (наприклад, такої операції як оранка), при зменшенні кутової швидкості в значній мірі зменшується і момент опору двигуна. На рис 1.1 показаний графік, на якому приведені криві крутного моменту двох двигунів (M_{e1}, M_{e2}), які мають

однакові розрахункові значення потужності і крутного моменту, але відрізняються.

Перший двигун має точку перегину крутного моменту при n_1 , а другий при n_2 . Взявши мобільний сільськогосподарський агрегат який так укомплектований, що середнє навантаження двигуна відповідає точці А, а крива моменту опору відповідає закону $M_{c1} = f(n)$. Внаслідок зміни рослинного шару та вологості ґрунту, момент опору збільшиться до $M_{c\max}$ і буде змінюватись за законом $M_{c2} = f(n)$. В цьому випадку перший двигун не буде працювати.

Другий же двигун зменшить продуктивність агрегату на величину, яка пропорційна падінню швидкості поступального руху Δv , але подолає опір, який збільшився.

Навантаження мобільного сільськогосподарського агрегату складається з таких складових: опору руху трактора, тягового опору робочих машин, опору при форсуванні підйомів, опору від сил інерції та опору від сил тертя. Момент опору на валу тракторного двигуна представимо у вигляді суми:

$$M = M_f + M_{KP} + M_\alpha + M_\theta + M_m \quad (1.1)$$

де M_{KP} - момент опору перекочування

M_f - момент тягового опору робочих машин;

M_α - момент опору при форсуванні підйомів,

M_θ - момент опору від сил інерції;

M_m -момент опору від сил тертя;

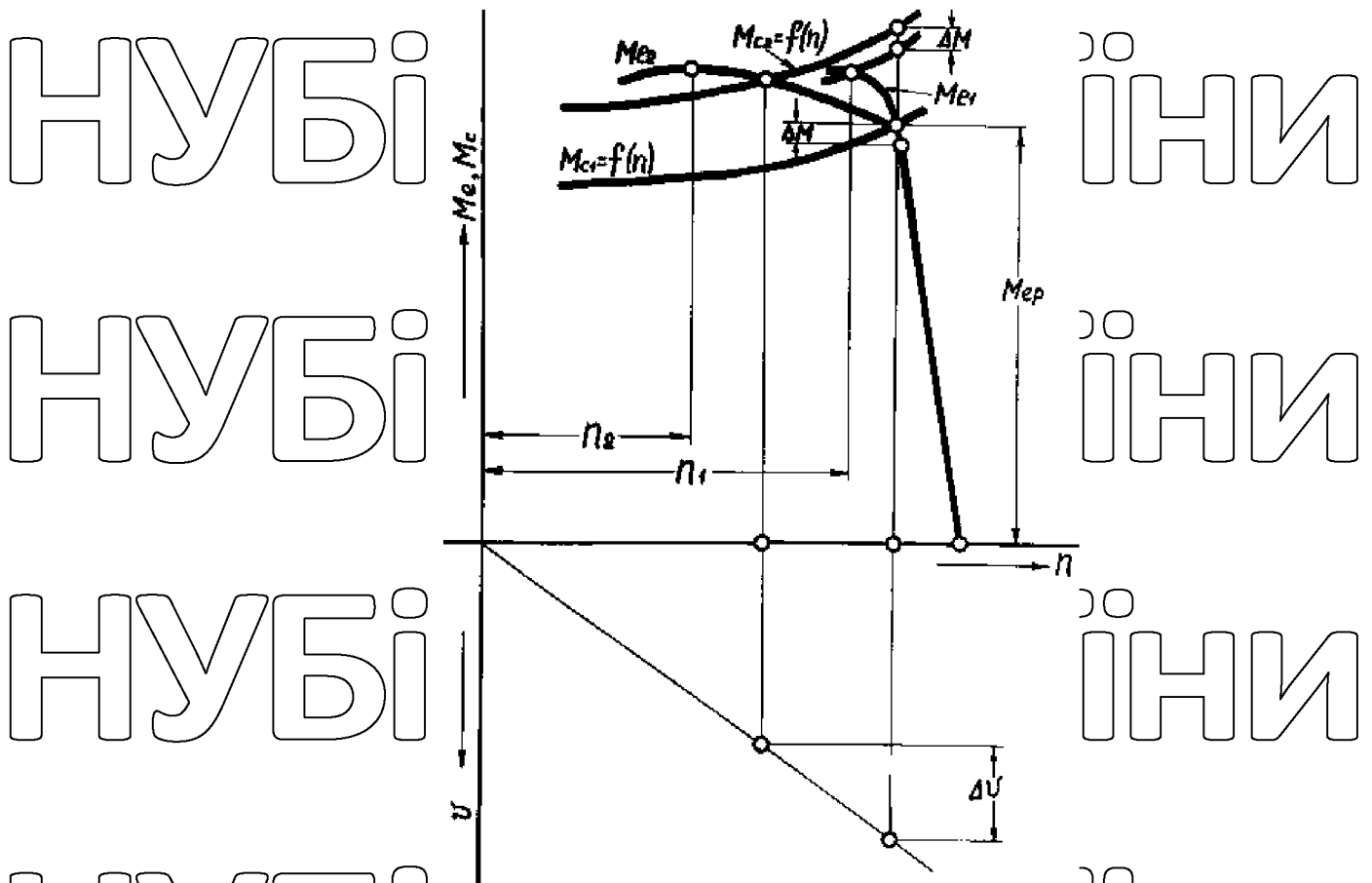


Рис 1.1. Порівняння динамічних якостей двох двигунів

Зміна моменту опору спричинена зміною його складових. Тяговий опір на горизонтальній ділянці може бути представлений рівнянням:

$$R = R_f + R_F + R_d + R_E + R_m \quad (1.2)$$

де R_f - опір перекочуванню робочих машин;

R_F - тертя ковзання робочих поверхонь машин в оброблюваному середовищі;

R_d - опір деформації оброблюваного середовища (грунту і рослин)

R_E - опір який використовується для передачі кінетичної енергії частинкам оброблюваного середовища;

R_m - опір в механізмах машин (сівалки, косарки та ін.).

Опір сільськогосподарських машин і опір перекочування трактора завжди змінюються внаслідок різномірності фізико-механічних властивостей верхнього шару ґрунту. Широта коливань залежна від характеру

технологічного процесу, стану оброблюваного матеріалу, швидкості руху, а також числа машин в агрегаті.

Коливання опору впливає на ефективність роботи і має враховуватися при комплектуванні агрегату.

Для здійснення неперервної роботи, під час змінному усталеному характері навантаження, агрегат трактора з першим двигуном має бути зкомплектованим так, щоб середнє завантаження було на величину (АМ) менше, ніж для трактора з другим двигуном.

В цьому випадку продуктивність і економічність трактора з першим двигуном буде меншою.

Характеристики двигуна повинні бути пов'язані з характером зміни моменту опору, який виконується при різних операціях.

Момент опору перекочуванню колісного трактора.

Якщо перекочування трактора під час виконання сільськогосподарських операцій виконується по рівній поверхні з постійною швидкістю, то сила опору і момент опору при перекочуванні були б сталими:

$$P_f = const \text{ або } M_f = const$$

Діаграма зміни P_f була б прямою, яка показана на рис 1.2, а (ділянка 1-2).

Але поле не рівне і має різні фізичні властивості (щільність, рослинний шар тощо), а також поверхня має хвилястий вигляд.

Якщо поле має різну густину ґрунту, то зі зміною густини змінюється і P_f . Діаграма зміни P_f в такому випадку приймає вигляд який показано на рис 1.2, а (ділянка 2-3). Тож при зменшенні густини ґрунту збільшується глибина колії, що збільшує витрати при перекочування, а саме до збільшення сили P_f , а також M_f .

Поле хвилясте від попередньо проведених на ньому операцій (погана обробка шару, дія на нього опадів (ерозії ґрунту), присутність рослинного шару чи його рештків).

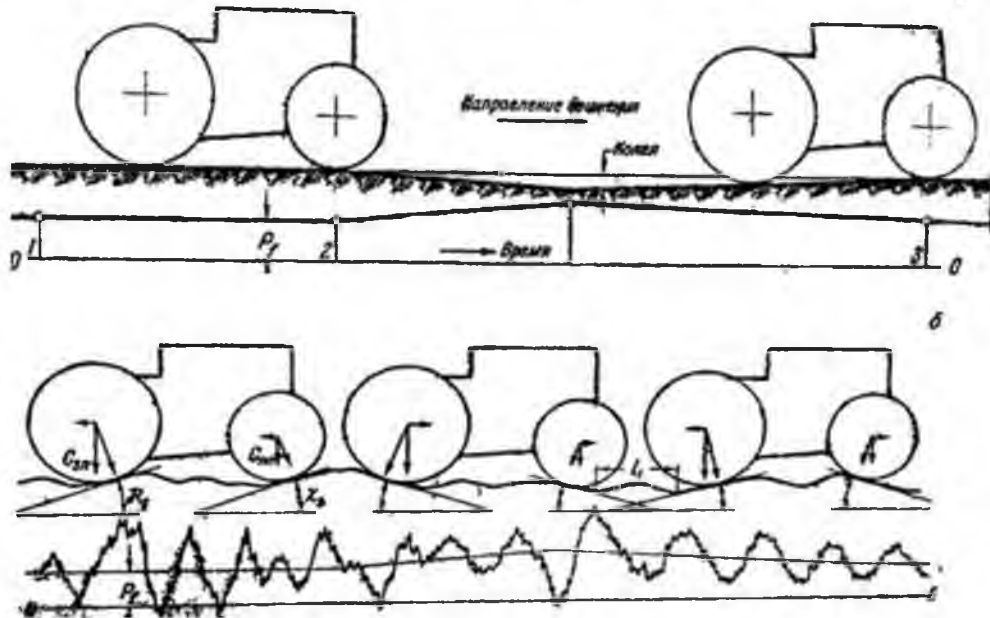


Рис. 1.2. Аналіз характеру зміни сили опору (P_f) під час переходу колісного трактора

Поля, які отримали оптимальний попередній обробіток, мають коливання «мікронерівностей» в межах $\pm (40-70)$ мм.

В основі нерівності 200-300 мм, а кут підйому 5-6°.

При русі колісного трактора по рівній поверхні сила опору рівна P_f , а при наявності «мікронерівностей» сила P_f отримує приріст $\pm \Delta P_f$.

Величину ΔP_f можна виразити у вигляді алгебраїчної суми:

$$\Delta P_f = G_{nn} \operatorname{tg} X_1 + G_{nl} \operatorname{tg} X_2 + G_{zn} \operatorname{tg} X_1 + G_{zl} \operatorname{tg} X_2 \quad (1.3)$$

де $G_{nn}, G_{nl}, G_{zn}, G_{zl}$ - навантаження, що приходить на кожне із коліс трактора;

X_1, X_2 - навантаження, що приходить на кожне із коліс трактора;

Знак величини ΔP_f залежить від знаку і величини кожного із доданків.

При співпаданні складових, які показані в рівнянні (1.3), з напрямком руху трактора, величина ΔP_f буде від'ємною, або навпаки.

При русі колісного трактора можливі різні з'єднання нерівностей, які контактують з кожним колесом трактора. Що показано на рис 3.2.6.

При з'єднанні нерівностей виникає момент при якому трактор повертає. Повернення до початкового напрямку руху трактора буде проводитися з деяким приростом $\pm \Delta P_f$.

В іншому випадку, якщо всі колеса трактора одночасно будуть форсувати граничні значення «мікронерівностей», ΔP_f може досягати суттєвої величини:

$$\Delta P_f = \pm(G_{nn} G_{nл} G_{zn} G_{zл}) \cdot tg5^\circ = \pm 0.087 \cdot G_T. \quad (1.4)$$

Середнє значення величини ΔP_f можна визначити з виразу:

$$P_f = G_T f \quad (1.5)$$

де G_T - вага трактора в кг. ;

f - коефіцієнт, який враховує опір перекочуванню;

Під час оранки величина f змінюється в межах 0,12...0,15, а під час боронування та посіви може досягати 0,3. Із зіставлених величини P_f і ΔP_f ми бачимо, що ΔP_f може значно перевищувати значення P_f як в одну так і в іншу

сторону. При таких значеннях величини ΔP_f сила опору перекочуванню може доходити до нуля або від'ємного значення (рис 1.2.6.)

Нерівність сили опору перекочуванню представляється в такому виді:

$$\delta_f = \frac{P_{fmax} - P_{fmin}}{P_f} = \frac{2\Delta P_f}{P_f}$$

$$\delta_f = \frac{2 \cdot (G_{nn} tgX_1 + G_{nл} tgX_2 + G_{zn} tgX_1 + G_{zл} tgX_2)}{f \cdot G_T} \quad (1.6)$$

В цьому випадку степінь нерівномірності може досягати великих величин. Під час боронування щойно зораних земель переважають високі коефіцієнти опору перекочуванню (до 0,3) і суттєві нерівності.

Час, який потрібно затратити для форсування ΔP_f залежить від величини нерівності та швидкості поступального руху трактора. Приблизно цей період можна показати в такому співвідношенні:

НУБІП УКРАЇНИ

Підсумки показують, що період коливання сили ΔP може бути в межах 0,2...0,3 сек. при русі на пониженій передачі і в межах 0,10...0,15 сек. – на підвищеній передачі.

НУБІП УКРАЇНИ

Робота під час руху по нерівності буде виконуватися така: Витрати на руйнування ґрунту, Зміна положення остова трактора по відношенню до ґрунту.

Робота, що використалась на руйнування ґрунту буде втраченою.

НУБІП УКРАЇНИ

Робота, яка використалась на зміну положення остова, частково повернеться. Властивості та характер нерівностей впливає на величину втрат при пересуванні.

1.3. Вплив демпфера на роботу двигуна і аналіз існуючих конструкцій

НУБІП УКРАЇНИ

демперів

Під час експлуатації на двигун діє змінне усталене навантаження, що спричиняє коливання кутової швидкості, зниження потужності та паливної економічності.

НУБІП УКРАЇНИ

Втомлювальне руйнування колінчатого вала виникає під час крутильних коливань.

Щоб знизити вимушені коливання та уникнути руйнування деталей використовують демперуючі пристрої.

НУБІП УКРАЇНИ

Демпфер складається з маховика та маточини яка з'єднана з колінчатим валом. Змістивши маточину та маховик можна викликати поглинання енергії коливань. Енергія тертя та деформація середовища переходять в теплову енергію. Використовують фрикційні диски в якості поглинаючих елементів,

НУБІП УКРАЇНИ

які прижимаються до поверхні тертя пружинами. Демпфера такого типу подібні до фрикційних муфт, які можуть бути рідинного та сухого тертя. Демпфери сухого тертя досить прості за конструкцією, вони невелика, працюють за високих температур. Але диски знощуються, тому і

зменшується тертя, їх потрібно регулювати під час використання, через це демпфера цього типу не розповсюджені.

Раніше в демпферах рідинного тертя використовували ртуть, машинну оливу та інші рідини. Але ртуть дуже токсична, а олива та інші рідини мають в'язкість яка залежить від температури, це приводить до перебудови демпфера, що в свою чергу погіршує його ефективність. Найкращим варіантом є силіконовий демпфер, який має велику поглинаючу здатність та в'язкість яка до цього майже не змінюється при великих температурах.

Такі демпфери мають велику ефективність, також вони прості у виготовленні, стійкі до зношення, але при їх встановленні вартість двигуна стає більшою.

Щоб рідина в демпфері була без повітря, потрібне спеціальне проектування каналів. Демпфер завжди змінює частоту вільних коливань системи. Якщо маховик демпфера заклинить, то він може змінити частоти і форму коливань так, що дія демпфера буде від'ємною.

Силіконовий демпфер, що встановлено на двигунах 12Ч 13/14 і ЧН 13/14 (ЯМЗ-240 і ЯМЗ-240Н) має сталевий корпус -1- (рис 1.4) з привареною кришкою -4- і чавунним маховиком -2-.

Маховик центрують по внутрішньому діаметру де запресована бронзова втулка. Радіальний зазор по внутрішньому діаметру 0,05...0,09 мм, по зовнішньому - 0,18...0,24 мм. Зазори заповнюються поліметилсилоксановою рідиною. Виточку -3- використовують як запасний об'єм якщо зазори між маховиком і корпусом заповнені. Для того щоб заповнити демпфер в його кришці є отвори, які після заправки запаюються пробками.

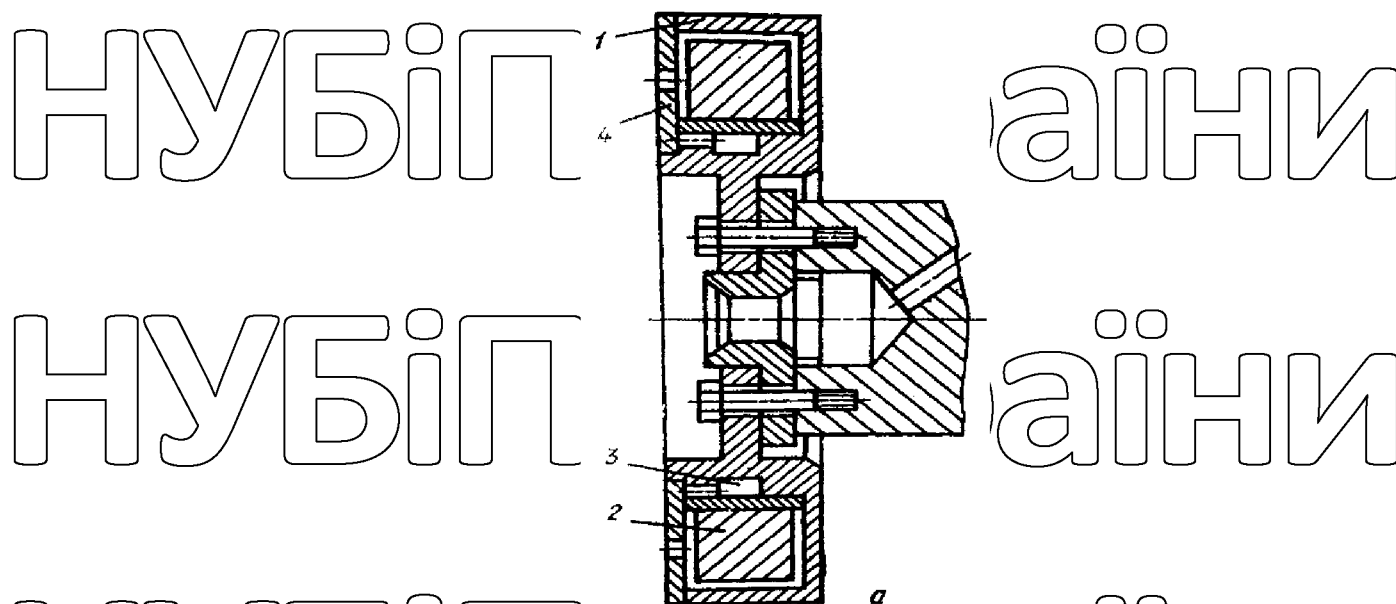


Рис 1.4. Силіконовий демпфер крутильних коливань

1 - корпус демпфера; 2 - Чавунний маятник; 3 - виточка; 4 - кришка демпфера.

На двигуні демпфер встановлюється на носі колінчастого вала. На (рис 1.5) показані амплітуди крутних моментів поблизу маховика двигуна. В двигунах ЯМЗ-240 і ЯМЗ-240Н (відповідно криві 1 і 2) без демпфера при $n=1950$ хв⁻¹ відбувається різке збільшення амплітуди внаслідок резонансу гармонії шостого порядку. Використання демпфера понижас амплітуди коливань на 60% (відповідно криві 3 і 4). Для збільшення площі гертя між маховиком -2- і корпусом -1- форма маховика може бути фігурною (рис 1.6). При обертанні демпфера рідина відкидається до периферії і забезпечує мащення поверхонь, що труться.

Інерційна маса демпфера може бути виконана у вигляді рухомих циліндричних роликів (рис 1.7). Металеві ролики -1- розміщені в корпусі -3- концентричними рядами і розділені між собою тонкими стрічками -2-. За допомогою такої конструкції демпфера покращуються його динамічні характеристики.

Застосування легких матеріалів для виготовлення маховиків допомагає створити демпфер який гасить високочастотні крутні коливання.

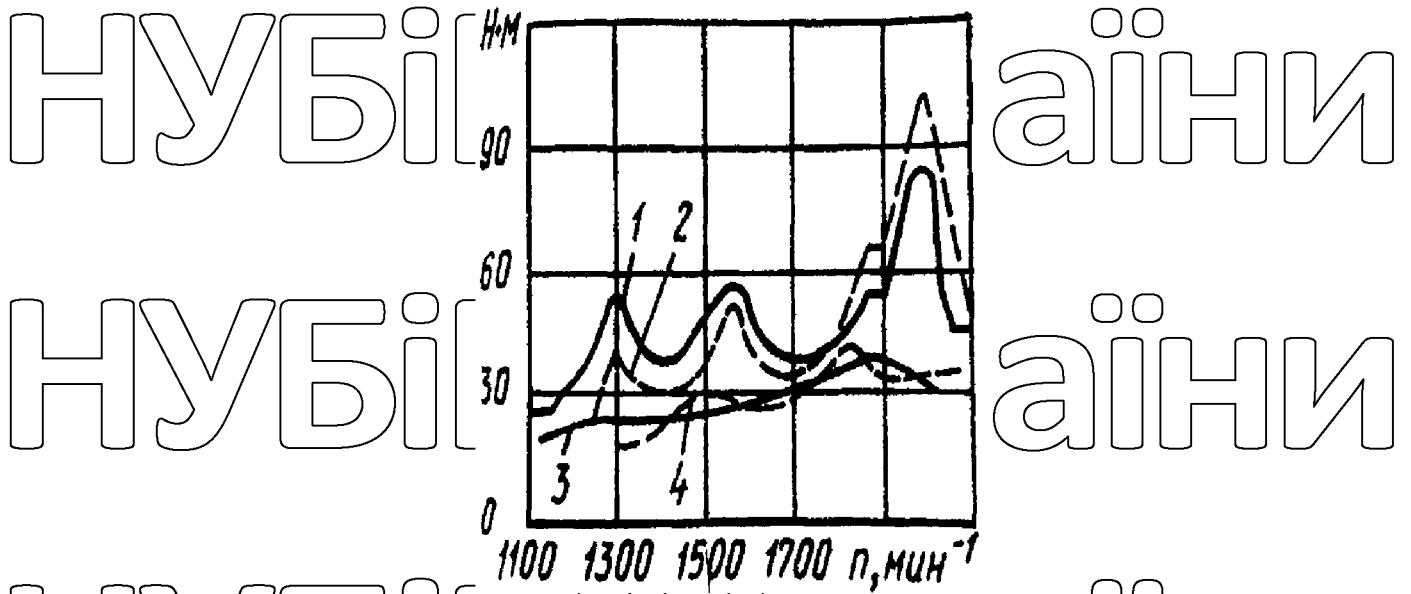


Рис 1.5. Амплітуди крутних коливань двигунів ЯМЗ-240 і ЯМЗ-240Н

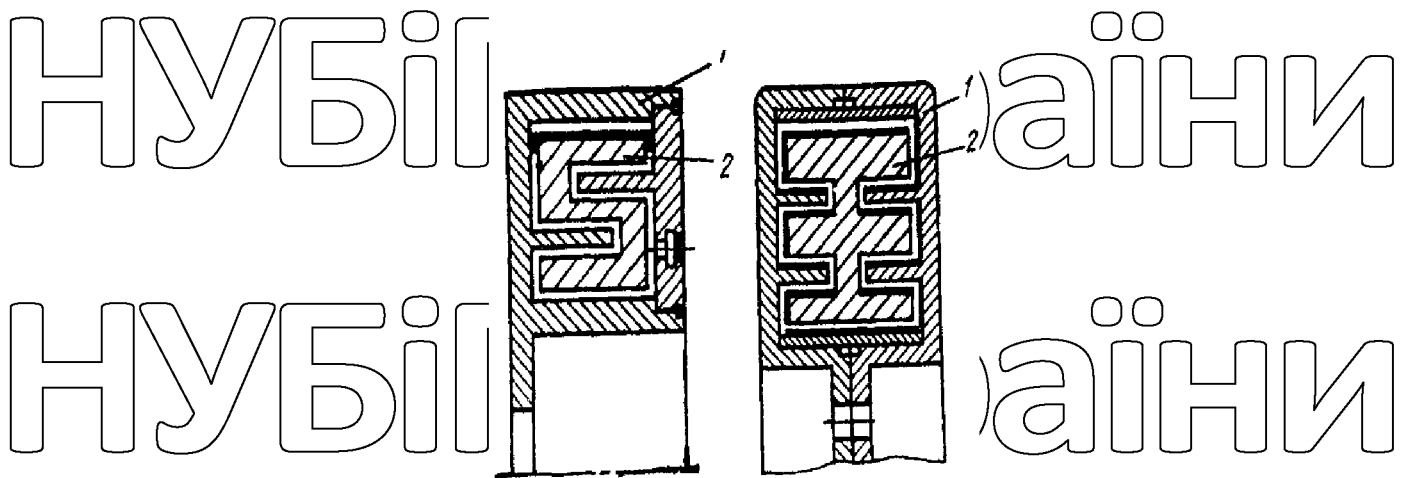


Рис 1.6. Силіконовий демпфер з фігурним маховиком.

1 - корпус демпфера, 2 - фігурний маховик демпфера.

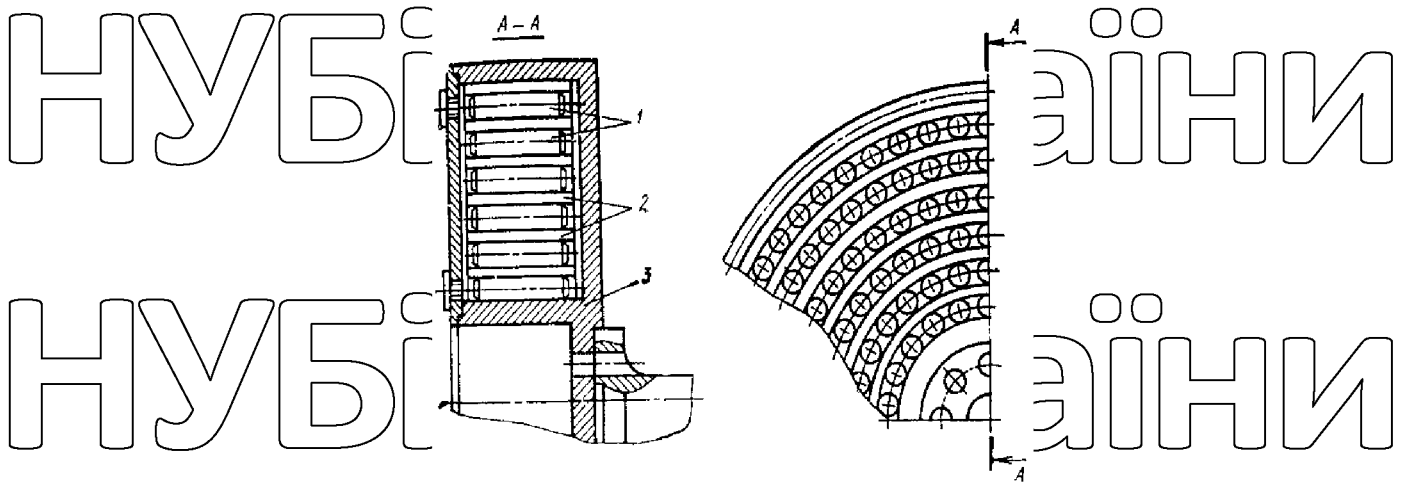


Рис 1.7. Силіконовий демпфер з роликами.

1 - металеві ролики; 2 - тонка металева стрічка; 3 - корпус демпфера;

Маховик (рис 1.8. а) виконаний із сталевого диска 1 і дисків 2, 3 з легкого матеріалу і відцентрований по внутрішньому діаметру. Аналогічний маховик на (рис 1.8. б) відцентрований по зовнішньому діаметру. Маховик який зображено на (рис 1.8. в), в металеве кільце 1 запресований диск 2 з легкого матеріалу. Демпфер, показаний на (рис 1.8. г) складається з металевого диска 1 і двох дисків 2 і 3.

Комбінований демпфер дозволяє збільшити поглинання енергії коливань. Такий демпфер виготовляється з маховиком і пружинними елементами у вигляді дисків або ресор. Демпфер, який показано на (рис 3.9), має корпус 6 з фланцем для з'єднання з колінчастим валом ДВЗ. Корпус 6 заглишений кришкою 3. В утвореній площині 5 знаходиться маховик, який центрується в корпусі проставками 9. Вага 7 з'єднана з вагою 4 багат шаровими листовими ресорами. Силіконовою рідиною заповнена внутрішня порожнина демпфера. Щоб зменшити об'єм порожнини в ній розміщені виштовхувачі 8.

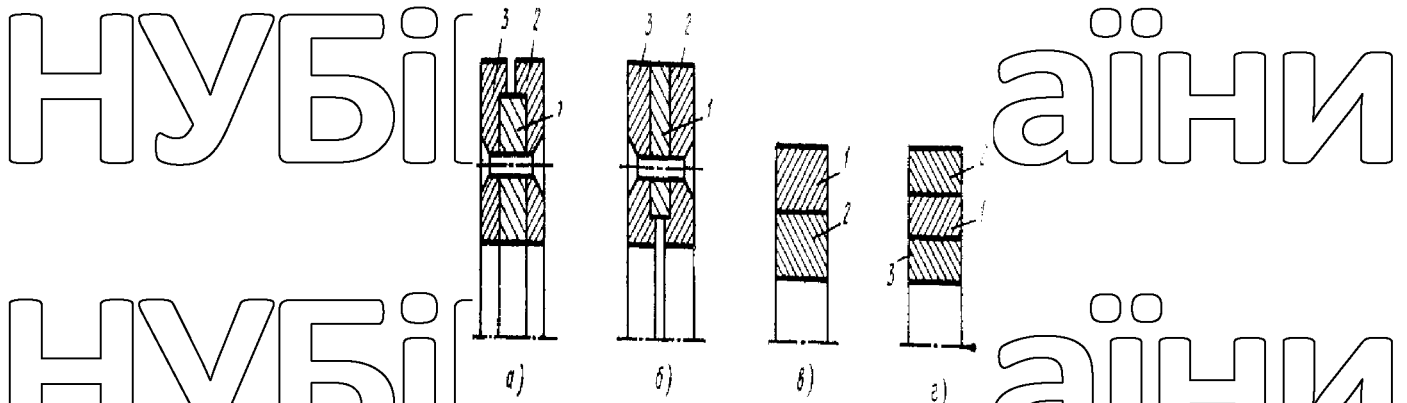


Рис 1.8. Складальні маховики демпфера

1 - металевий диск; 2, 3 – диски, виготовлені з легких матеріалів;

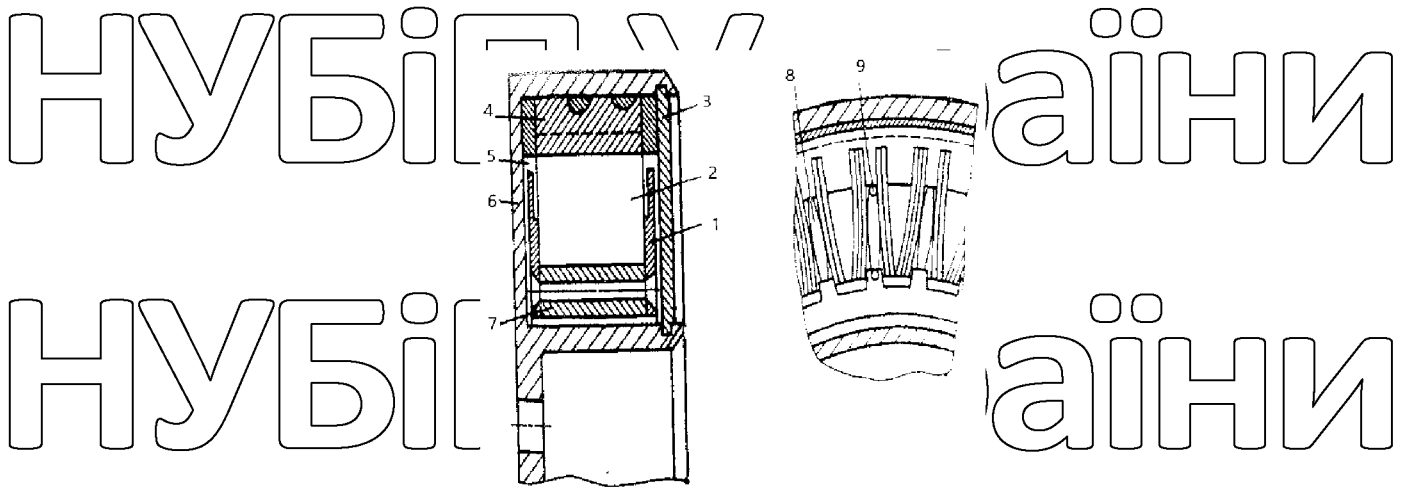


Рис 1.9. Комбінований силіконовий демпфер

1 - диски; 2 - багат шарові листові ресори; 3 - кришка; 4 - маса; 5 - маховик; 6 - корпус демпфера; 7 - маса; 8 - витіснювач; 9 - проставки.

Середовище, що поглинає енергію крутильних коливань використані різноманітні тіла, наприклад металеві кульки як показано на (рис 1.10.). В цьому випадку кожух 1 демпфера рухомий відносно маточини 3 з радіальними лопатками 2. Кожух певною мірою заповнений металевими кульками 5. Внутрішня порожнина ущільнена кільцями 4. Під час обертання вала, кульки відцентровою силою прижимаються до внутрішньої поверхні кожуха. Коли колінчастий вал досягає критичної частоти обертання та виникненні коливань кожух переміщується з металевими кульками відносно маточини. Тертя між металевими кульками та

тертя лопаток об ці кульки викликає поглинання енергії крутильних коливань. Ці демпфери працюють при температурах до 180°C та встановлюються на силові установки потужністю до 4500 кВт.

Якщо значно змінити кутову швидкість обертання колінчастого вала, навантаження яке виникає в резиновому елементі може бути досить великим.

Але їх можна зменшити за допомогою тонкого диска 1 (рис 1.12.а), який розподіляє навантаження на два гумових кільця 2 і 3. Щоб збільшити діапазон робочих частот демпфера та збільшити поглинаючі властивості до гумового елемента додають фрикційні елементи 4 між маховиком 5 та шківом 6 (рис 1.11.б, в).

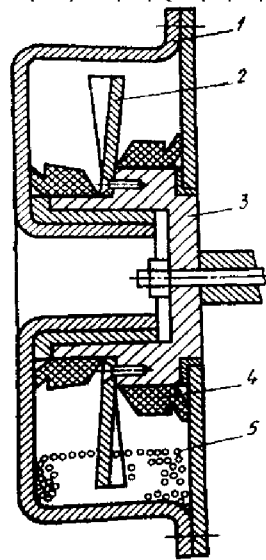


Рис 1.10. Демпфер з металевими кульками

1 – кожух демпфера; 2 - лопатка; 3 - маточина демпфера; 4 - ущільнюючі кільця; 5 - металеві кульки;

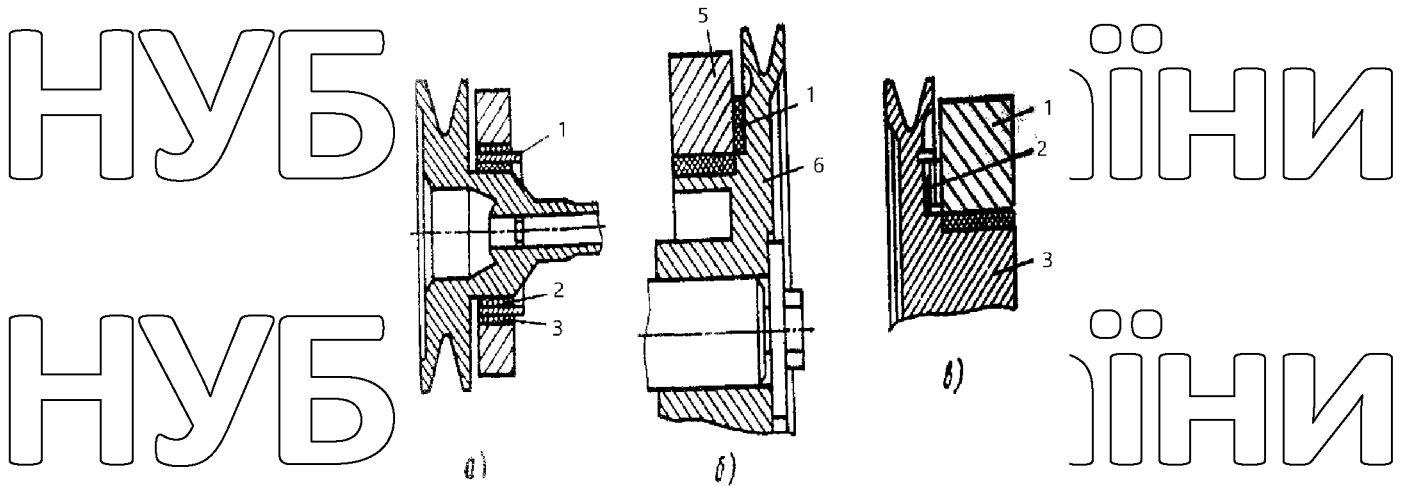


Рис 1.11. Демпфери з роз'єднаними гумовими елементами і гумовими фрикційними елементами

1 - тонкий диск; 2,3 - гумові кільця; 4 - фрикційні елементи; 5 - маховик; 6 - шків,

Робочий діапазон частот можна розширити комбінованим демпфером (рис 1.12. а). В його гумових елементах 2 і 3 є отвори 1, що заповнені силіконовою рідиною. На (рис 1.12. б) показаний демпфер, який складається із диска 4, еластичних елементів 5, інерційної маси 7 та кожуха 8.

Еластичні елементи мають спеціальні канавки 6, які заливаються силіконовою рідиною, це викликає зменшення поверхні гуми силіконовою рідиною, це захищає від адгезії між металом і резиною. Такий демпфер працює без обслуговування до 5000 год. До його заміни. Рідинно гумові

демпфери мають також інші конструкції. У виамку фасонного диска 9 демпфера (рис 1.12. в) на пружних елементах 11 і 13 запресований маховик 10, таким чином, що за ним залишається простір А, який заповнюється силіконовою рідиною

НУБІП УКРАЇНИ

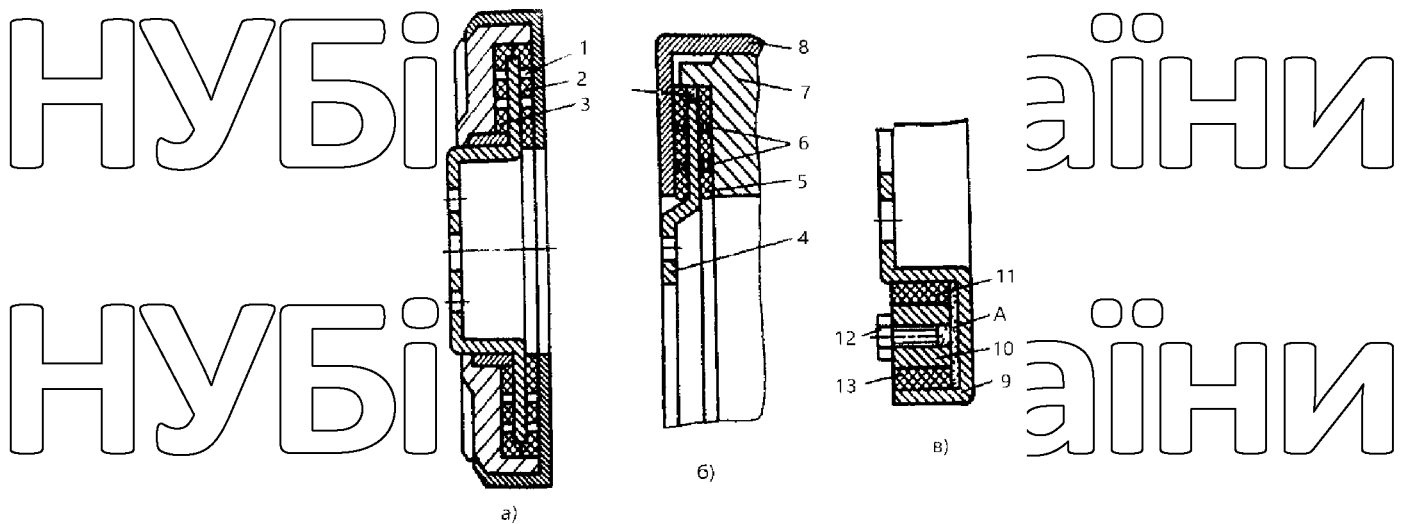


Рис 1.12. Рідинно-гумові демпфери

1 - отвори; 2, 3 - гумові елементи; 4 - диск; 5 - еластичні елементи; 6 - спеціальні канавки; 7 - інерційна маса; 8 - кожух; 9 - фасонний диск; 10 - маховик; 11, 13 - пружні елементи; 12 - гвинт.

Маховик має три отвори, що заглушені гвинтами - 12 - ці отвори використовують під час заливання рідини. В залежності від частоти обертання колінчастого вала, змінюється характеристика демпферів крутильних коливань.

Демпфер що на (рис 1.13.), складається з кільцевого корпуса 4 прямокутного сечення з фланцем 1, який кріпиться до колінчастого вала. В корпусі демпфера знаходяться чотири сегменти 3 так само прямокутного сечення з фрикційними накладками 5. Пружини 2 встановлені між сегментами. Сегменти переміщуються по колу та радіальному напрямку. Вільний простір між сегментами 3 та стінками корпуса 4 заповнений ртуттю чи іншою рідиною. Рідина під час обертання колінчастого вала прижимає сегменти до внутрішнього диска корпуса. Тертя фрикційних накладок демпферує крутильні коливання. Сила тертя залежить від частоти обертання колінчастого вала, чим більша частота тим більша сила тертя. Кількість рідини яка заливається визначає характеристики демпфера.

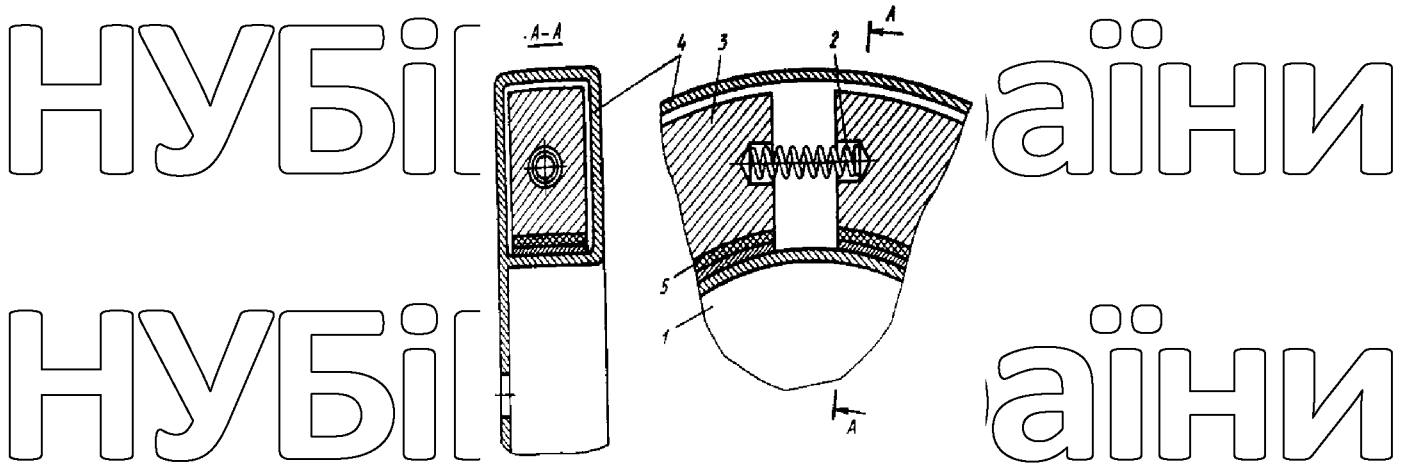


Рис 1.13. Демпфер з характеристикою, яка змінюється в залежності від частоти обертання валу.

1 - фланець; 2 - пружина; 3 - сегмент, 4 - кільцевий корпус; 5 - фрикційні накладки.

Групи маятників в яку входить маятниковий антивібратор дає можливість поглинати крутильні коливання, повздовжні та поглинальні коливання колінчастого вала. В антивібраторі, який показаний на (рис 1.14), на маточина 1 розміщені на пальцях 2 маятники 3, які поглинають крутильні коливання шляхом коливання в площині, яка знаходиться перпендикулярно до вісі колінчастого вала.

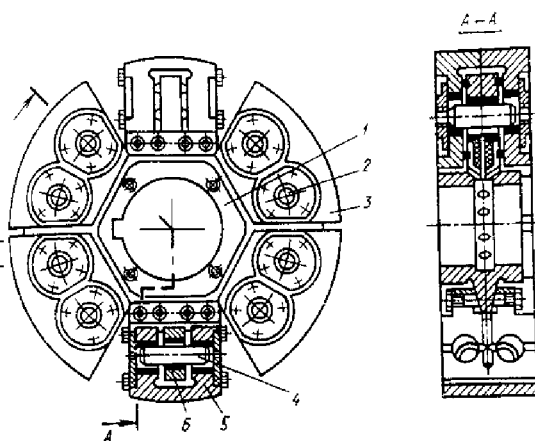


Рис 1.14. Маятниковий антивібратор для гасіння крутильних коливань

1 - маточина; 2. - палець; 3 - маятник; 4 - палець; 5 маятник; 6 - підставка.

На маточині закріплені підставки 6, до яких на пальцях 4 підвішені маятники 5, які коливаються в площині, що перпендикулярна до площини коливання маятників 3, і які гасять повздовжні та поперечні коливання. На внутрішню поверхню провусини наносять шар матеріалу з великим коефіцієнтом тертя, щоб збільшити ефективність роботи на цій поверхні.

Щоб улагодити антивібратор на гасіння коливань застосовують маятники та пальці різного типу. Існує велика кількість схем демпферів та антивібраторів, конструктивні зміни яких мають збільшити демпферуючі властивості.

Розширення робочого діапазону, зменшення вартості та розмірів, можливість регулювання та інших характеристик. Перетворення енергії коливання в інші види, скажімо в електричну.

Щоб досягти високої ефективності демпфера рідинного тертя його потрібно встановлювати в місцях великої амплітуди. Але умови компонування вимагають встановлювати його на носі колінчастого вала.

Додавання в систему ваги демпфера змінить її частоту та форму коливання. через це спочатку підбирають демпфер до системи, а вже потім проводять перерахунки системи з самим демпфером.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1. Статистичні характеристики зовнішнього навантаження

Змінні зовнішні навантаження, які діють на агрегат, являються випадковими функціями часу. Кутова швидкість, крутний момент, потужність двигуна, продуктивність, швидкість руху та інші зміни робочих режимів агрегата носять також випадковий характер. При динамічних розрахунках необхідно користуватися статистичними характеристиками цих показників, визначеними із дослідів.

Двигун агрегату володіє значною інерцією, в результаті чого при дії коливань навантаження високої частоти його кутова швидкість практично не змінюється. При високій частоті коливань колінчастий вал, при скиданні навантаження, не встигає ще набрати оберти, як наступне за цим скидання вже починає гальмувати вал. Ця властивість двигуна дає підстави ввести для неї поняття полоси пропускання. Полосою пропускання частот двигуна буде інтервал частот коливань зовнішнього навантаження, які викликають помітні коливання частоти обертання та рушійного моменту. На частоти коливань навантаження, що лежать за межами полоси пропускання, двигун практично не реагує та працює як статична система.

Частоту f_c при якій коефіцієнт динамічності переходить від значень, більших одиниці, до значень, менших одиниці, та в подальшому вже не збільшується, називається частотою зрізу динамічної системи [2]. Для наших цілей необхідно ввести ще одне поняття – квазістатична частота.

Квазістатична частота – це така частота, при якій динамічний коефіцієнт, збільшуючись чи зменшуючись від одиниці, змінюється на 10%, тобто

$$|1 - \lambda(f_s)| = 0.1$$

В діапазоні частот від нуля до f_s система практично мало відрізняється від статичної.

При фіксації змінних через рівні проміжки часу числові характеристики визначаються по окремих ординатах процесу, що утворюють випадкову послідовність $X_1, X_2, X_3, \dots, X_n$.

Середнє значення, дисперсія, коефіцієнт варіації, асиметрія та ексцес

[2] випадкової послідовності X_i визначається за наступними формулами:

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{l=1}^n X_l \quad (2.1)$$

$$D_x = \delta_x^2 = \frac{1}{n} \sum_{l=1}^n (X_l - \bar{X})^2 \quad (2.2)$$

$$\delta_2 = \frac{\sigma_x}{m_x} \quad (2.3)$$

$$A = \delta_3 = \frac{1}{n} \sum_{l=1}^n \frac{(X_l - \bar{X})^3}{\sigma_x^3} \quad (2.4)$$

$$B = \delta_4 = \frac{1}{n} \sum_{l=1}^n \frac{(X_l - \bar{X})^4}{\sigma_x^4} \quad (2.5)$$

де n -кількість замірів.

Асиметрія та ексцес служать приблизними критеріями нормальності досліджуваного випадкового процесу. Обидві ці характеристики повинні бути малі, якщо розподілені нормально. Про порядок малості цих характеристик судять по середніх квадратичних відхиленнях:

$$\sigma_A = \sqrt{\frac{6(n-1)}{(n+1)(n+3)}} \quad (2.6)$$

$$\sigma_B = \sqrt{\frac{24n(n-2)(n-3)}{(n-1)^2(n+3)(n+5)}}$$

Якщо асиметрія та ексцес в 2-3 рази перевищують свою середню квадратичну помилку, гіпотеза про нормальний розподіл не може бути прийнята.

При визначенні спектра функції, зафіксованої через рівні проміжки часу, користуються числовими формулами Бесселя:

НУБІП України

$$a_0 = \frac{1}{n} \sum_{l=1}^n X_l$$

$$a_k = \frac{2}{n} \sum_{l=1}^n X_l \cos\left(\frac{2\pi}{n} kl\right) \quad (2.7)$$

НУБІП України

де a_0, a_k, b_k – коефіцієнт Фур'є.

$$b_k = \frac{2}{n} \sum_{l=1}^n X_l \sin\left(\frac{2\pi}{n} kl\right)$$

Коефіцієнти, розраховані за формулами (2.32), визначають тригонометричний поліном

НУБІП України

$$Q_n(t) = a_0 + \sum_{k=1}^m (a_k \cos \psi_k t + b_k \sin \psi_k t) \quad (2.8)$$

де t – час; ψ_k – кутова частота.

Кутова частота та амплітуда кожної елементарної гармоніки визначаються із співвідношень:

НУБІП України

$$\psi_k = \frac{2\pi}{T} k$$

$$T \in n \Delta t$$

НУБІП України

$$A_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}$$

де T – довжина осцилограми, що обробляється.

Тригонометричний поліном $Q_n(t)$ дає найкраще наближення згідно методу найменших квадратів для функції $X(t)$, заданої в точках $t_1 = 1\Delta t$. У

НУБІП України

випадку, коли $m = \frac{n}{2}$ тригонометричний поліном проходить через всі зафіксовані точки.

Дисперсію показника $X(t)$ можна оцінювати через тригонометричний поліном наступним чином

НУБІП України

$$D_x = \sum_{k=1}^m \frac{a_k^2 + b_k^2}{2} \quad (2.9)$$

Аналізуючи формулу (2.34), можна прийти до висновку, що дисперсія реалізації представляє собою суму дисперсій елементарних гармонік.

Спектральна щільність процесу, відповідно до формули

$$f = \frac{\psi}{2\pi}, \quad G(f) = 2\pi S(\psi) \quad (2.10)$$

Представляє собою розподілення дисперсії по частотах. В якості оцінок спектральної щільності можна прийняти наступні вирази:

$$\bar{s}_x(\psi_k) = \frac{a_k^2 + b_k^2}{2\Delta\psi}$$

чи

$$\bar{G}_x(f_k) = \frac{a_k^2 + b_k^2}{2\Delta f} \quad (2.11)$$

де ψ_k – частота коливань в рад/с,

f_k – частота коливань в гц,

$$f_k = \frac{K}{T}, \quad \Delta\psi = \frac{2\pi}{T}, \quad \Delta f = \frac{1}{T}$$

Як бачимо, при кінцевій довжині реалізації T , спектральну щільність процесу можна оцінити тільки в окремих точках, що стоять одна від іншої на певний інтервал. Розрізнити частоти, які відрізняються одна від іншої менше, ніж на величину Δf , не представляється можливим.

Це пояснюється тим, що будь який фізично фільтр володіє певною полосою пропускання та роздільною здатністю. Чисельний метод визначення спектральної щільності за допомогою розкладання в ряд Фур'є моделлю систему із фільтрів, кожен із яких пропускає коливання в діапазон від $(k-1)\Delta f$ до $k\Delta f$. На виході фільтра ми маємо результат сумарної дії цих коливань.

Ординати спектральної щільності, отриманої по осцилограмі, мають значне розсіювання, так як дисперсія оцінок не зменшується із збільшенням довжини реалізації T . Для зменшення дисперсії оцінку спектральної щільності згладжують по частоті. При виконанні справжнього дослідження

застосовувалося два способи згладжування. Перший виконувався за допомогою усередненого перетворення

$$S(\psi_k) = \frac{1}{2m+1} \sum_{j=-m}^m S(\psi_k + j) \quad (2.11a)$$

Другий – за формулами

$$\begin{aligned} G(f_1) &= 0.5\tilde{G}(f_1) + 0.5\tilde{G}(f_2) \\ \tilde{G}(f_k) &= 0.25\tilde{G}(f_{k-1}) + 0.5\tilde{G}(f_k) + 0.25\tilde{G}(f_{k+1}) \\ \tilde{G}(f_m) &= 0.5\tilde{G}(f_{m-1}) + 0.5\tilde{G}(f_m) \end{aligned} \quad (2.11b)$$

Наведені формули забезпечують згладжування ординат спектральної щільності, зберігаючи високу дозвільну здатність по частоті.

Механічний зміст спектральної щільності є має наступне пояснення. В процесі усталеного нерівномірного руху агрегату кутова швидкість двигуна ω коливається відносно свого середнього значення $\bar{\omega}$

$$\omega(t) = \bar{\omega} + \omega(t)$$

де $\omega(t)$ – відхилення кутової швидкості від середнього значення.

Кінетична енергія виражається залежністю

$$E(t) = \frac{I\omega^2(t)}{2}$$

де I – зведений момент інерції двигуна.

Визначимо середню кінетичну енергію за час T

$$\bar{E} = \frac{I}{2T} \int_0^T \omega^2(t) dt = \frac{I\bar{\omega}^2}{2} + \frac{I}{2} \sigma_\omega^2$$

де σ_ω^2 – дисперсія кутової швидкості.

Якщо середня швидкість $\bar{\omega}$ усталеного руху дорівнює швидкості ω_0 деякого статичного режиму, то кінетична енергія при коливаннях більша від статичної на величину

$$\Delta E = \frac{I}{2} \sigma_\omega^2 \quad (2.12)$$

У відповідності з формулою $Dx = \int_0^\infty Sx(\psi) d\psi$

$$\Delta E = \frac{I}{2} \int_0^{\infty} S_{\omega}(\psi) d\psi \quad (2.12a)$$

де $S_{\omega}(\psi)$ – спектральна щільність кутової швидкості.

Формула (2.12 а) має принципове значення. Вона показує, що з точністю до постійного множника спектральна щільність кутової швидкості представляє собою розподіл змінної частини кінетичної енергії по частотам.

При передачі крутного моменту через якийсь вал виникає деформація цього вала – закрутка. Потенціальна енергія деформації при крученні обчислюється за формулою

$$\Pi(t) = \frac{M^2 l}{2G \cdot I_p} \quad (2.13)$$

де M – момент, який передається валом, [Н·м]

l – довжина вала, [м]

G – модуль пружності вала при зсуві, [Па]

I_p – полярний момент інерції перерізу вала, [м⁴]

Якщо згадати, що при усталеному русі крутний момент являється змінною величиною, то середнє значення потенціальної енергії визначається виразом

$$\bar{\Pi} = \frac{\bar{M}^2 l}{2G \cdot I_p} + \frac{1}{2G \cdot I_p} \sigma_M^2$$

де \bar{M} – середня величина моменту;

σ_M^2 – дисперсія моменту.

При коливаннях моменту потенціальна енергія, яка повинна бути записана у валі, більше, ніж при статичному режимі на величину

$$\Delta \Pi = \frac{1}{2G \cdot I_p} \sigma_M^2 \quad (2.14)$$

У відповідності із формулою $Dx = \int_0^{\infty} S_x(\psi) d\psi$

$$\Delta \Pi = \frac{1}{2G \cdot I_p} \int_0^{\infty} S_M(\psi) d\psi \quad (2.14a)$$

Спектральна щільність крутного моменту це розподіл потенціальної енергії вала за частотами.

Таким чином, механічний зміст спектральної щільності змінної – це розподіл енергії за частотами, і тому ми не можемо погодитися із думкою про те, що спектральна щільність це розподіл потужності за частотами.

2.2. Статична характеристика двигуна

Статичний режим роботи агрегату має місце при рівності рушійного моменту та моменту опору. При цьому рух агрегату буде усталеним зрівноваженим та характеризуються постійністю кутової швидкості головного вала. Порушення статичного режиму може виникнути як в результаті зміни крутного моменту двигуна, так і в результаті зміни моменту опору. Надлишок чи недолік крутного моменту, що утвориться при цьому приводить до прискорення чи уповільнення обертання головного вала.

Для дизеля, в силу особливостей його конструкції, чистих статичних режимів не існує, оскільки рушійний момент та відповідно кутова швидкість вала мають періодичну складову з періодом, кратним тривалості одного робочого циклу. Але, якщо в системі нема інших джерел збудження, ці коливання малі, і ними можна знехтувати. Тому режим роботи дизеля на гальмівному стенді при постійному положенні органа, що регулює навантаження, вважається статичним, а характеристика дизеля, знята на стенді, являється його статичною характеристикою.

Статична характеристика двигуна служить основою для динамічного дослідження мобільного сільськогосподарського агрегату. Статична регуляторна характеристика відображає взаємозв'язок ефективної потужності, крутного моменту, кутової швидкості та питомої витрати палива двигуна при різних значеннях моменту зовнішнього навантаження, які підтримуються постійними протягом заданого проміжку часу. Всі ці величини на кожному фіксованому режимі вважаються постійними, невеликі високочастотні коливання моментів двигуна та навантаження біля середніх значень за цикл не беруться до уваги.

Статична регуляторна характеристика двигуна включає в себе два обов'язкових компонента: залежність рушійного моменту від координати регулюючого органу та залежність останнього від кутової швидкості двигуна. Координата регулюючого органу являється проміжною змінною, кутової швидкості. На гальмівному стенді ця залежність може бути отримана безпосередньо експериментальним шляхом.

З іншого боку, момент двигуна залежить від ефективного к.к.д η_e та циклової подачі палива q_c

$$M = D\eta_e q_c \quad (2.15)$$

де D – постійна для кожного двигуна величина.

Якщо в робочому діапазоні кількостей обертів двигуна знехтувати змінною η_e , то крутний момент буде являтися тільки функцією циклової подачі, яка, в свою чергу, являється функцією двох змінних: координати положення дозуючого органу h та кутової швидкості кулачкового вала насоса

$$q_c = f(h, \omega_H) \quad (2.16)$$

Аналіз швидкісних характеристик паливних насосів золотникового типу показує, що циклова подача пропорційна координаті положення дозуючого органу та збільшується по мірі зростання частоти обертання двигуна. Залежність циклової подачі від частоти обертання двигуна носить криволінійний характер, із достатньою для практичних цілей точністю її можна представити квадратичною функцією. В силу цього залежність (2.16)

можна представити наступним чином

$$q_c = q_0 + q_1\omega + q_2\omega^2 + q_3h \quad (2.17)$$

де q_0, q_1, q_2 – постійні коефіцієнти для кожного типу насоса;

ω – кутова швидкість двигуна, $\omega = 2\omega_H$.

Для регуляторів різних паливних насосів типу ТН та УТН величина h – це положення рейки паливного насоса відносно точки, що прийнята за початок відліку.

При роботі на регуляторі координата положення дозуючого органа визначається положенням насоса, задається передаточним механізмом регулятора та може бути представлена у вигляді

$$h = \begin{cases} h_0 + h_1 z \\ h_2 + h_3 z \end{cases} \quad (2.18)$$

де h – координатна рейка (дозуючого органа);

z – координата муфти;

h_0, h_1 – постійні коефіцієнти для регуляторної гілки;

h_2, h_3 – постійні коефіцієнти для коректорної гілки.

Враховуючи, що в статичному режимі момент опору зовнішніх навантажень рівний рушійному моменту, залежності

$$M = \gamma_0 + \gamma_1 \omega + \gamma_2 \omega^2 + \gamma_p \left(\frac{A_c i^2 \omega^2}{P_p C_p} - P_p C_p \Delta \right) \omega \geq \omega_n$$

$$M = \gamma_0 + \gamma_1 \omega + \gamma_2 \omega^2 + \gamma_p \left(\frac{A_c i^2 \omega^2}{P_k C_k} - P_k C_k \Delta \right) \omega \leq \omega_n$$

де M – статичний крутний момент двигуна;

ω_n – номінальна кутова швидкість

можуть бути отримані на гальмівному стенді. Отримані на стенді, статичні характеристики прийнято описувати наступними виразами:

$$M = F(\omega) = \begin{cases} \alpha_0 + \alpha_1 \omega & \omega \geq \omega_n \\ \beta_0 + \beta_1 \omega + \beta_2 \omega^2 & \omega < \omega_n \end{cases} \quad (2.19)$$

де $\alpha_0, \alpha_1, \beta_0, \beta_1, \beta_2$ – постійні коефіцієнти.

Величину $|\alpha_1|$ будемо називати жорсткістю регуляторної характеристики.

Перше рівняння (2.19) відповідає роботі двигуна на регуляторній гілці, а друге – на коректорній. Коефіцієнти у формулах (2.19) для кожного двигуна можна визначити по відомим максимальному та номінальному крутним моментам двигуна M_m та M_n , що відповідають їхнім кутовим швидкостям ω_m та ω_n , а також кутовій швидкості холостого ходу ω_x . Враховуючи

прямолінійний характер регуляторної вітки, a_0 та a_1 можна вирахувати за допомогою таких формул:

$$\alpha_0 = \frac{\omega_x M_n}{\omega_x - \omega_n}, \alpha_1 = -\frac{n\eta}{\omega_x - \omega_n} \quad (2.20)$$

Крива коректорної гілки при $\omega = \omega_m$ повинна мати максимум. Тому

можна записати $\frac{dM}{d\omega} = \beta + 2\beta_2 \omega_m = 0,$

Звідки $\beta = -2\beta_2 \omega_m$

Підставляючи отриманий вираз в друге рівняння (2.19), будемо мати

$$M = \beta_0 - 2\beta_2 \omega_m \omega + \beta_2 \omega^2$$

В результаті приходимо до системи рівнянь для визначення коефіцієнтів β_0 та β_2 :

$$\beta_0 - 2\beta_2 \omega_m \omega_n + \beta_2 \omega_n^2 = M_n, \quad \beta_0 - 2\beta_2 \omega_m^2 + \beta_2 \omega_m^2 = M_m$$

Тому значення коефіцієнтів такі:

$$\beta_0 = M_m + \frac{M_n - M_m}{(\omega_m - \omega_n)^2} \omega_m^2, \quad \beta_1 = \frac{2\omega_m(M_m - M_n)}{(\omega_m - \omega_n)^2}$$

$$\beta_2 = \frac{(M_n - M_m)}{(\omega_m - \omega_n)^2} \quad (2.21)$$

Вирази (2.19) придатні для описування статичної регуляторної характеристики не тільки для двигунів із вільним впуском, але також для двигунів із турбонадувом та двигунів постійної потужності.

Формули (2.20) та (2.21) зручно використовувати, коли в розпорядженні дослідника є тільки коротка технічна характеристика дизеля,

що містить (ключові параметри) $\omega_x, \omega_n, \omega_m$ та M_n, M_m та необхідно отримати

повну швидкісну характеристику на регуляторі. Якщо ж в нашому розпорядженні мають дані стендових випробувань, то в більшості випадків

експериментальні точки при побудові швидкісної характеристики мають визначене (певне) поле розсіювання. Дуже часто провести точну криву, що

об'єктивно відображує всі експериментальні дані, через такі точки буває

досить важко. Для отримання коефіцієнтів формули (2.19) та побудови об'єктивної статичної характеристики корисно скористатися методом найменших квадратів.

Сутність цього методу для даного конкретного випадку полягає в тому, щоб шляхом правильного підбору коефіцієнтів мінімізувати суму

$$S_1 = \sum_{i=1}^n (Y_i - \alpha_0 - \alpha_1 X_i)^2 \quad (2.22)$$

$$S_2 = \sum_{i=1}^n (Y_i - \beta_0 - \beta_1 x_i - \beta x_i^2)^2$$

де Y_i – експериментальні значення крутного моменту, питомої витрати палива чи іншого вихідного показника;

X_i – відповідні значення аргументу (в даному випадку кутової швидкості);

n – кількість експериментальних точок, отриманих на стенді.

2.3. Рівняння роботи двигуна з регулятором

Рух колінчатого вала двигуна з достатньою точністю може бути описаний диференціальним рівнянням

$$I \frac{d\omega}{dt} = M_e - M_c \quad (2.23)$$

де I – приведений момент інерції рухомих мас;

M_e – ефективний крутний момент;

M_c – момент від зовнішнього навантаження.

Для дизельного двигуна ефективний крутний момент залежить від положення органа, який дозує паливо, і кутової швидкості. В статичі ця залежність визначається виразом

$$M_1 = F(\omega) = \begin{cases} \alpha_0 + \alpha_1 \omega & \omega \geq \omega_n \\ \beta_0 + \beta_1 \omega + \beta_2 \omega^2 & \omega < \omega_n \end{cases} \quad (2.24)$$

де $\alpha_0, \alpha_1, \beta_0, \beta_1, \beta_2$ – постійні коефіцієнти;

Величину $|\alpha_1|$ будемо називати жорсткістю регуляторної характеристики.

Рівняння $\alpha_0 + \alpha_1 \omega$ при $\omega = \omega_n$ відповідає роботі двигуна на регуляторній гілці, а рівняння $\beta_0 + \beta_1 \omega + \beta_2 \omega^2$ при $\omega < \omega_n$ відповідає роботі двигуна на коректорній гілці.

Коефіцієнти в формулі (2.24) для кожного двигуна можна визначити за відомими максимальними і номінальними крутними моментами двигуна M_{max} і $M_{ном}$, які відповідають кутовим швидкостям ω_{max} і $\omega_{ном}$, а також кутової швидкості холостого ходу ω_x . Враховуючи пряmlinійний характер регуляторної гілки α_0 і α_1 можна обчислити за допомогою таких формул:

$$\alpha_0 = \frac{\omega_x M_{ном}}{\omega_x - M_{ном}}, \alpha_1 = \frac{M_{ном}}{\omega_x - \omega_{ном}} \quad (2.25)$$

Крива коректорної гілки при $\omega = \omega_{max}$ повинна мати максимум. Тому можна записати

$$\frac{dM}{d\omega} = \beta_1 + 2\beta_2 \omega_{max} = 0$$

$$\text{Звідки } \beta_1 = -2\beta_2 \omega_{max}$$

Підставляючи отримане значення β_1 в друге рівняння (2.24), отримаємо

$$M = \beta_0 - 2\beta_2 \omega_{max} \omega + \beta_2 \omega^2$$

Як результат приходимо до системи рівняння для визначення коефіцієнтів β_0 і β_2 :

$$\beta_0 - 2\beta_2 \omega_{max} \omega_{ном} + \beta_2 \omega_{ном}^2 = M_{ном}$$

$$\beta_0 - 2\beta_2 \omega_{max}^2 + \beta_2 \omega_{max}^2 = M_{max}$$

Звідси отримуємо такі значення коефіцієнтів:

$$\beta_0 = M_{max} + \frac{M_{ном} - M_{max}}{(\omega_{max} - \omega_{ном})^2} \omega_{max}^2$$

$$\beta_1 = \frac{2\omega_{max}(M_{max} - M_{ном})}{(\omega_{max} - \omega_{ном})^2} \quad (2.26)$$

$$\beta_2 = \frac{M_{ном} - M_{max}}{(\omega_{max} - \omega_{ном})^2}$$

Рівняння (2.24) придатні для опису статичної регуляторної характеристики не тільки для двигунів із вільним впуском, а також для двигунів з турбонадувом і двигунів постійної потужності.

Момент від зовнішнього навантаження можна визначити за такою формулою

$$M_c = M_0 + M(t)$$

де $M(t)$ – випадкова функція, яка характеризується спектральною щільністю форма спектральної щільності залежить від типу технологічних операцій, від властивостей ґрунту і рослин.

Формула визначення спектральної щільності

$$S(\psi) = \frac{b_0^2 S_0}{(\psi^2 - b_1^2)^2 + b_2^2 \psi^2}$$

де ψ – колова частота,

b_0, b_1, S_0 – постійні величини.

M_0 – середнє значення двигуна.

Якщо не враховувати інерційність робочого процесу в циліндрі (яка може становити 2...3 рад/сек), то диференційне рівняння двигуна з відцентровим регулятором має такий вигляд

$$J I \frac{d^2 \omega}{dt^2} + \frac{d\omega}{dt} = q_0 + q_1 \omega - v \frac{dM_c}{dt} - M_c(t) \quad (2.27)$$

де q_0, q_1 – коефіцієнти аналітичного виразу лінеаризованої статичної регуляторної характеристики двигуна (2.24). Критерії лінеаризації виберемо,

виходячи із наступних передумов. При відсутності коливань навантаження

постійному значенню моменту $M_0 = \bar{M}$ на валу двигуна буде відповідати кутова швидкість ω_0 . Оскільки в польових умовах навантаження коливається

біля значення \bar{M} , кутова швидкість буде також відхилитися в обидві сторони від значення ω_0 . Ці коливання не будуть симетричні: в сторону коректорної

гілки відхилення будуть більші із-за того, що вона більш похила, ніж

регуляторна. Це приводить до того, що середня динамічна кутова швидкість

$\bar{\omega}$ менша від відповідної статичної на деяку величину $\Delta\omega$. Чим суттєвіша різниця в нахилі регуляторної і коректорної гілок, і чим значніші коливання

навантаження, тима більша величина $\Delta\omega$. Тому коефіцієнт визначимо як

середню жорсткість (середній нахил) регуляторної характеристики на

інтервалі коливань кутової швидкості $(\bar{\omega} - A, \bar{\omega} + A)$. Величину A можна розглядати як усереднену амплітуду цих випадкових коливань.

Тоді

$$q_1 = \frac{1}{2A} \int_{\bar{\omega}-A}^{\bar{\omega}+A} F'(\omega) d\omega \quad (2.28)$$

де $F'(\omega) = \begin{cases} \alpha_1 & \omega \geq \omega_{\text{НОМ}} \\ \beta_1 + 2\beta_2\omega & \omega < \omega_{\text{НОМ}} \end{cases}$

Проінтегрувавши отримаємо вираз

$$q_1 = \frac{1}{2A} \{ \beta_1 [\omega_n - (\bar{\omega} - A)] + \beta_2 [\omega_n^2 - (\bar{\omega} - A)^2] - \alpha_1 [\omega_n - (\bar{\omega} + A)] \} \quad (2.29)$$

Величину q_0 знайдемо через середнє значення моменту на тому ж інтервалі

$$q_0 = \frac{1}{2A} \int_{\bar{\omega}-A}^{\bar{\omega}+A} F(\omega) d\omega - q_1 \bar{\omega} \quad (2.30)$$

Звідси після інтегрування отримаємо

$$q_0 = \frac{1}{2A} \{ \beta_0 [\omega_{\text{НОМ}} - (\bar{\omega} - A)] + \frac{1}{2} \beta_1 [\omega_{\text{НОМ}}^2 - (\bar{\omega} - A)^2] + \frac{1}{3} \beta_2 [\omega_{\text{НОМ}}^3 - (\bar{\omega} - A)^3] + \alpha_0 [(\bar{\omega} + A) - \omega_n] + \frac{1}{2} \alpha_1 [(\bar{\omega} + A)^2 - \omega_n^2] \} - q_1 \bar{\omega} \quad (2.31)$$

Визначення величини A можна здійснити за допомогою нерівності Чебишева, яке для даного випадку можна представити у вигляді

$$P(|\omega - \bar{\omega}| \leq A) \geq 1 - \frac{\sigma_{\omega}^2}{A^2} \quad (2.32)$$

де σ_{ω} – середнє квадратичне відхилення кутової швидкості.

Зміст цієї нерівності полягає в наступному: ймовірність того, що кутова швидкість не вийде за межі $(\bar{\omega} - A, \bar{\omega} + A)$ більша або рівна величині, яка стоїть в правій частині нерівності.

При роботі на регуляторній гілці диференційне рівняння (2.27) набере такої форми

$$I\nu \frac{d^2\omega}{dt^2} + I \frac{d\omega}{dt} = \alpha_0 + \alpha_1 \omega - \nu \frac{dM_c}{dt} + M_c(t) \quad (2.33)$$

Оскільки в даній задачі ми досліджуємо усталений рух мобільного сільськогосподарського агрегату, то функції $M_c(t)$ і $\omega(t)$ являються в нашому випадку стаціонарними випадковими процесами з постійними математичними очікуваннями M_c і $\bar{\omega}$. Середнє значення (момент очікування) похідних від цих функцій дорівнює нулю. Тому, обрахувавши середнє

значення складових, які стоять в лівій та правій частинах рівняння отримаємо рівняння статичної характеристики

$$q_0 + q_1 \bar{\omega} - M_c = 0 \quad (2.34)$$

Величина q_0 та q_1 визначаються згідно до рівнянь (2.31) та (2.29).

Коливання навантаження відносно середніх значень можна записати з допомогою таких співвідношень $\omega = \bar{\omega} + \omega^o(t)$, $M_c(t) = \bar{M} + M^o(t)$ (2.35)

де \bar{M} , $\bar{\omega}$ – середні значення кутової частоти і моменту,
 $\omega^o(t)$, $M^o(t)$ – відхилення від середніх значень.

Підставляючи рівняння (2.27) в рівняння (2.34) і врахувавши рівняння статичної характеристики (2.34) приходимо до такого рівняння двигуна

$$Iv \frac{d^2 \omega^o(t)}{dt^2} + I \frac{d\omega^o(t)}{dt} = q_0 + q_1 \bar{\omega} + q_1 \omega^o(t) - v \frac{dM^o(t)}{dt} - M_c - M^o(t) \quad (2.36)$$

Так, як сама величина q_1 від'ємна, бо із зменшенням кутової швидкості зростає момент, можемо записати і надалі використовувати $q_1 = -|q_1|$.

Значок « o » надалі, для спрощення записів опускаємо, і врахувавши рівняння (2.34) запишемо

$$Iv \frac{d^2 \omega}{dt^2} + I \frac{d\omega}{dt} + q\omega = - \left(v \frac{dM}{dt} + M \right) \quad (2.37)$$

Запишемо рівняння (2.37) в операторній формі

$$(Ivp^2 + Ip + q)\omega = -(\chi_p + 1)M_c \quad (2.38)$$

де $p = d/dt$

З цього рівняння ми знайдемо чому буде відповідати значення ω

$$[\omega] = \frac{\nu_p + 1}{I \cdot \nu \cdot p^2 + I \cdot p + q} \cdot [M_c] \quad (2.39)$$

Даному диференційному рівнянню відповідає така частотна характеристика

$$\Phi(i\Psi) = - \frac{\nu(i\Psi) + 1}{I\nu(i\Psi)^2 + I(i\Psi) - q_1} \quad (2.40)$$

де i – уявна одиниця, $i^2 = -1$

Фізичний зміст знаку (-) полягає в наступному: із зростанням моменту опору кутова швидкість спадає. Частотну характеристику запишемо в іншій формі з врахуванням, що $i^2 = -1$

$$\Phi(i\Psi) = -\frac{1+v\psi i}{(q-Iv\psi^2)+I\psi i} \quad (2.41)$$

Квадрат модуля частотної характеристики буде мати такий вигляд

$$|\Phi(i\psi)|^2 = \frac{1+v^2\psi^2}{(q-Iv\psi^2)^2+I^2\psi^2} \quad (2.42)$$

Рівняння (2.42) представляє собою амплітудно-динамічну характеристику двигуна (це залежність між квадратами амплітуд кутової швидкості і моменту)

$$|\Phi(i\psi)|^2 = \frac{A\omega}{A_M}(\psi), \dots \dots \dots |\Phi(i\psi)| = \frac{A^2\omega}{A_M^2}(\psi) \quad (2.43)$$

Підбираємо q, I, v, ψ таким чином, щоб значення $\Phi(i\psi)$ було як можна меншим.

Введемо позначення $\psi_n = q/I$; $[\xi] = v\psi_n$; $\psi = \psi_n f$ де f – безрозмірна частота коливань зведена до власної частоти коливань двигуна.

Після деяких перетворень частотну характеристику (2.40) можна привести до виду:

$$\Phi(if) = \frac{1}{q} \cdot \frac{1+\xi(if)}{(1-\xi f^2+if)} = \frac{1}{q} \cdot \frac{1+v\psi_n f i}{(1-\frac{v\psi_n f^2}{\psi_n})+f \cdot i} \quad (2.44)$$

Частоту ψ_n будемо називати власною частотою коливань механічної системи двигуна або просто власною частотою. Квадрат модуля частотної характеристики можна виразити формулою

$$|\Phi(if)|^2 = \frac{1}{q^2} \cdot \frac{1+\xi^2 f^2}{(1-\xi f^2)^2+f^2} \quad (2.45)$$

Вираз для квадрату модуля частотної характеристики включає два співмножники. Перший співмножник $1/q^2$ показує, як перетворюються амплітуди зовнішнього навантаження в статичних умовах. Статичні умови мають місце або при дуже низьких частотах коливань зовнішнього

навантаження, або при безінерційному двигуні, коли ν, l, θ дорівнюють нулю.

Другий співмножник – позитивна величина. Арифметичний корінь з цієї величини

$$\lambda(f) = \frac{1 + \xi^2 f^2}{\sqrt{(1 - \xi \cdot f^2)^2 + f^2}} \quad (2.46)$$

λ – коефіцієнт динамічності двигуна – цей коефіцієнт показує, у скільки разів збільшується динамічна амплітуда в порівнянні із статичною на кожній частоті. Поведінка функції $\lambda(f)$ залежить від безрозмірної величини

ξ – комплексний параметр ξ , якщо робота виконується тільки на регуляторній гілці, визначається за формулою:

$$\xi = \nu \cdot \frac{|\alpha_1|}{I}$$

де $|\alpha_1|$ – жорсткість швидкісної характеристики на регуляторній гілці.

Якщо $f=0, \lambda=1$ то це є статичний режим

$M = q_0 = q\omega$ де q_0 – коефіцієнт рівняння; q – жорсткість ліанеризованої статичної характеристики;

$$\text{Тоді } \omega = \frac{(q_0 - M)}{q}$$

Визначимо момент через амплітуду коливань

$$M = A \sin \psi t + A_0$$

$$\text{Тоді } \omega = \frac{q_0 - A_0 - A \sin \psi t}{q} \quad \omega = -\frac{A}{q} \sin \psi t$$

де q – статична амплітуда

Необхідно відмітити, що до існуючих двигунів параметри роботи лежать в зоні стійкості, але за межами антирезонансної області. Тому можуть

виникати такі режими навантаження, коли амплітуда кутової швидкості

велика, а втрати потужності, в порівнянні з паспортними даними, досить

відчутті. При проектування двигуна доцільно вибирати параметри таким

чином, щоб $\xi \leq 0,5$.

РОЗДІЛ 3 РОЗРАХУНОК РІДИННОГО ДЕМПФЕРА КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ

3.1. Технічна характеристика двигунів

Двигуни Д-240 і Д-240Л - чотиритактні, чотирициліндрові, рядні, вертикальні дизелі, водяного охолодження з безпосереднім впорскуванням пального.

Показники	Марка двигунів Д-240 (з електростартером) Д-240Л (з пусковим двигуном)
Спосіб створення пальної суміші	Безпосереднє впорскування пального
Кількість циліндрів	4
Порядок роботи циліндрів	1-3-4-2
Діаметр циліндра, мм	110
Хід поршня, мм	125
Робочий об'єм циліндрів, л	4,75
Потужність експлуатаційна, к.с.	80
Номінальне число обертів, об/хв	2200
Максимальний крутний момент не менше, кгс-м	28,0
Максимальне число обертів холостого ходу не більше, об/хв	2380
Мінімальне число обертів холостого ходу не більше, об/хв	600
Паливний насос високого тиску	Чотирисекційний УТН-5 з підкачувальним насосом
Регулятор обертів	Відцентровий, всережимний з коректором подачі пального

Показники	Марка двигунів Д-240 (з електростартером) Д-240Л (з пусковим двигуном)
Форсунки	ФД-22, закритого типу з розпилюванням через 4 отвори
Паливні фільтри: фільтр грубої очистки фільтр тонкої очистки	З фільтруючим конусом і заспокоювачем. Три змінні паперові елементи типу БФДТ
Повітроочисник Система мащення	Комбінований: суха інерційна очистка і масляний підсушувач. Комбінована: підтиском від шестеренчастого насоса, розбризкуванням
Масляний фільтр Система охолодження	Повнопотокова центрифуга. Водяна з примусовою циркуляцією води від відцентрового насоса
Пусковий пристрій: Д-240 Д-240Л	Електростартер СТ-212А (4,5 к.с., 12 в) з дистанційним управлінням; Пусковий двигун П-10УД з дистанційним управлінням
Генератор	Г-304Д1- змінного струму
Маса двигуна, кг: Д-240 Д-240Л	430 490
Габаритні розміри, мм: довжина Ширина висота	985 1122 680 770 1270 1270

Основні заправні ємкості, л:

Система мащення (з радіатором)	15
Система охолодження (з радіатором) Д-240	19
Д-240Л	20
Картер паливного насоса	0,2
Піддон повітроочиювача	1,5
Редуктор пускового двигуна (двигун Д-240Л)	0,4

Основні дані для регулювань і контролю

Кут випередження подачі пального (номінальний) до ВМТ, град	26
Тиск початку впорскування пального форсункою, кгс/кв.см	175
Тиск масла в системі мащення (на прогрітому двигуні), кгс/кв.см: при номінальній частоті обертання колінчастого вала при максимальних обертах холостого ходу	2,0-3,0 0,8(не менше)
Рекомендована робоча температура	70-95
Прогин пасу приводу вентилятора при зусиллі 3-5 кг на ділянці, розташованій між шківками генератора і колінчастого валу, мм	10-15
Зазор між бойком коромисла і торцем стержня клапана (на прогрітому двигуні), мм	0,25
Зазор між електродами свічки запалювання пускового двигуна, мм	0,6-0,75
Зазор між шестернею включення стартера і торцем шайби в момент включення стартера мм: Стартер СТ-212А Стартер СТ-352Д	2,0-4,0 2,0
Кут випередження запалення у пускового двигуна, град до ВМТ	27
Момент затяжки, кгс-м: - болтів корінних підшипників - гайок болтів шатуна підшипників	20-22 14-16

болтів кріплення маховика	14-16
- гайок кріплення головки циліндрів	16-18
болта шківів колінчастого вала	10-12
- гайки кріплення маточини шківів водяного насоса	10-12
- гайок кріплення форсунок	2,5-3,0
- болтів кріплення фланців маслорозподільного патрубку	1,5-2,5

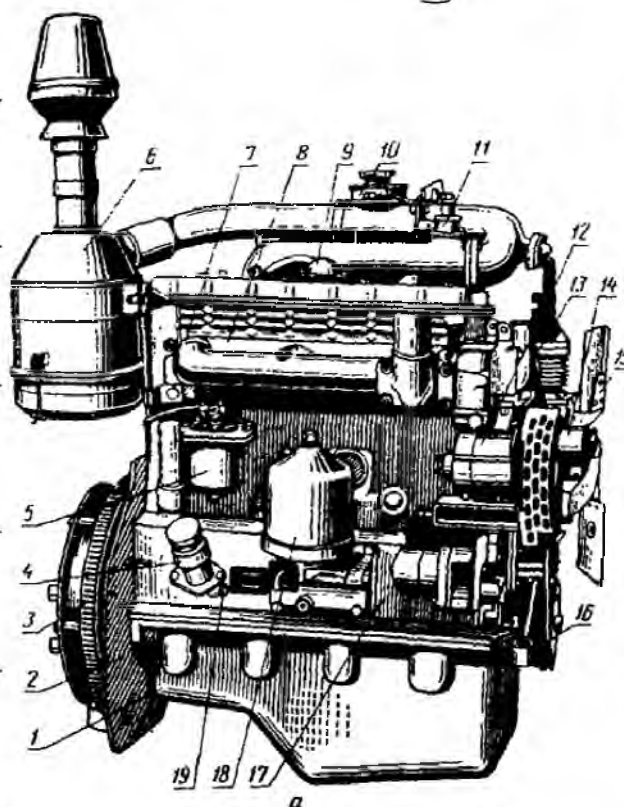


Рис 3.15. Двигун Д-240 (вид праворуч)

1 - картер; 2 - задній лист; 3 - маховик; 4 - маслозаливна горловина; 5 - фільтр грубого очищення палива; 6 - очисник повітря; 7 - випускний колектор; 8 - головка циліндрів; 9 - сапун; 10 - бачок електрофакельного підігрівача; 11 - електрофакельний підігрівач; 12 - генератор; 13 - термостат; 14 - водяний насос; 15 - вентилятор; 16 - ремінь вентилятора; 17 - передня опора; 18 - відцентровий масляний фільтр; 19 - масломірний лінійка.

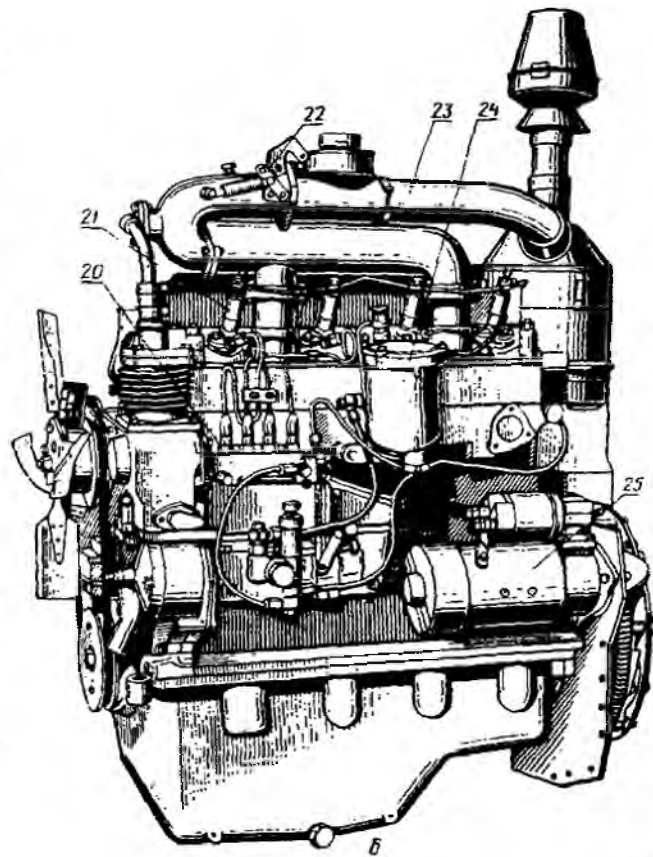


Рис 3.16. Двигун Д-240 (вид зліва)

20- паливний насос; 21 - форсунка; 22 - механізм аварійної зупинки; 23 - впускний колектор; 24 - фільтр тонкого очищення палива; 25 - стартер

3.2. Значення динамічних параметрів демфера

Внаслідок ковзання маховика відносно корпусу при наявності в'язкого тертя в зазорі виникає момент, що діє на маховик демфера зі сторони двигуна. Рівняння руху маховика виглядає так:

$$I_a \frac{d\omega_d}{dt} = M_d, \quad (3.1)$$

де M_d - момент опору демфера, який задається за формулою

$$M_d = \mu_1(\omega - \omega_d) \quad (3.2)$$

Кутсову швидкість маховика демфера (3.2) виражаємо через інші члени та продиференціюємо, тоді ми отримаємо вирази:

$$\omega_d = \omega - \frac{M_d}{\mu_1} \quad (3.4a)$$

$$\frac{d\omega_d}{dt} = \frac{d\omega}{dt} - \frac{1}{\mu_1} \frac{dM_d}{dt} \quad (3.4b)$$

Підставляємо (3.4б) у рівняння (3.1):

$$\mu_0 \frac{dM_d}{dt} + M_d = I_d \frac{d\omega}{dt} \quad (3.5)$$

де $\mu_0 = \frac{I_d}{\mu_1}$ – постійна часу демфера

Величина μ_0 не перебільшує 0,017 с, в більшості випадків вона буде більшою. Подивившись на рівняння (3.5) ми бачимо, що в'язкий демфер на зміну кутової швидкості реагує з інерційними запізненнями.

Величина інерційного запізнення характеризується коефіцієнтом μ_0 .
 Те як впливає в'язкий демфер на показники двигуна можна проаналізувати рівнянням. Щоб полегшити аналіз рівняння візьмемо його в формі, яка відповідає його частотній характеристиці

$$\xi_2 \frac{d^2\omega}{d\tau^2} + \frac{d\omega}{d\tau} + \omega = \frac{1}{k} \left(\xi_2 \frac{dM_c}{d\tau} + M_c \right) \quad (3.6)$$

де τ – безрозмірний час, $\tau = t\psi_n$

ψ_n – власна частота

k – жорсткість швидкісної характеристики

ω – кутова швидкість

M_c – момент зовнішнього навантаження

ξ_2 – безрозмірний коефіцієнт, постійний для кожного двигуна

Деміфер створює додатковий момент опору на головному валу та зменшує коливання кутової швидкості колінчастого вала. Алгебраїчно додаємо цей момент з моментом зовнішнього опору:

НУБІП України

$$\xi_2 \frac{d^2 \omega}{d\tau^2} + \frac{d\omega}{d\tau} + \omega + \frac{1}{k} \left(\xi_2 \frac{dM_d}{d\tau} + M_d \right) = \frac{1}{k} \left(\xi_2 \frac{dM_c}{d\tau} + M_c \right) \quad (3.7)$$

Рівняння демфера (3.5) перетворюємо у форму з безрозмірними часом

$$\mu \frac{dM_d}{d\tau} + M_d = j \frac{d\omega}{d\tau} \quad (3.8)$$

де $\mu = \frac{I_d \Psi_n}{\mu_1 J} = I_d \cdot \Psi_n$ [Hmc]
 Величину μ можна назвати безрозмірною в'язкою податливістю демфера.

Рівняння (3.7) і (3.8) відображають закон руху динамічної системи «двигун – демфер», які містять дві взаємопов'язані невідомі ω і M_d .

Далі ми отримали таке рівняння для системи «двигун – демфер»:

$$(\mu \xi_2 k) p^3 + (\xi_2 k + \mu k + \xi_2 j) p^2 + (k + j + k \mu) p + k = -[\mu \xi_2 p^2 + (\xi_2 + \mu) p + 1] M_c \quad (3.9)$$

Отриманому диференційному рівнянню (3.9) відповідає частотна характеристика системи:

$$\Phi_d(i f) = \frac{\mu \xi_2 (i f)^2 + (\mu + \xi_2) i f + 1}{\mu \xi_2 k (i f)^3 + (\xi_2 k + \xi_2 j + \mu k) (i f)^2 + (k + j + k \mu) i f + k} \quad (3.10)$$

В якості критерія для вибору параметрів в'язкого демфера μ і j може відповідати співвідношення:

$$|\Phi_d(i f)| \leq |\Phi(i f)| \quad (3.11)$$

Умова (3.11) повинна виконуватися на всіх частотах двигуна. У випадках коли на деякому інтервалі частот умова не виконується, то використання низькочастотного в'язкого демфера недоцільне. Знаючи те що під час експлуатації при виконанні різноманітних сільськогосподарських операцій, зовнішні навантаження різні, можлива така ситуація коли найбільш інтенсивні коливання випадають на той діапазон частот, в якому умова не виконується. В цьому випадку демфер не покращить роботу двигуна, а тільки погіршить.

Дослідити аналітично нерівність (3.11) досить проблематично через складність виразів, що знаходяться в лівій та правій частині і великої кількості незалежних параметрів. Тому щоб вибрати коефіцієнти μ і j використали табулювання функції $|\Phi_a(if)|$ та $|\Phi(if)|$ при значеннях безрозмірної частоти f в межах від 0 до 5 з кроком 0.2. Розрахунки проводились на двигунах: (Д-50; СМД-14А; СМД-62; Д-65; Д-240; СМД-60 та ін), величину q приймали рівною жорсткості регуляторної характеристики $|a_1|$. Кожен двигун отримав декілька розрахунків при різних комбінаціях μ і j .

Графіки залежності динамічного коефіцієнта двигуна з вязким демпфером від безрозмірної частоти показали що вони схожі між собою тому їх представили у вигляді як показано на рис. 3.1. Помноживши значення модуля істотної характеристики на її жорсткість q ми отримали динамічний коефіцієнт. Крива 1 показує двигун без демпфера (коли μ і j рівні нулю). Інші криві демпфера побудовані для різних поєднань значень μ і j .

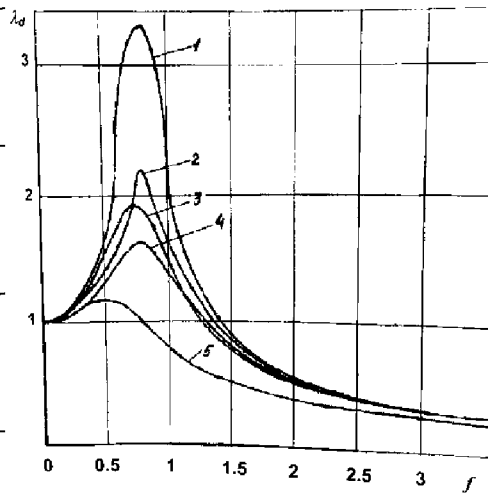


Рис. 3.1 Залежність динамічного коефіцієнту двигуна від безрозмірної частоти при різних значеннях μ і j

1 — $\mu = 0; j = 0$; 2 — $\mu = 2; j = 10$; 3 — $\mu = 1; j = 10$; 4 — $\mu = 2; j = 20$; 5 — $\mu = 0,75; j = 30$;

Рис. 3.1 показує, що демпфер сильно покращує динамічні властивості двигуна. Умова (3.8) виконується на всіх частотах. Найбільший вплив відбувається саме в зоні низькочастотного піку динамічного коефіцієнта двигуна.

Рекомендується вибирати приведену в'язкість демпфера μ_1 , виходячи з умов забезпечення максимуму роботи моменту опору демпфера M_d на певній частоті Ψ . Ця умова дає таке співвідношення між приведеною в'язкістю μ_1 моментом інерції маховика демпфера

$$\mu_1 = I_d \Psi$$

Прийнявши ключову частоту за власну частоту механічної частини двигуна Ψ_n , то демпфер в цьому випадку покращить роботу двигуна на низьких частотах при автоматичному регулюванні в діапазоні коливань системи. Тоді подаєливість демпфера μ що виходить із співвідношення (3.8), дорівнює одиниці.

Проведені комп'ютерні розрахунки показали правильність вибору саме такої податливості. Крива динамічного коефіцієнта найкраще себе показує при $0,75 \leq \mu \leq 1,25$.

Збільшивши параметр j покращить роботу демпфера. Тому рекомендовано виконувати саме таку послідовність підбору параметрів демпфера.

Момент інерції можна визначити за допомогою співвідношення:

$$I_d = \frac{j+1}{k} \quad (3.12)$$

$j = 0 \dots 30 \text{ Имс}$

де k жорсткість швидкісної характеристики двигуна на регуляторній гілці;

I – момент інерції двигуна

Приведена в'язкість

$$\mu_1 = \frac{I_d k}{I} \quad (3.13)$$

Щоб вибрати конструктивні розміри демпфера можна використати такі формули:

$$\mu_1 = \frac{2\pi n}{h} \left(R_1^3 L + R_2^3 L + \frac{R_1^4 - R_2^4}{2} \right), \text{ Нмс} \quad (3.14)$$

$$I_d = \rho \frac{\pi(R_1^2 - R_2^2)L}{4} \left(R_1^2 + R_2^2 + \frac{L^2}{3} \right), \text{ кгм}^2 \quad (3.15)$$

по відомим значенням μ_1 і I_d .

Утворена сила тертя при відносному русі в рідині двох поверхонь з площею S , визначається співвідношенням.

$$P = n \frac{SV}{h} \quad (3.16)$$

де n – динамічна в'язкість рідини [$\text{Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^{-2}$]

V – відносна швидкість зміщення поверхонь

h – зазор між маховиком і корпусом.

Між двома малими кільцевими поверхнями dS , що на торці, виникає елементарний момент тертя в самому демпфері:

$$dM = R dP = \frac{nR^2}{h} (\omega - \omega_d) dS \quad (3.17)$$

де dP – елементарна сила в'язкості взаємодії;

R – радіус кільцевої ділянки;

ω – кутова швидкість корпусу;

ω_d – кутова швидкість маховика демпфера.

Момент тертя на зовнішньому та внутрішньому ободі:

$$M_H = n \frac{2\pi R_1^3}{h} L (\omega - \omega_d), M_1 = n \frac{2\pi R_2^3}{h} L (\omega - \omega_d) \quad (3.18)$$

де L – ширина обода маховика демпфера.

Виходячи з того, що $dS = 2\pi R dR$, то загальний момент тертя в демпфері на двох торцях і двох ободах

$$M_d = n \frac{2\pi}{h} (\omega - \omega_d) \left(R_1^3 L + R_2^3 L + 2 \int_{R_2}^{R_1} R^3 dR \right) = n \frac{2\pi}{h} (\omega - \omega_d) \left(R_1^3 L + R_2^3 L + \frac{R_1^4}{2} - \frac{R_2^4}{2} \right) \quad (3.19)$$

Формула (3.19) показує, що різниця кутових швидкостей маховика та корпусу прямо пропорційна моменту тертя при постійній вязкості рідини.

3.3. Визначення конструктивних параметрів демпфера.

Демпфер не тільки ефективний для гасіння крутильних коливань, а й для коливань кутової швидкості.

Взьмемо двигун Д-240 та визначимо конструктивні параметри демпфера, врахувавши можливості його встановлення на рамі трактора МТХ-80/82.

Вихідні дані розрахунку:

1) Миттєва густина чавуну $\rho_{\text{ч}} = 7.10 (\text{г/см}^3) = 7100 (\text{кг/м}^3)$

2) Питома густина сталі $\rho_{\text{ст}} = 7.50 (\text{г/см}^3) = 7500 (\text{кг/м}^3)$

3) $k = |\alpha_1| = 13.14 (\text{Нмс})$ – жорсткість швидкісної характеристики

4) $|\alpha_1| = 13.14 (\text{Нмс})$ – жорсткість швидкісної характеристики на регуляторній гілці

5) Момент інерції маховика двигуна $I_a = 2.2 (\text{кгм}^2)$

6) $\Psi_n = 5.97 (\text{с}^{-1})$ – власна частота коливань двигуна

IV Визначаємо момент інерції маховика демпфера

$$I_{MD} = \frac{j \cdot I_a}{k} = \frac{3.94 \cdot 2.2}{13.14} = 0.66 (\text{кгм}^2)$$

j – параметр що покращує роботу демпфера; знаходиться в межах (0...30) Нмс;

1. Визначаємо приведену в'язкість

$$\mu_1 = \frac{I_{MD} \cdot k}{I_a} = \frac{0.66 \cdot 13.14}{2.2} = 3.942 (\text{Нмс});$$

Із умови забезпечення максимуму роботи опору демпфера I_{MD} на частоті Ψ , потрібно вибрати приведену вязкість демпфера. З цієї умови ми

маємо співвідношення приведеної вязкості та моментом інерції маховика демпфера:

$$\mu_1 = I_{MD} \cdot \Psi$$

Для того щоб демпфер покращив роботу двигуна на низьких частотах в діапазоні коливань системи автоматичного регулювання, головну частоту приймаємо як власну частоту механічної частини двигуна Ψ_n :

$$\mu_1 = I_{MD} \cdot \Psi = 0,66 \cdot 5,97 = 3,940 \text{ (Нмс)}$$

Беремо максимальні значення радіусов маховика демпфера та розраховуємо динамічно вязкість рідини: $R_1 = 190 \text{ мм}$, $R_2 = 40 \text{ мм}$,

$L = 80 \text{ мм}$ (також враховуємо можливості встановлення демпфера, щоб він підходив під розміри рами трактора).

$$\mu_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{h} \cdot (R_1^3 \cdot L + R_2^3 \cdot L + \frac{R_1^4 - R_2^4}{2}) =$$

$$3,940 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot n}{0,00002} \cdot (0,190^3 \cdot 0,08 + 0,04^3 \cdot 0,08 + \frac{0,19^4 - 0,04^4}{2})$$

$$3,940 = 378,1 \cdot n \Rightarrow n = 0,011$$

Виходить що $n = 0,011 \text{ (Нс/м}^2\text{)}$

3. Безрозмірну в'язку податливість знаходимо з формули:

$$\mu = \frac{I_{MD} \cdot \Psi_n}{\mu_1} = \frac{0,66 \cdot 5,97}{3,940} = 1$$

4. Знаючи розміри маховика та густину його матеріалу, перевіряємо значення моменту інерції маховика:

$$I_{MD} = \rho \cdot \frac{\pi(R_1^2 - R_2^2) \cdot L}{4} \cdot (R_1^2 + R_2^2 + \frac{L^2}{3})$$

$$I_{MD} = 7100 \cdot \frac{3,14 \cdot (0,19^2 - 0,04^2) \cdot 0,08}{4} \cdot (0,19^2 + 0,04^2 + \frac{0,08^2}{3})$$

$$I_{MD} = 0,62 \text{ (кгм}^2\text{)}$$

5. Отримані конструктивні параметри демпфера:

Маховик $R_1 = 190 \text{ мм}$, $R_2 = 40 \text{ мм}$, $L = 80 \text{ мм}$

Зазори між маховиком, кришкою і корпусом демпфера як і рекомендовано підручником $h = 0,20$ мм;

Корпус демпфера $R_1 = 194,2$ мм, $R_2 = 17,5$ мм $L = 88,4$ мм;

Безрозмірна в'язка податливість демпфера $\mu = 1$;

Динамічна в'язкість рідини $n = 0,011$ (Нс/м²)

Параметр, що покращує роботу демпфера $j = 3,942$ (Нмс);

6. Визначення ваги демпфера:

1) Маховик

$$m_M = V_M \cdot \rho_M = 0,000864 \cdot 7100 = 6,138 \text{ кг}$$

2) Корпус

$$m_K = V_K \cdot \rho_{ст} = 0,0007539 \cdot 7500 = 5,654 \text{ кг}$$

3) Кришка

$$m_{кр} = V_{кр} \cdot \rho_{ст} = 0,000844 \cdot 7500 = 6,33 \text{ кг}$$

4) Бронзова втулка

$$m_{вт} = V_{вт} \cdot \rho_{бр} = 0,0000358 \cdot 8500 = 0,304 \text{ кг}$$

5) Загальна вага: $m_{зг} = m_M + m_K + m_{кр} + m_{вт} = 6,138 + 5,654 + 6,33 +$

$0,304 = 18,426$ кг

РОЗДІЛ 4 ЕКОНОМІЧНА СТОРОНА ПРОЄКТУ

4.1. Розрахунок капіталовкладень на виготовлення рідинного демпфера

Щоб збільшити економічну ефективність у виробництво можна вводити нові технології, обладнання машин та пристроїв до них. Характеристика економічної ефективності визначається підвищенням продуктивності праці, зниження витрат, часом окупності. В цьому випадку нововведенням є рідинний демпфер для гасіння крутильних коливань.

Ціна є одним із важливіших економічних показників. Для її розрахунку є декілька способів.

В балансову вартість двигуна (C_6) входять такі складові

$$C_6 = C_{\text{пр}} + Y + T_p + M + C_6 \quad (4.1)$$

де $C_{\text{пр}}$ – ціна двигуна за прејскурантком, грн.;

Y – витрати на пакування, грн.;

T_p – витрати на доставку машини, грн.;

M – витрати на монтаж, грн.;

C_6 – витрати на утримання збутових та постачальних організацій, грн.;

Її можна ще визначити за формулою:

$$C_6 = n \cdot C_{\text{пр}} \quad (4.2)$$

де n – коефіцієнт, що враховує витрати на доставку і монтаж машини, а також на утримання.

Середнє значення цього коефіцієнта для машин, що не потребують монтажу, дорівнює 1.1, а для тих, що монтуються -1.2.

$$C_{\text{пр}} = k_{\text{виг}} (C_1 + C_2 + C_3 + C_4) \quad (4.3)$$

де $C_1 = m_m \cdot C_{\text{чав}}$ – вартість металу для виготовлення маховика демпфера;

$C_2 = m_{\text{кор}} \cdot C_{\text{ст}}$ – вартість металу для виготовлення корпусу демпфера;

$C_3 = m_{\text{кр}} \cdot C_{\text{ст}}$ – вартість металу для виготовлення кришки демпфера;

$C_1 = m_{\text{вт}} \cdot C_{\text{бр}}$ – вартість металу для виготовлення втулки демпфера;

$$C_1 = 61 \cdot 44,08 = 2688,7 \text{ грн.}$$

$$C_2 = 5.650 \cdot 44,1 = 248,2 \text{ грн.}$$

$$C_3 = 3.50 \cdot 44,1 = 154,4 \text{ грн.}$$

$$C_4 = 0.333 \cdot 105,15 = 34,7 \text{ грн.}$$

$k_{\text{виг}} = 1.8$ – коефіцієнт, який враховує витрату коштів на виготовлення (виливка, фінішна обробка) демпфера.

$$C_{\text{пр}} = 1,8 \cdot (2688,7 + 248,2 + 154,4 + 34,7) = 6180 \text{ грн.}$$

Прейскурантна ціна двигуна на серпень місяць 2022р. становить 251330 грн., а із демпфером – 257500 грн.

Балансова вартість двигуна без демпфера становить

$$C_6 = 1.2 \cdot 251330 = 301596 \text{ грн.}$$

Балансова вартість двигуна з демпфером становить

$$C_{\text{бт}} = 1.2 \cdot 257500 = 309000 \text{ грн.}$$

4.2. Ефективні показники двигуна з рідинним демпфером.

Головне завдання рідинного поглинача (демпфера) крутильних коливань – поглинання крутильних високо- та низькочастотних коливань, які виникають у двигуні при його роботі у сільськогосподарському виробництві.

Для визначення ефективних показників від встановлення проектуємого демпфера на двигун Д-240 я побудував залежність динамічного коефіцієнта λ від безрозмірної частоти f для двигуна без демпфера і з демпфером (рис 4.1.).

З даного рисунку дуже чітко видно різницю між динамічними коефіцієнтами «голого» двигуна ($\mu = 0; j = 0$) і двигуна з демпфером (при різних значеннях $\mu = ; j =$). Чим менше значення динамічного коефіцієнту ти краще веде себе

двигун при роботі. Штриховою лінією показано функцію $\lambda(f)$

спроектованого демпфера. Отже даний демпфер поглинає крутильні коливання якраз в області власних коливань, що ми і закладали йому за умову.

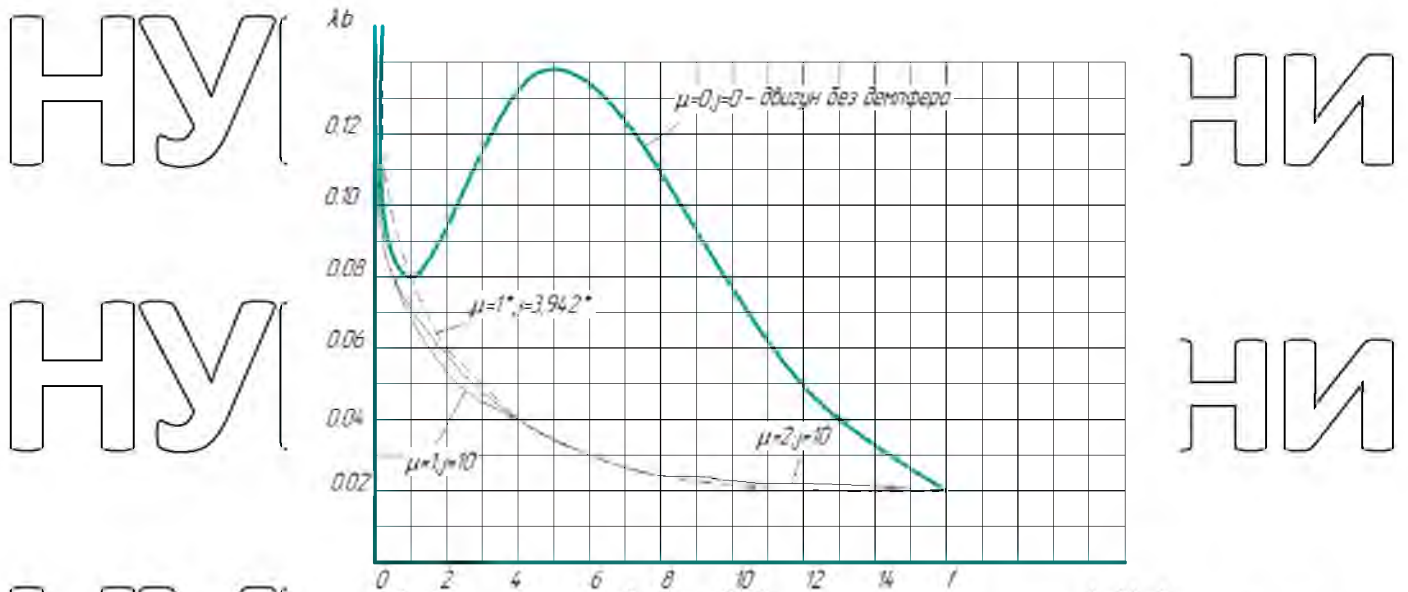


Рис. 4.1. Динамічний коефіцієнт двигуна з рідинним демпфером при різних значеннях μ і j

На рис 4.2. представлені графіки залежності потужності (статичний режим - N , і динамічний режим - N_d) від кутової швидкості колінчастого валу двигуна. Графік N_d вображає падіння потужності при роботі двигуна на сільськогосподарських операціях. Найбільше падіння потужності двигун зазнає при роботі на номінальному режимі.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

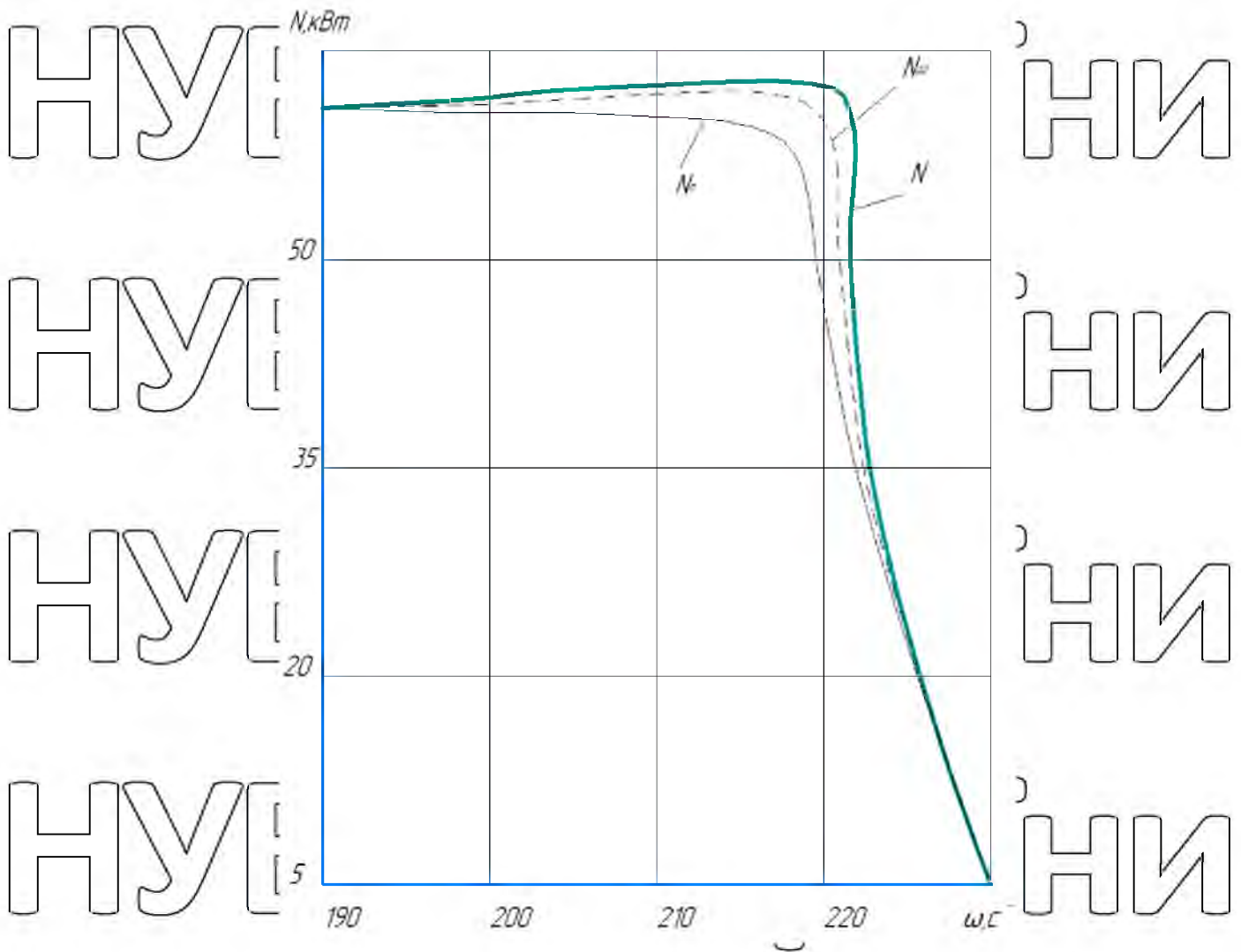


Рис. 4.2. Залежність потужності дизеля Д-240 від кутової швидкості

N, N_d - статична і динамічна залежності без демпфера; $N_{д}$ - динамічна залежність з демпфером

Враховуючи графіки на рис 4.1. я побудував графік падіння потужності двигуна при роботі з демпфером $N_{д}$. Як видно з графіку падіння потужності зменшилося з 15-20% до 3-5%, що і ставилося як задача для даного проекту. Більш стійке значення ефективної потужності при виконанні робіт дозволяє збільшити продуктивність трактора.

ВИСНОВКИ

НУБІП України

Метою виконаного магістерського проекту була розробка рідинного поглинача крутильних коливань.

В процесі виконання проекту були проведені експериментальні дослідження і знята регуляторна характеристика для двигуна Д-240. За допомогою комп'ютера отримано залежності динамічного коефіцієнта двигуна від безрозмірної частоти f ($f \equiv \psi / \psi_n$) де ψ_n – власна частота коливань, вона приймалась за базову. Графік показує, що демпфер поглинає пік крутильних

НУБІП України

коливань саме в тій зоні на яку ми розраховували (в зоні дуже близькій до власних коливань, які являються для даного двигуна найнебезпечнішими).

НУБІП України

Результатом виконання проекту є спроектовані конструктивні розміри демпфера, і побудовано графік падіння потужності при роботі двигуна з демпфером.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Хандрос М.Я. Повышение эффективности функционирования мобильного сельскохозяйственного агрегата путем улучшения его динамических параметров: Дисертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.20.01. - К., 1999-313 с.

2. Хандрос М. Я. Підвищення ефективності функціонування мобільного сільськогосподарського агрегату шляхом поліпшення його динамічних параметрів: Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук: 05.20.01 / Нац. агр. унів. - К., 1999 - 21с.

3. Шкробак В. С., Калужный И. Г. Сравнительный анализ влияния типа двигателя на основные показатели сельскохозяйственного агрегата. Двигателестроение, № 3, 1985 с. 50 - 55.

4. Вейц В Л., Коловский М. З., Кочура А. З. Динамика управляемых машинных агрегатов. - М.: Наука, 1984 - 352 с.

5. Савченко І.Д. Приводи систем керування. Дніпро, РВВ ДНУ, 2014 – 40 с.

6. Основы современных методов расчёта на прочность в машиностроении (Расчёты при динамической нагрузке. Устойчивость. Ползучесть) / Под ред. С. Д. Пономарёва. М.: Машгиз, 1952 - 862 с.

7. Шуляк М.І.О. Формування функціональної стабільності тракторів на транспортних роботах: Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук, 2017 – 12 с.

8. Чистяков В. К. Динамика поршневых і комбинированных двигателей внутреннего сгорания. - М.: Машиностроение, 1989 - 255 с.

9. Дипломне та курсове проектування / Під ред. Проф. Дацишина О. В. - К.: Урожай, 1996 – 191 с.

10. Алексеев В. В. и др. Демпфирование крутильных колебаний в судовых валопроводах. - Л.: Судостроение, 1973 - 279 с.

11. В.Г. Хижняк. Металознавство // Енциклопедія сучасної України / гол. редкол.: І.М. Дзюба, А.І. Жуковський, М.Г. Железняк; НАН України, НТШ. Київ: Інститут енциклопедичних досліджень НАН України, 2018

12. Артьомов М. А. До дослідження динаміки колісного сільськогосподарського машинно-тракторного агрегату. 2010. - 5 с.

13. Островерх О.О., Краснокутський В.М., Крюкова Т.О. Керованість та стійкість руху тракторів. - Харків: Друкарня Мадрид, 2021 - 11 с.

14. Заховайко О.П. Теорія Механізмів та машин: Курс лекцій для студентів спеціальності «Динаміка та міцність машин», Київ-НТУУ «КПІ» 2010.- 31 с.

15. Авраменко А.М. Наукові основи розв'язання спряжених задач термогазодинаміки при моделюванні гомогенного процесу дизельного двигуна. - Харків. 2020 – 486 с.

16. Відпрацьовані гази : навч.-метод. Посіб. Уклад. О.Д. Лановенко, О.О. Остапшина. - Херсон: ПП Вишемирський В.С., 2013 – 38 с.

17. Кожушко А.П. Коливання механічних систем в автомобіле- та тракторобудуванні: Навчальний посібник для студентів спеціальності «Галузеве машинобудування». - Харків. ФОП. Панов А.М. 2018

18. Положення про дипломний проєкт (роботу) в НАУ / Під ред. Мельничука Д. Р. - К.: Нац. агр. унів., 1998 - 53 с.

19. Морозов Ю.В. Трактори і Автомобілі. – роб.прог. – Рівне 2019 - 19 с.

20. Основы автоматического управления. Под ред. В.С.Пугачева -М.: Наука, 1968-680с.

21. Хандрос М. Я. Методы обработки результатов исследований в сельском хозяйстве. /Применение математических методов в исследованиях процессов сельскохозяйственного производства (методическое пособие) //УНИИМЭСХ. - К.: 1969 - с. 8 - 58.

22. Хандрос М. Я. Дослідження динаміки машинно-тракторного агрегату методом спектрального аналізу. /Застосування математичних методів у дослідженнях складних процесів сільськогосподарського виробництва. - К.:

Урожай, 1972 - с. 17-25

23. Виленкин С. Я. Статистические методы исследования систем автоматического регулирования. -М.: Советское радио, 1967 - 200 с.

24. Отнес Р., Эноксон Л. Прикладной анализ временных рядов.: Основные методы. - М.: Мир, 1982 - 428 с.

25. Термінологічний словник-довідник з прикладної механіки для студентів інженерно-хімічних спеціальностей; уклад. О.А. Крієнко. – Київ : НТУУ «КПІ», 2011.

26. Гнітько С.М., Бучинський М.Я., Попов С.В., Чернявський Ю.В. Технологічні машини: підручник для студентів спеціальностей механічної інженерії закладів вищої освіти. – Харків: НТМТ, 2020. – 258 с.

27. В.І. Мороз, О.В. Братченко, А.В. Павшенко Теорія механізмів та машин. – Харків, 2013. - 157 с.

28. Воронов А. А. элементы теории автоматического регулирования. - М.: Воениздат, 1954-471 с.

29. Конструирование и производство топливной аппаратуры тракторных дизелей. /В. Г. Кислов и др. - М.: Машиностроение, 1971-302 с.

30. Настенко Н. Н., Ворошок Л. А., Грунауэр А. А. Регуляторы тракторных и комбайновых двигателей: Проектирование, расчёт и испытание. - М.: Машиностроение, 1965 - 251 с.

31. Крутов В. И., Ландышев А. Б., Минцев В. В. Синтез алгоритмов формирования статической характеристики дизеля для электронной системы автоматического управления частотой вращения вала. - Двигателестроение, № 10, 1990 - с. 22 - 25.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП **ДОДАТКИ** України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

Форм	Зона	Поз.	Позначення	Назва	Кільк.	Примітка
				<u>Документація</u>		
A4				Пояснювальна записка	1	
A1				Складальне креслення	1	
				<u>Складальні одиниці</u>		
		2		В'язкий демпфер	1	
				Водяний насос	1	
		8		Масляний насос	1	
				<u>Деталі</u>		
		6		Вал водяного насоса	1	
		1		Вентилятор	1	
		7		Колінчастий вал	1	
		5		Піддон	1	
		3		Шків ведучий	1	
		4		Шків ведений	1	

НУБІП України