

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ
ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ

ДИПЛОМНА РОБОТА

Освітнього ступеня «Магістр»

на тему: **«ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ
МАЛОБ'ЄМНОГО ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ДЛЯ
ПРИВОДУ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЗАСОБІВ МАЛОЇ МЕХАНІЗАЦІЇ»**

Виконав: студент 6 курсу групи Аін-63

Спеціальності 208 «АГРОІНЖЕНЕРІЯ»

(шифр і назва)

Фірман Віталій Володимирович

(прізвище ім'я та по батькові)

Керівник: к.т.н., доцент Шевчук В.В.

(наук. ст., вчене звання, прізвище та ініціали)

Рецензент: _____

(наук. ст., вчене звання, прізвище ініціали)

ДУБЛЯНИ 2021

Магістерська робота: 56 с. текст. част., 16 рис, 2 табл., 19 джерел.
«Дослідження техніко-економічних параметрів малооб'ємного двигуна внутрішнього згоряння для приводу робочих органів засобів малої механізації» Фірман В.В. – Магістерська робота. Кафедра автомобілів і тракторів. – Дубляни, Львівський НАУ, 2021.

Проведений аналіз конструкцій бензопил STIHL, особливостей та принципу їх роботи; проаналізувати переваги та недоліки.

Здійснити теоретичні дослідження особливостей розрахунку двотактних двигунів

Розроблено стенд та проведені експериментальні дослідження техніко-економічних показників бензопили STIHL.

Встановлено робочі швидкості, оберти пилки, при яких у зчепленні пилки немає пробуксовування.

Визначена ціна розробленого стенду складає 65653 гривень.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1	
ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА ДОСЛІДЖЕННЯ.....	8
1.1. Використання мало об'ємних двигунів внутрішнього згорання.....	8
1.1.1. Загальна характеристика.....	8
1.1.2. Напрямки розвитку бензинових ДВЗ малого і середнього робочого об'єму.....	9
1.1.3. Сфера застосування бензинових ланцюгових пил.....	10
1.2. Аналіз конструкцій бензопил, особливості та принцип роботи бензопил STIHL.....	11
1.3. STIHL, переваги і недоліки.....	22
Висновки за розділом	23
РОЗДІЛ 2	
ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	24
2.1. Особливості розрахунку двотактних двигунів.....	24
РОЗДІЛ 3	
МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	28
3.1. Методика для вимірювання частоти обертання і пробуксовки муфти бензопили	28
3.1.1. Вимірювальна станція та система.....	28
3.1.2. Визначення точності вимірювань.....	29
3.2. Результати впливу зчеплення на взаємодію з двигуном бензопили.....	33
3.3. Результати дослідження параметрів, що впливають на мінливість опору різання деревини бензопилою STIHL.....	40
Висновки за розділом.....	42
РОЗДІЛ 4	
ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	44
РОЗДІЛ 5	
ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	49
5.1. Визначення ціни виготовлення навчального стенду для випробовування малооб'ємного двигуна внутрішнього згорання STIHL MS661.....	49
Висновки за розділом.....	51
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ	52
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	54

ВСТУП

Робота з ланцюговою пилюкою через вібрації, шум і можливість отримання фізичних травм під час її виконання все ще є важким тягарем і загрозою для пилюки. Одним із факторів, що сприяють підвищенню безпеки та здоров'я при роботі з бензопилою та зменшенню енергетичних зусиль пилюки, є скорочення часу роботи. Це можна зробити, підвищивши ефективність різання поверхні деревини. Значною мірою це збільшення залежить від системи приводу бензопили, включаючи параметри двигуна та зчеплення.

Висока гнучкість правильно розроблених і керованих муфт, що використовуються в бензопилах, забезпечує плавне, безударне включення ланцюгового приводу та зменшення динамічних змін при раптовому підвищенні опору різанню. Це зменшує навантаження на ручки пилюки та ризик обриву ланцюга під час роботи.

Під час роботи системи приводу пилюки виникають різниці швидкостей обертання між губками леза та барабаном зчеплення. Те, що муфта пробуксовує, підтверджується тим, що під час роботи її температура підвищується [3], [4]. Залежно від робочого стану пилюки різниця швидкостей може виникати в одному напрямку (одностороннє ковзання) або в двох напрямках (двостороннє ковзання). Пробуксовки в зчепленні викликані великою нерівномірністю кутової швидкості двигуна та сил інерції ріжучої системи, які сприяють зміні моменту навантаження на зчеплення та моментальним двостороннім пробуксовуванням між губками та барабаном [2]. Односпрямоване ковзання викликане надмірним навантаженням на систему приводу через силу різання деревини.

У дослідженнях бензопил, пов'язаних із силою різання деревини, до цього часу не розглядалася проблема мінливості цієї сили та її зв'язку з характером роботи двигуна чи станом чи типом системи різання бензопили. звернувся.

Проведені дослідження найчастіше включали робочий інструмент, тобто бензопилу, та його вплив на ефективність різання, а для аналізів

використовували середні значення сили різання. Враховуючи той факт, що привід передається на пилку через муфту, яка внаслідок тертя під час роботи зношується, що спричиняє зміну її характеристик, та враховуючи характер роботи двигуна пилки, були проведені випробування на визначити мінливість опору різанню деревини і зв'язати їх зі станом зчеплення і роботою електродвигуна пилки.

Безсумнівно, суттєвим для подальших дослідницьких робіт є той факт, що мінливість опору різанню слід вбачати в характері роботи електродвигуна пилки.

РОЗДІЛ 1

ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Використання мало об'ємних двигунів внутрішнього згорання

1.1.1 Загальна характеристика

Двигун внутрішнього згорання – теплова машина, в якій хімічна енергія палива, що згоряє в робочій зоні, перетворюється на механічну роботу. ККД = 10-42 %.

157 років тому з'явився двигун внутрішнього згорання

24 січня 1860 року вважають офіційним Днем народження двигуна внутрішнього згорання.

У цей день бельгійський інженер Жан Жозеф Етьєн Ленуар запатентував свою ідею - запалити повітряно-газову суміш у газовому двигуні електричною іскрою. І до кінця 1860 року побудував двигун внутрішнього згорання потужністю 11,97 к. с.

Двотактний двигун – поршневий двигун внутрішнього згорання, в якому робочий процес в кожному з циліндрів відбувається за один оберт колінчастого вала, тобто за два ходи поршня.

Принцип дії двигунів.

Такти стиснення і робочого ходу в двотактному двигуні відбуваються так само, як і в чотиритактному, але процеси очищення та наповнення циліндра суміщені і здійснюються не в рамках окремих тактів, а за коротку годину, коли поршень знаходиться поблизу нижньої мертвої точки.

У зв'язку з тим, що у двотактному двигуні, при однаковій кількості циліндрів і частоті обертання колінчастого вала, робочі ходи відбуваються вдвічі частіше, літрова потужність двотактних двигунів є вищою, ніж чотиритактних — в 1,6-1,8 рази, оскільки частина корисного ходу поршня займає продування — «такт» газообміну, що суміщає впуск і вихлоп, а сам газообмін менш досконалий, ніж у чотиритактних двигунів [9]-[13].

На відміну від чотиритактних двигунів, де витіснення відпрацьованих газів і всмоктування свіжої суміші здійснюється самим поршнем, у двотактних двигунах газообмін відбувається за рахунок подачі в циліндр робочої суміші або повітря (у дизелях) під тиском, створюваним спеціальним продувальним насосом — повітрорудкою, а сам процес отримав назву - продування. У процесі продування паливно-повітряна суміш витісняє продукти горіння з циліндра у випускні канали, займаючи їхнє місце. При цьому частина свіжого заряду теж потрапляє у вихлопні канали і втрачається, що погіршує економічність карбюраторного двотактного двигуна [9]-[13].

1.1.2 Напрямки розвитку бензинових ДВЗ малого і середнього робочого об'єму

Головними напрямками розвитку найбільш поширених бензинових ДВЗ малого і середнього робочого об'єму на перспективу залишаються подальше підвищення механічного ККД і економічних показників, зниження токсичності відпрацьованих газів. Триватиме пошук нових матеріалів і технологій, розробка систем наддуву і нових робочих процесів. Науково-дослідні роботи по всіх цих напрямках виконуються з усе більш широким застосуванням ЕОМ і програм, що складаються з використанням даних, отриманих в експериментах [9]-[13].

За останні 20 років розвиток бензинових ДВЗ вже забезпечив середнє зниження питомої витрати палива більш ніж на 20% при одночасному задоволенні жорстких норм на токсичність викидів. Знайдено засоби реалізації більш ефективного малотоксичного процесу згорання при підвищеному ступені стиснення і використанні збідненої паливно-повітряної суміші. Окремі розробки впроваджені в конструкціях серійних ДВЗ звичайної схеми, а також в отримують поширення і краще для цього пристосовані ДВЗ з трьох- і чотирьохклапанними головками циліндрів [9]-[13].

Для розширення області якісного регулювання згоряння і зниження втрат на газообмін розроблені різні схеми відключення одного циліндра (або груп циліндрів) для зменшення робочого об'єму на режимах часткових навантажень. Та ж ідея реалізується в серійному виробництві ДВЗ зі зменшеним робочим об'ємом і компенсацією показників потужності на повному навантаженні шляхом введення наддуву [9]-[13].

На рівні експериментальних досліджень розглядаються можливості регулювання ступеня стиснення і фаз газорозподілу під час роботи ДВЗ.

З метою спрощення технології, зниження маси, зменшення механічних і теплових навантажень, рівня шуму і вібрацій тривають роботи по використанню композиційних матеріалів на основі пластичних мас. Істотне поліпшення фізико-хімічних властивостей керамічних матеріалів також дозволило застосувати їх в реальних конструкціях ДВЗ [9]-[13].

1.1.3 Сфера застосування бензинових ланцюгових пил

Сфера застосування бензинових ланцюгових пил достатнього широка. Залежно від комплектації і технічного оснащення пристрої застосовуються для [9]-[13]:

- заготівлі дров;
- розпилювання деревини будь-якої товщини;
- проріджування і валки лісу;
- будівництво;
- догляду за садом;
- рятувальні роботи .

Фірмова бензопила STIHL побутового класу в різних модифікаціях входить в інструментальний парк багатьох приватних і фермерських господарств, легкі і малогабаритні моделі використовуються на висотних роботах.

Потужна і безвідмовна при роботі в складних умовах професійна пила Штиль комплектує штатне устаткування лісопромислових організацій та аварійно-рятувальних загонів.

Побутові пили - найпримітивніші. До їх допомоги, як правило, вдаються від випадку до випадку, наприклад коли треба заготовити дрова для каміна. Функціональні здібності таких пил мінімальні. Вони розраховані в середньому на 20 годин експлуатації в місяць (близько 40 хвилин на день), а їх невисока потужність компенсується легкою вагою і зручністю в обігу [9]-[13].

Напівпрофесійні моделі виконують будь-які роботи - від ремонтно-будівельних до ваління дерев. Єдиний їхній недолік - неможливість використання по 8-10 годин на добу протягом тривалого періоду. Нерідко вони служать сучкорізом на лісоповалі [9]-[13].

Професійні бензопили володіють високою потужністю (як правило, більше 2,5 кВт) і характеризуються широким спектром функцій. Їх застосовують в якості вальних пил, вони можуть без втоми трудитися весь рік по 10-16 годин на добу. Головна ж особливість професійного інструменту - 8 годин роботи без перерви. Такі пили виготовляють з міцних і зносостійких матеріалів, а їх ресурс коливається в межах 1300-2000 мотогодин (в побутових моделях цей показник в 2-3 рази нижче) [9]-[13].

1.2 Аналіз конструкцій бензопил, особливості та принцип роботи бензопил STIHL

Компанія STIHL – лідер серед виробників бензопил та інших інструментів із бензиновими двигунами. Також STIHL спеціалізується на виробництві супутніх товарів та витратних матеріалів для бензопил. У цій статті ми розповімо про історію компанії, її засновника та бензопилах які вона виробляє.

Небагато про історію Stihl Заснував компанію німець — Андреас Штіль. У 1926 році він зареєстрував машинобудівний завод, під назвою А.

STIHL і одразу представив громадськості першу пилку свого виробництва, це була торцева пилка з електромотором потужністю 2,2 кВт, її вага просто шокує – 48 кг [9].

Технологія 2-MIX [9]-[13]

У звичайному двотактному двигуні паливна суміш не згорає повністю, певна кількість палива викидається з циліндра разом з вихлопними газами, що завдає шкоди не тільки навколишньому середовищу, а й організму людини. Технологія 2-MIX ґрунтується на продуванні камери згоряння чистим повітрям, внаслідок чого знижується витрата палива та вміст шкідливих речовин у вихлопних газах. У відео від компанії Штиль, яке ви можете переглянути нижче, показано принцип роботи двигуна з технологією 2-MIX.

Каталізатор це спеціальний пристрій, який допалює в глушнику, що не згоріло паливо, перш ніж воно потрапляє в атмосферу. В ході процесу температура може підніматися до 1000 градусів, тому стінки глушника, в якому встановлений подвійний каталізатор. Використання каталізатора у двотактному двигуні бензопили знижує кількість шкідливих вуглеців у вихлопі на 80% [9]-[13].

Повітряний фільтр Спеціальні повітряні фільтри від компанії STIHL у кілька разів збільшують ресурс цих елементів порівняно зі звичайними фільтрами. При використанні довговічного фільтра, інтервал його обслуговування теж збільшується. Спеціальний повітряний фільтр, встановлений на бензопилу Stihl, має такі переваги [9]-[13]:

1. Попереднє очищення за рахунок відцентрової сили, що значно знижує навантаження на фільтр.

2. За рахунок більшого обсягу фільтра, навантаження на нього значно нижче, а фільтрація ефективніша.
3. Спеціальний фільтр не вимагає особливого догляду, його можна промивати водою, продувати, використовувати для очищення бензину.

Інтелектуальний двигун Технологія інтелектуального двигуна є унікальною у своєму роді, аналогів немає навіть у таких іменитих виробників, як Хускварна, Ехо, Макіта. Суть системи, це електронне управління якістю та кількістю паливної суміші. Ті, хто стикався з бензопилами, знають, що самостійне регулювання карбюратора іноді призводить до сумних наслідків. У двигуні з інтелектуальною системою необхідність у ручному регулюванні відпадає. Система здатна відрізнити холодний пуск від гарячого та проводити автоматичне коригування якості суміші для отримання оптимальної потужності двигуна, зниження споживання палива, збільшення терміну його служби. Переваги системи наступні [9]-[13]:

1.Робоча суміш завжди знаходиться у правильному діапазоні, завдяки чому знижується споживання палива та викид його недогорілих залишків.

2. Немає необхідності коригувати регульовальні гвинти карбюратора, тому що за будь-яких змін умов система робить це автоматично під час роботи.

3. Система здатна коригувати якість суміші при зниженні атмосферного тиску, наприклад коли роботи проводяться високо в горах. Також вона може компенсувати нестачу повітря через забруднення повітряного фільтра.

4. Пилки з інтелектуальним двигуном завжди розвивають і підтримують стабільну частоту обертання колінчастого валу на максимальних оборотах. Легко стартують та розвивають оберти.

5. Важіль повітряної заслінки тепер має тільки одне положення, для запуску потрібно опустити важіль у нижнє положення, після чого кілька разів потягнути стартер. Двигун запуститься і за кілька секунд буде готовий до роботи на повну потужність.

6. Електронна система здатна знизити обороти, збагативши паливну суміш, тим самим захистити двигун при неконтрольованому збіднінні

паливної суміші та перевищенні максимально допустимих 14000 оборотів за хвилину.

Як правило, це відбувається при розгерметизації картера або карбюратора, підсмоктуванні повітря в камеру згоряння через прокладки.

Система працює за рахунок електромагнітного клапана та мікропроцесора, електроживлення отримує від пари клем, встановлених на маховику. При роботі під навантаженням, пропорція повітряно-паливної суміші регулюється кожні п'ять секунд.



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд STIHL MS 180 [9]

Будова: ріжуча гарнітура; зубчастий упор; щиток інерційного тормоза; передня рукоятка; пусковий механізм; кришка повітряного фільтра; важіль системи управління; задня рукоятка; кришка паливного бака; кришка масляного баку; глушник; кришка шини.

Об'єм двигуна	31.8 см ³
Потужність	1500 Вт
Потужність	2 к.с.
Оберти холостого ходу	2800 об/хв
Джерело живлення	бензиновий двигун
Рівень шуму	110 дБ
Об'єм паливного бака	0.25 л
Об'єм мастильного баку	0.14 л
Вага	3.9 кг



Рисунок 1.2 – Загальний вигляд STIHL MS 250 [10]: Будова карбюратора (рис.1.2 б): 1,2-корпус; 3-розпилювач; 4-штифт; 5- запірна голка; 6- пружина; 7-коромисло; 8- вісь; 9- гвинт; 10- прокладка; 11- дозуюча мембрана; 12- кришка; 13- гвинт кріплення; 14- сітка; 15- насосна мембрана; 16-ущільнення; 17- нижня кришка; 18- центруючий гвинт;19- пружина заслонки; 20,41- вісь; 21- повітряний клапан;22- стопор; 23- гвинт х-х; 24- гвинт L; 25- гвинт Н; 26-гвинт Н; 27,28,29- заглушка; 30- вісь заслінки; 31, 42- пружина; 32, 43- клапан суміші; 33,35- контр гвинт; 34- стопор; 36,37,38,39- прискорювальний насос; 40- наливний жиклер;44- заглушка регулюючих гвинтів.

Особливістю даного агрегату є карбюратор в якому використана технологія у вигляді прискорювального насосу який дозволяє покращити динаміку двигуна і зменшити шкідливі викиди відпрацьованих газів

Об'єм двигуна	45.4 см ³
Потужність	2300 Вт
Потужність	3.1 к.с.
Оберти холостого ходу	2800 об/хв
Джерело живлення	бензиновий двигун
Рівень шуму	113 дБ
Об'єм паливного бака	0.47 л
Об'єм мастильного баку	0.2 л
Вага	4.6 кг



Рисунок 1.3 – Загальний вигляд STIHL MS 211 [11]

Особливість даної мотопили є покращена антивібраційна система, яка дозволяє зменшити навантаження на руки і суглоби оператора. Також використовується інноваційна система продувки камери згорання чистим повітрям перед свіжою порцією заряду палива. Яка дозволяє зменшити розхід палива на 20% і знизити викиди шкідливих газів на 70%. В порівнянні із звичайними двотактними двигунами без технології 2 –MIX.

Об'єм двигуна	35.2 см ³
Потужність	1700 Вт
Потужність	2.3 к.с.
Оберти холостого ходу	2800 об/хв
Макс. оберти двигуна	10000 об/хв
Джерело живлення	бензиновий двигун
Рівень шуму	113 дБ
Об'єм паливного бака	0.27 л
Об'єм мастильного баку	0.26 л
Вага	4.3 кг
Характеристики STIHL MS 201 TC-M	



Рисунок 1.4 – Загальний вигляд STIHL 201 TC-M [12]

Особливість: потужна пила для професійного догляду дерев потужністю 1,8 кВт. Бензопила Stihl MS 201 TC-M має високу якість різки і забезпечує дуже точне ведення. Витрата палива нижча на 20%, а рівень викиду шкідливих вихлопних газів - на 70% у порівнянні з двотактними двигунами STIHL тієї ж потужності, але без технології 2-MIX. Легкий та потужний інструмент для професійного догляду за деревами у комунальних та дорожніх службах, садово-паркових та ландшафтних підприємствах. Ці пили для догляду за деревами призначені спеціально для робіт усередині крони дерева і можуть використовуватися лише кваліфікованими фахівцями з догляду за деревами.

Система M-Tronic забезпечує легкий запуск двигуна за меншої кількості ходів пускового троса і без ручного перемикачів режимів. Повністю електронне керування двигуном з ефектом пам'яті регулює момент запалення та дозування палива. Система M-Tronic розпізнає холодний та гарячий пуск, забезпечуючи оптимальну потужність двигуна, оптимальні оберти та прискорення.

Тип двигуна - Бензиновий

Потужність 1,8 кВт/2,4 л.с.

Двигун 2-тактний, 2-MIX

Робочий об'єм циліндра 35,2 см³

Довжина пильної шини 30 см

Ланцюг (крок/товщина) 3/8" / 1,3 мм

Попередній підігрів карбюратора,

Пусковий пристрій -ElastoStart

Вага -3,7 кг

Країна виробництва Німеччина

Комплектація Шина- 30 см

Ланцюг,

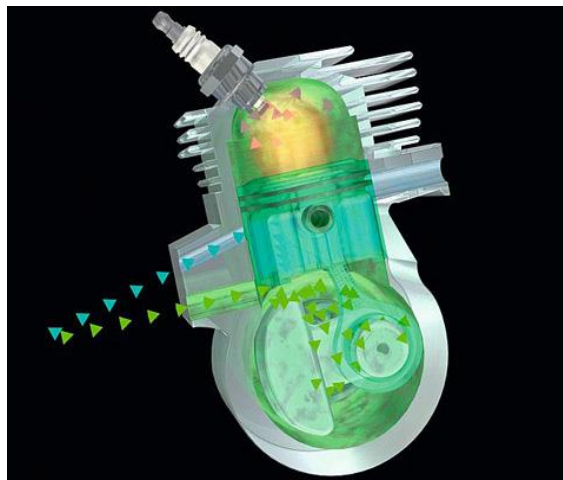
Чохол для шини,

Ключ для свічки

Stihl MS 231



(a)



(б)

Рисунок 1.5 – Загальний вигляд MS 231 [13]

Особливості: Сучасна та ергономічна модель, потужністю 2,0 кВт, для заготівлі дров, догляду за садом, майстрування з дерева та інших завдань у домашньому господарстві. Серійно оснащена боковим натягуванням ланцюга для зручного та безпечного регулювання натягу, системою фільтрації повітря з попереднім очищенням для продовження інтервалів між чищеннями, байонетними замками кришок баків для безпечного та зручного заправлення.

Двотактний двигун STIHL з технологією 2-MIX відрізняється більшою потужністю, чудовим тяговим зусиллям і при цьому на 20% меншою витратою палива порівняно з двотактними двигунами STIHL тієї ж потужності, але без такої технології. У двигуні поєднується циліндр із

чотириканальною технологією та продування. Також на 70% знижено рівень викиду шкідливих вихлопних газів. Це відповідає нормам токсичності EU II.

Характеристики

Основні

Країна виробник	Китай
Виробник	Stihl
Вага	4.8 кг
Довжина шини	350 мм
Об'єм масляного бака	200 мл
Рівень шуму	114 дБ
Гарантійний термін	24 міс
Живлення	Бензиновий двигун

Характеристики двигуна внутрішнього згоряння

Об'єм двигуна	42.6 куб. см
Потужність двигуна	2.7 л. с.
Ємність паливного бака	390 мл

Користувальницькі характеристики

Крок ланцюга 3/8" Ріссо

Тип двигуна - Бензиновий

Потужність - 2,0 кВт/2,7 л.с.

Двигун - 2-тактний 2-МІХ

Робочий об'єм циліндра - 42,6 см³

Довжина пильної шини - 35 см

Ланцюг (крок/товщина) - 3/8" / 1,3 мм

Антивібраційна система - профі

Бічний натяг ланцюга,

Безінструментальні кришки баків

Система фільтрації з попереднім очищенням,

Економічний двигун,

Низький рівень викидів вихлопних газів ЄС II

Країна виробництва КНР

Комплектація Шина 35 см,

Ланцюг 63РМС3,

Чохол для шини,

Ключ для свічки



Рисунок 1.6 Загальний вигляд Stihl MS 261 [13]

Характеристика:

потужність – 3,8 л.с/2,9 кВт.;

об'єм двигуна – 50,2 куб. см;

паливний бак – 500 мл;

масляний бак – 270 мл;

максимальна довжина шини – 38 см;

товщина ланцюга – 1,6 мм;

кількість ланок – 62 шт;

вага без шини та ланцюга – 5,2 кг, без пального – 4,9 кг;

рівень шуму - 115-120 дБ;

рівень вібрації – 3,5 м/с².

Технічне оснащення

Як і інші моделі бренду Stihl, ця бензопила відрізняється продуманим поєднанням передових технологій.

Розглянемо їх докладніше:

1. M-Tronic - інтелектуальна система з електронним керуванням двигуном з ефектом пам'яті, яка розпізнає холодний та гарячий запуск бензопили, тим самим забезпечує відмінні робочі характеристики: максимально швидке прискорення, постійне підтримання максимальних обертів, оптимальна потужність двигуна. Також система дозволяє запустити бензопилу Stihl MS 261 за меншу кількість спроб, у порівнянні з тією ж MS 260, у якої немає системи M-Tronic.

2. Фірмовий двигун 2-MIX, конструктивні особливості якого дозволяють використовувати паливо максимально практично, зменшуючи його втрати при газообміні за рахунок спеціального повітряного прошарку. Ця ж технологія робить бензопилу Stihl MS 261 безпечнішою для довкілля та людини. 3. Оригінальна чотириканальна система подачі палива також не тільки знижує витрати бензину, але й підвищує продуктивність бензопили Stihl MS 261 у порівнянні з багатьма аналогами.

4. Комфорт при експлуатації підвищує декомпресійний клапан. Спрощуючи запуск бензопили навіть у найскладніших погодних умовах, він продовжує довговічність двигуна та інших систем інструменту. Можливість тривалої роботи без частих зупинок для технічного обслуговування та дозаправки забезпечує фірмовий компенсатор повітря від Stihl. Навіть при значно забрудненому фільтрі, він зберігає потужність двигуна, витрату палива та якість вихлопу на постійному рівні.

5. Фірмовий повітряний фільтр HD2 з поліетилену, із системою попереднього очищення повітря, забруднюється набагато рідше та забезпечує відмінний рівень захисту. Точна кількість масла, необхідне в кожному конкретному випадку, подає насос мастила спеціальної конструкції. При необхідності, витрата олії можна легко скоригувати самостійно (в інструкції з експлуатації Stihl MS 261 докладно розказано, як це зробити).

6. Система мастила ланцюга Ematic дозволяє правильно розподіляти масло по ланцюгу, підвищуючи якість та безпеку роботи. Витрата олії при цьому зменшується вдвічі. Крім регульованого масляного насоса, система доповнюється надійною шиною Ematic та спеціалізованим пиляльним ланцюгом Oilomatic.

7. Підігріваний карбюратор бензопили Stihl MS 261 полегшує експлуатацію в несприятливих погодних умовах та при низьких температурах. Завдяки цій функції, можливий безперебійний перехід між зимовим та літнім сезонами роботи. При цьому охолодження механізмів легко контролюється.

8. Унікальна пускова система STIHL ElastoStart дозволяє розвантажити суглоби та м'язи оператора, знизивши небезпечну дію вібрації та поштовхів при пуску пилки за рахунок продуманого розташування спеціальних буферів у ручці стартера.

9. Багатофункціональний запуск, включення та вимикання пили контролюються лише одним важелем, що підвищує зручність роботи та безпеку. Миттєве інерційне гальмо автоматично спрацьовує при сильній віддачі або натисканні на передній упор.

10. Бензопила STIHL MS 261 має більш безпечне та сучасне бічне натяг ланцюга зі спеціальним натягувачем, що спрощує експлуатацію та обслуговування. Кришки паливного та масляного баків відрізняються унікальною конструкцією, що дозволяє відкривати та закривати їх без додаткового інструменту. Ця бензопила була першою, в конструкції якої з'явилися гайки, що не втрачаються, що полегшують заміну гарнітури

1.3 STIHL її переваги і недоліки [9]-[13]

В недоліках відзначається чутливість двигуна до низкооктанової паливної суміші, висока вартість післягарантійного сервісного ремонту, необхідність комплектації гарнітури тільки фірмовими деталями. У віддалених регіонах відчувається дефіцит самих ходових запчастин, фірмових моторних і ланцюгових масел.

За весь час виробництва модельного асортименту пильної техніки STIHL істотних конструкційних, і що особливо важливо, експлуатаційних недоліків не виявлено. Значна частина несправностей є наслідком нерозумної роботи зокрема, надмірних навантажень та застосування неякісних ПММ.

Практика показує, що заправка системи змащення веретенкой або відпрацюванням нерівноцінна, оскільки збільшує навантаження на двигун і зменшує ресурс гарнітури в середньому на 30-40%.

Висновки за розділом

На основі загальної характеристики використання мало об'ємних двигунів внутрішнього згорання, напрямку розвитку бензинових ДВЗ малого і середнього робочого об'єму, аналізу конструкцій бензопил, особливостей та принципу роботи бензопил STIHL метою роботи є дослідження техніко-економічних показників бензопил STIHL завдяки розробці навчального стенда.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

1. Здійснити аналіз конструкцій бензопил STIHL, особливостей та принципу їх роботи; проаналізувати переваги та недоліки.
2. Здійснити теоретичні дослідження особливостей теплового розрахунку двотактних двигунів.
3. Розробити стенд та здійснити експериментальні дослідження техніко-економічних показників бензопили STIHL.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1 Особливості розрахунку двотактних двигунів

Розрахункова діаграма $acz'zb$ (рис. 2.1) двотактного двигуна будується так само, як і для чотиритактного двигуна з корисним об'ємом V_h . При випуску та продування через вікна, керовані поршнем точки b і a лежать на одній вертикалі діаграми; вони позначають моменти відкриття та закриття випускних вікон. Таким чином, із усього робочого об'єму V_h частина об'єму V_m втрачається [8].

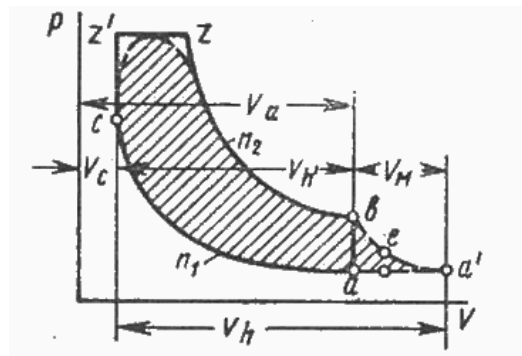


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма двохтактного двигуна [8]

Відношення $\varepsilon = V_a + V_m/V_c$ є ступенем стиснення, що здається, а відношення $\varepsilon = V_a + V_c$ є дійсним ступенем стиснення, який і повинен бути прийнятий у розрахунку двотактного двигуна. Враховуючи, що ступінь стиску [6], [7]:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_h}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c} \quad (2.1)$$

можна знайти координату на осі абсцис точки a , яка відповідає об'єму V_a , а також значення робочого (V_h) та повного (V_a) об'ємів [6], [7]:

$$V_a = \varepsilon \cdot V_c; \quad (2.2)$$

$$V_h = V_c \cdot (\varepsilon - 1). \quad (2.3)$$

На осі ординат відкладають тиск газів у циліндрі. Залежно від розмірів креслення, масштаб тиску вибирають таким чином, щоб висота діаграми була більша довжини в 1,2...1,5 рази.

Оскільки серед визначених значень тисків досліджуваних процесів найвищим є тиск процесу згоряння p_z , то масштабний коефіцієнт тиску вибирають з врахуванням його значення [6], [7]:

$$\mu_p = \frac{p_z}{l}, \text{ МПа/мм}, \quad (2.4)$$

де l – висота діаграми, $l=(1,2\dots 1,5) \cdot V_h$, мм.

З'єднавши з лінією нанесені розрахункові точки z і c , a і b , дістанемо індикаторну діаграму розрахункового циклу.

Для побудови діаграми дійсного циклу необхідно здійснити заокруглення індикаторної діаграми в характерних точках. У карбюраторних двигунах (рис. 2) положення точки c' визначається кутом випередження запалювання, а розміщення точки c'' орієнтовно можна знайти з виразу [8]:

$$p_c'' = (1,15\dots 1,25) \cdot p_c. \quad (2.7)$$

Дійсний тиск вкінці видимого згоряння є рівним [6], [7]:

$$p_z'' = 0,85 \cdot p_z. \quad (2.8)$$

Положення точки z' повинно бути зміщено вправо від лінії c - z (ВМТ) на $10\dots 15^\circ$ повороту колінчастого вала. Лінія заокруглення між процесами розширення та випуску повинна розміщуватись на половині відстані між точками, a і b .

Сумарний крутний момент за цикл і його середнє значення

Тангенціальна сила T є єдиною корисною силою, яка створює на валу двигуна крутний момент, що визначається за формулою (для одного циліндра) [6], [7]:

$$M_{кр} = T \cdot R = P \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Нм}. \quad (2.9)$$

Оскільки радіус кривошипа R величина постійна, то крива сумарних тангенціальних сил може бути кривою крутних моментів, але в масштабі $\mu_M = \mu_p \cdot R$. Тоді

$$M_{кр} = \mu_p \cdot R \cdot T_c = \mu_M T_c, \text{ Нм}, \quad (2.10)$$

де μ_p – масштаб сил, Н/мм;

T_c – середнє за цикл значення сумарної тангенціальної сили T_Σ , мм.

Найпростіший спосіб знаходження T_c – підрахунок площі F_∂ під кривою T_Σ і ділення її на довжину діаграми L_∂ . При цьому площу під віссю абсцис слід вважати від'ємною. Підрахунок площі не викликає труднощів, якщо графік T_Σ побудовано на міліметровому папері.

Аналітично значення площі F_∂ можна обчислити, скориставшись методом трапецій. Для цього побудовану криву T_Σ ділять на довільні частини вертикальними лініями (чим більше – тим точніше буде обчислена F_∂) і підраховують та сумують з урахуванням знака площі отриманих окремих часток, які за формою вважають трапеціями. При поділі кривої на досить велику кількість рівних частин середнє значення T_c сумарної тангенціальної сили T_Σ знаходиться як середнє арифметичне всіх ординат.

Враховуючи вищенаведене, середнє значення крутного моменту $M_{кр.ср}$ визначається за формулою [6], [7]:

$$M_{кр.ср} = \frac{(F_{1\partial} - F_{2\partial}) \cdot \mu_M}{L_\partial} \quad (4.4)$$

де $F_{1\partial}$ і $F_{2\partial}$ – відповідно додатна і від'ємні площі, еквівалентні роботі, що створюється сумарним крутним моментом (при $i \geq 6$ від'ємна площа, як правило, відсутня), мм²; L_∂ – довжина діаграми (інтервал між спалахами на діаграмі), мм.

Момент $M_{кр.ср}$ є середнім індикаторним моментом двигуна. Дійсний ефективний крутний момент, що знімається з вала двигуна [6], [7]:

$$M_e' = M_{кр.ср} \cdot \eta_m, \text{ Нм}, \quad (2.11)$$

де η_m – механічний ККД двигуна.

Величина M_e , знайдена за формулою (2.11), повинна співпадати зі значеннями ефективного крутного моменту, визначеним у тепловому розрахунку згідно з заданою потужністю і частотою обертання [6], [7]:

$$M_e = 9550 \frac{N_e}{n_n}, \text{ Нм}. \quad (2.12)$$

При визначенні температури початку стискання T_a можна скористатися формулою, де $T'_o = T_k + \Delta T$.

Значення T_r у формулі дещо нижче, ніж для чотиритактних двигунів, так як до залишкових газів додається деяка кількість холоднішого продувального повітря.

Коефіцієнт наповнення, віднесений до повного ходу поршня, буде

$$\eta'_n = \eta_n(1 - h_n). \quad (2.13)$$

Чисельне значення коефіцієнта наповнення змінюється не більше $\eta_n = 0,8 \dots 0,95$ і $\eta'_n = 0,6 \dots 0,8$.

Стиснення повітря по лінії ac (рис. 2.1) протікає, як і чотиритактного двигуна, політропно з середнім показником n_1 .

Розрахунок процесу згоряння провадиться так само, як і для чотиритактного двигуна.

Розширення протікає політропно із середнім показником n_2 . Як уже вказувалося, у розрахунковій діаграмі приймають падіння тиску при випуску тим, що відбувається по прямій va і при цьому відкидають площу $vea'a$ (рис. 2.1).

Середній теоретичний індикаторний тиск p'_i визначається за формулами для чотиритактних двигунів. Однак у двотактних двигунах не робиться поправка на коефіцієнт повноти діаграми, так як втрата роботи внаслідок заокруглення розрахункової діаграми компенсується позитивною роботою, що дорівнює площі $vea'a$.

Виправлення теоретичного середнього індикаторного тиску p'_i провадиться тільки внаслідок віднесення дійсного p_i до робочого об'єму V_h

$$V_h = V_c \cdot (\varepsilon - 1). \quad (2.14)$$

Визначення економічних показників роботи двигуна (к.к.д. та питома витрата палива) провадиться за формулами для чотиритактних двигунів, проте в них підставляється p'_i , тобто інакше кажучи, у розрахунок приймається корисний обсяг V'_h .

РОЗДІЛ 3

МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Методика для вимірювання частоти обертання і пробуксовки муфти бензопили

3.1.1 Вимірювальна станція та система

Для визначення миттєвих кутових швидкостей колінчастого вала і барабана зчеплення була спроектована і виготовлена станція з вимірювальною системою, яка вимірювала і реєструвала ці величини з дуже високою точністю. На основі даних, записаних під час роботи приводу та різальної системи без навантаження та під час різання деревини, можна буде описати зміни швидкості робочого циклу електродвигуна пилки, визначити величину ковзання муфти в залежності від навантаження та визначення втрат енергії, пов'язаних з цими ковзаннями.

Вимірювальна система складається з двох пульсаторів на 30 зубців, які взаємодіють з індуктивними датчиками (рис. 3.1). Перший з пульсаторів, встановлений на шийці колінчастого валу, жорстко з'єднаний з диском зчеплення пилки. Другий кріпиться до зовнішнього боку барабана зчеплення.

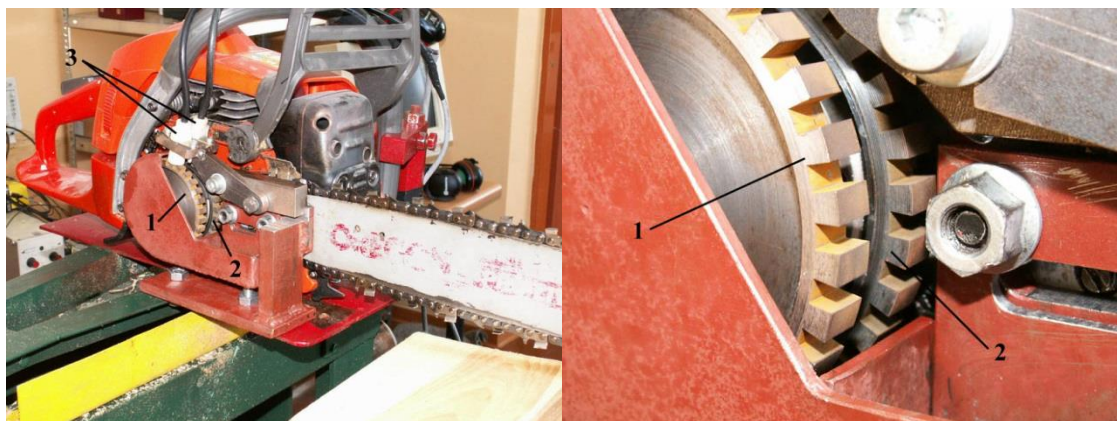


Рисунок 3.1 – Пила з механічною системою для вимірювання миттєвих швидкостей обертання. 1 - генератор імпульсів колінчастого вала двигуна, 2 - генератор імпульсів барабана зчеплення, 3 - індуктивні датчики

Схема електронної частини пристрою показана на рис. 3.2

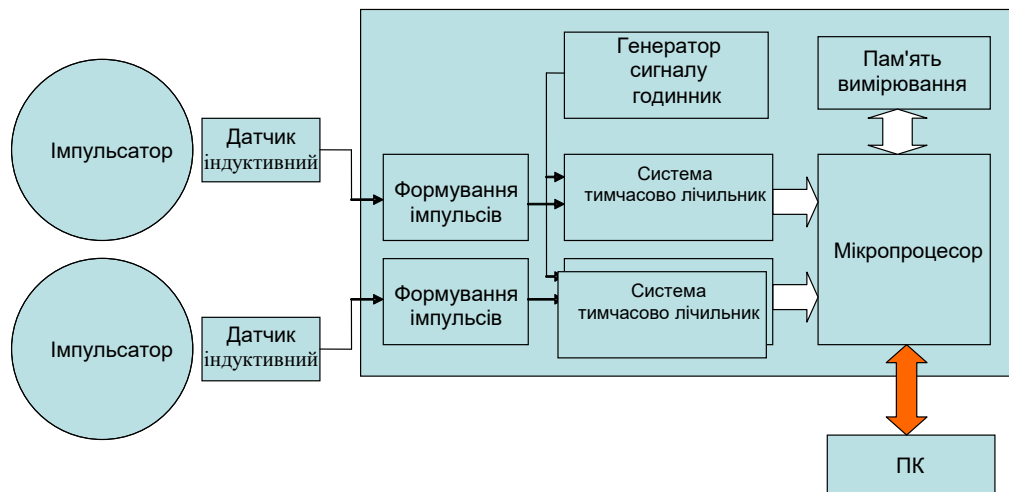


Рисунок 3.2 – Схема електронної частини пристрою.

Сигнал від індуктивних датчиків надходить на входи систем формування імпульсів. Ці схеми призначені для генерування прямокутних імпульсів, що керують схемами таймера-лічильника. У системах з лічильником часу вимірюються часові інтервали між послідовними зубцями пульсатора та створюваними ними імпульсами. Обидва таймер-лічильники тактуються з ідентичним тактовим сигналом, що виробляється в системі генератора, що співпрацює з кварцовим генератором з частотою 16 МГц. Внутрішня пам'ять системи дозволяє зберігати час між послідовними 1800 імпульсами для обох каналів вимірювання. З 30 зубцями кожного генератора імпульсів це дає 60 послідовних обертів.

3.1.2 Визначення точності вимірювань

Пристрій вимірювання робочих параметрів бензопил з двигунами з робочою частотою обертання приблизно 10000 об/хв. Для розрахунку точності електронної частини приладу були взяті такі дані:

- Тактова частота: $f_i = 16 \text{ МГц} \pm 0,8 \text{ кГц} (0,005\%)$ [6].
- Тривалість одного імпульсу тактової системи лічильників $T_i = 62,5 \pm 0,0031 \text{ нс} (0,005\%)$.
- Кількість зубців пульсатора 30.
- Максимальна швидкість обертання 10 000 об/хв (166,6 об/хв).
- Час одного оберту ДО = 6 мс.

- Час між двома послідовними зубцями $T_Z = 200 \text{ } \mu\text{s}$.

- Кількість тактових імпульсів за час між двома послідовними зубцями $n_Z = 3200$.

Рівняння (3.1) визначає співвідношення між часом між послідовними зубцями пульсатора та кількістю імпульсів, зчитуваних у системі таймера/лічильника.

$$T_Z = n_Z T_i. \quad (3.1)$$

Похибку вимірювання часу між двома послідовними зубцями пульсатора можна визначити за допомогою часткових похідних [1], [5] рівняння (3.2)

$$\Delta T_Z = \sqrt{\left(\frac{\delta}{\delta n_z} T_Z(n_z, T_i) \Delta n_z\right)^2 + \left(\frac{\delta}{\delta T_i} T_Z(n_z, T_i) \Delta T_i\right)^2} \quad (3.2)$$

Після обчислення часткових похідних вираз (3.2) набуває вигляду (3.3)

$$\Delta T_Z = \sqrt{(T_i \Delta n_z)^2 + (n_z \Delta T_i)^2} \quad (3.3)$$

Підставляючи числові значення, отримуємо оцінку похибки вимірювання часу.

$$\Delta T_Z = \sqrt{(62,5 \cdot 10^{-9} \cdot 1)^2 + (3200 \cdot 3,1 \cdot 10^{-12})^2} = 63,3 \text{ ns} \quad (3.4)$$

При швидкості 10 000 об/хв, $T_2 = 200 \text{ } \mu\text{s}$ - час між двома послідовними зубцями пульсатора можна визначити з точністю $\pm 63 \text{ ns}$ (0,032%).

Точність механічної частини вимірювальної системи визначали експериментально на випробувальному стенді. Кожен з пульсаторів був приєднаний до інерційної маси, приводяться в рух трифазним електродвигуном номінальною потужністю 1 кВт і швидкістю обертання 1000 об/хв. Після прискорення та стабілізації обертів двигуна була проведена серія вимірювань, в яких вимірювалися та реєструвалися часи між наростаючими фронтами електричних імпульсів, зібраних від індуктивного

датчика. Кожен такий імпульс викликається проходженням одного зубця пульсатора біля індуктивного датчика. Таким чином, повний оберт генератора дає 30 електричних імпульсів. Кути повороту між сусідніми зубами визначали за формулою (3.5)

$$\varphi_z = \frac{T_z}{T_0} \cdot 360^\circ \quad (3.5)$$

де φ_z - кут між сусідніми зубцями пульсатора; T_z - час між двома послідовними імпульсами від індуктивного датчика; T_0 - час обертання імпульсу (час між 30 послідовними імпульсами індуктивного датчика)

Під час вимірювання вимірювали час між послідовними електричними імпульсами від індуктивного датчика за 60 послідовних обертів імпульсного генератора.

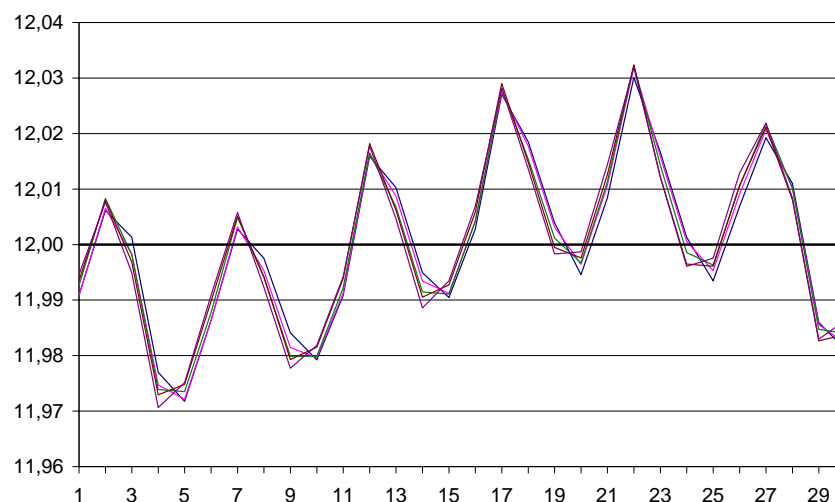


Рисунок 3.3 – Результати вимірювань для наступних 10 обертів

Очікуване значення кута між двома послідовними зубцями пульсатора становить $\varphi = 12^\circ$. Середню квадратичну помилку визначали на основі рівняння (3.6) [5]

$$\Delta\varphi = \sqrt{\frac{\sum(\varphi_z - \varphi)^2}{n-1}} \quad (3.6)$$

дорівнює $\Delta\varphi = 0,015^\circ$, що становить 0,12% від очікуваного значення φ_z . Максимальна похибка під час випробування $\Delta\varphi_{z\text{MAX}} = 0,38^\circ$ (0,28%).

Вимірювання ковзання зчеплення

На представленому стенді була проведена серія вимірювань для визначення пробуксовки зчеплення пилки STIHL 661. Результати показані на рис. 3.2.

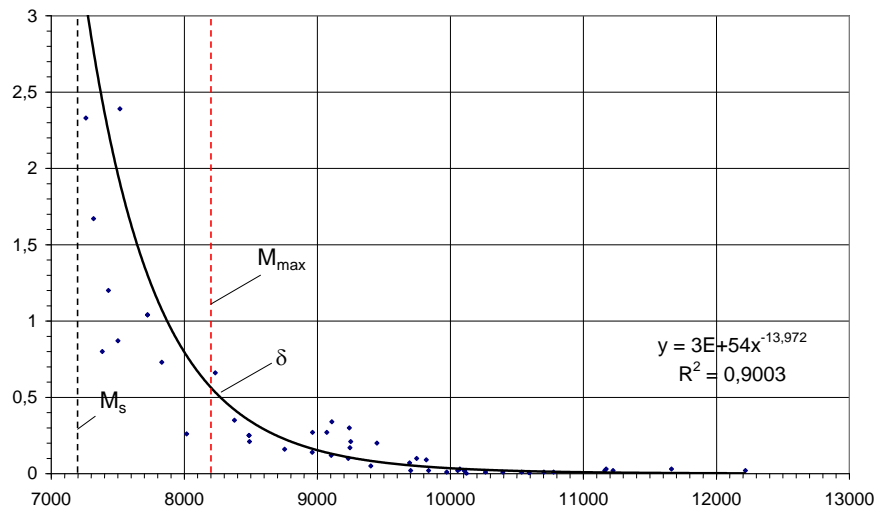


Рисунок 3.4 – Буксування зчеплення як функція швидкості обертання двигуна, виміряної під час різання деревини пилкою STIHL 661 (M_{max} - максимальний крутний момент двигуна, M_s - точка перетину лінії крутного моменту зчеплення з моментом двигуна)

У робочому діапазоні обертів (вище 8200 об/хв) при різанні на швидкості, що перевищує максимальний крутний момент двигуна (M_{max}), середнє значення ковзання не перевищує 0,5%. При частотах обертання між точкою M_{max} і точкою відключення зчеплення (M_s) пробуксовки досягають значення в кілька відсотків. Це нестабільний діапазон швидкостей обертання пилки, при якому миттєве збільшення навантаження на зчеплення призводить до падіння швидкості нижче точки M_s і зупинки ланцюга в прорізі (100% ковзання).

Стенд, дозволяє точно виміряти миттєві частоти обертання колінчастого вала і барабана зчеплення бензопил. Завдяки йому можна перевірити робочий цикл двигуна та пробуксовування, що виникає в зчепленні пилки під час різання деревини. Можливість вимірювання миттєвого пробуксовування муфти дозволить визначити втрати енергії на

привід бензопили, пояснить явище нагрівання зчеплення під час роботи та сприятиме визначенню енергетичного балансу пилки.

3.2 Результати впливу зчеплення на взаємодію з двигуном бензопили

Муфта в ланцюговій пилці є проміжним елементом у передачі приводу від двигуна до ланцюгової пилки по дереву. Для досягнення хорошого результату роботи пилки необхідне належне узгодження параметрів двигуна та зчеплення таким чином, щоб оператор міг повною мірою скористатися перевагами двигуна під час роботи. Важливою особливістю двигуна є крива крутного моменту в залежності від його частоти обертання. Найбільш вигідним є такий хід, коли при раптовому підвищенні опору різання деревини разом із незначним зниженням швидкості обертання відбувається значне збільшення крутного моменту [1]. Це означає, що лінія крутного моменту повинна мати велике падіння навколо точки максимальної потужності двигуна.

Основною умовою роботи муфти є те, що величина переданого нею крутного моменту у всьому діапазоні робочих обертів пилки завжди більше крутного моменту двигуна. Цю умову не повинен порушувати знос компонентів зчеплення. Величина крутного моменту, який може передати зчеплення, залежить від її параметрів - маси щелепи, центру ваги щелепи, внутрішнього радіусу барабана, коефіцієнта тертя, сили повернення пружини, зміни положення центру ваги або обертання. швидкість.

Для випробувань була використана пилка STIHL 661 з ланцюговою пилкою 15 "бар і кроком 3/8". У ньому використовується зчеплення з двома напрямними і радіально рухомими губками, які повертаються однією гвинтовою пружиною. Випробування були проведені для трьох зчеплень з різними умовами зносу – нового зчеплення (маркування А), зчеплення, зношеного приблизно на 50% (В) та зчеплення з максимальним зносом (С). Показником зносу зчеплення була товщина полиці, яка, згідно з

рекомендаціями, повинна бути не менше 1 мм. Випилювали соснову деревину перерізом 15 x 25 см. Висоту різку (15 см) підбирали до кроку пилки так, щоб у розрізі завжди було чотири ріжучі зуби.

Вимірювання проводилися в два етапи. Спочатку на стенді малопотужного двигуна були проведені зовнішні характеристики двигуна пилки [2, 3]. Для цілей випробувань був запрограмований цикл вимірювань, під час якого вимірювалися частота обертання двигуна, крутний момент, потужність та параметри навколишнього середовища: температура, вологість і тиск.

Записувалися миттєві частоти обертання колінчастого валу двигуна і барабана зчеплення, сила різання деревини та сила подачі. Для вимірювання швидкостей обертання використовувалася вимірювальна система, оснащена фотооптичними датчиками. Одночасний запис двох швидкостей обертання дозволив визначити пробуксовку між барабаном зчеплення і колінчастим валом двигуна пилки. Силу різання вимірювали п'єзоелектричним датчиком. Силу подачі регулювали вагами відповідної маси, виміряними з точністю до 1 Н. Усі дані направлялися в вимірювальну систему і далі на комп'ютер, де вони оброблялися.



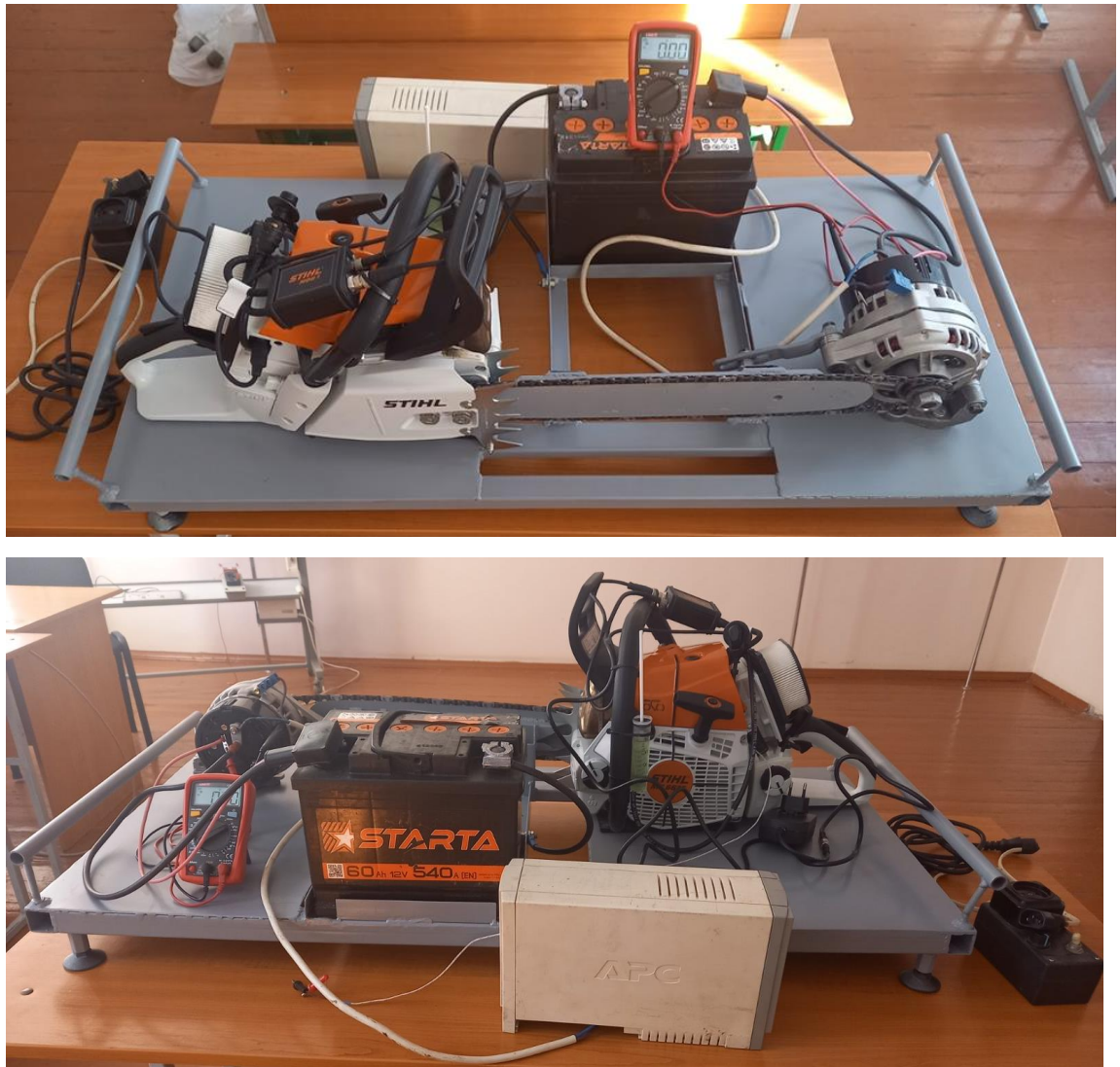


Рисунок 3.5 – Загальний вигляд стану для дослідження бензопил STIHL: 1 – станина; 2 – бензопила STIHL MS661-C-M; 3 – генератор постійного струму; 4 – акумуляторна батарея; 5 – мультиметр; 6 – MDG-1 діагностичне обладнання; 7 – інвертор 12-220В; 8 – направляюча шина.

Зовнішні характеристики двигуна пилки, використаного для випробувань, показані на рис. 3.6. Вимірювання проводилися з оптимальними налаштуваннями двигуна та найбільшим отвором дросельної заслінки.

Випробуваний двигун досяг найвищого значення крутного моменту ($M_{\max} = 3,40 \text{ Нм}$) при частоті обертання $n = 8200 \text{ об/хв}$, а максимальної потужності ($N_{\max} = 3,20 \text{ кВт}$) при швидкості $n = 11300 \text{ об/хв}$ (отримана потужність відповідає з даними $N_{\max} = 3,2 \text{ кВт}$). Питома витрата палива при M_{\max} становить $q = 499 \text{ г / кВт}\cdot\text{год}$ і при N_{\max} $q = 526 \text{ г / кВт}\cdot\text{год}$.

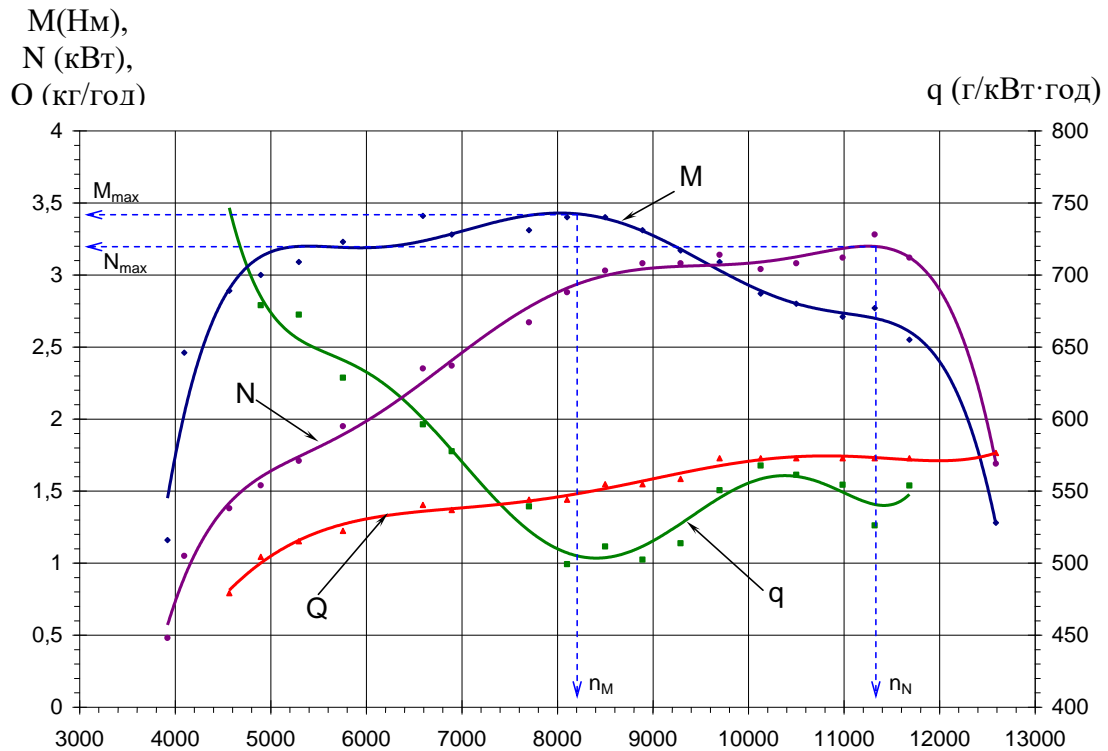


Рисунок 3.6 – Зовнішні характеристики двигуна бензопили STIHL 661: M - крутний момент двигуна, N - потужність, q - питома витрата палива, Q - годинна витрата палива

Випробуваний двигун має досить вигідну крутну ділянку крутного моменту між $8500 \div 10\,000$ об/хв. Тому можна очікувати, що в цьому відношенні будуть найбільш сприятливі наслідки різання деревини бензопилою.

Знос губок викликає певні зміни характеристик зчеплення. Момент зчеплення (M_s) визначався на основі загальної формули [3]:

$$M_s = m \cdot r(r_c + \Delta r_c) \mu \cdot k (\omega^2 - \omega_o^2). \quad (3.7)$$

Характерні параметри випробуваних муфт і опис маркування представлені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Характеристики муфт, використаних у випробуваннях

Параметри	Одини- ці	Нове зчеплю- ння А	Середнього зношення В	Максималь- ного зношення С
Внутрішній радіус барабана - r	м	0,03435		
Вага барабана - m _b	кг	0,11543		
Кількість щелеп - k	шт	2		
Середня вага однієї щелепи - m	кг	0,04815	0,04334	0,04107
Радіус центру мас - r _c	м	0,021	0,020	0,019
Зміна радіуса центру мас - Δr _c	м	0,00105	0,00240	0,00260
Товщина фланця щелепи - s	м	0,0039	0,001375	0,00125
Маса пружини - m _s	кг	0,01029	0,01029	0,01064
Зусилля пружини повернення при контакті щелепи з барабаном - P _o	N	127,66	161,09	192,21
Довжина пружини - l _s	м	0,15	0,15	0,15
Діаметр пружини - d _s	м	0,0076	0,0076	0,0076
Вага диска зчеплення - m _t	кг	0,04740	0,04729	0,04768
Вага приводного колеса - m _k	кг	0,02244		
Радіус приводного шківa - r _k	м	0,0184		

Сучасні бензинові бензопили мають двигуни, які розвивають дуже високі швидкості обертання – навіть до 15 000 об/хв. Якщо в зчепленнях для зворотного руху губок використовується одна гвинтова пружина у вигляді кільця, що оперізує всі губки в диску, то змінюється такий великий діапазон швидкостей (від моменту включення зчеплення до досягнення максимальної швидкості).) впливає на величину сили, з якою він впливає на щелепи. На пружину, як і на губки, діє відцентрова сила інерції, яка зменшує її зворотну силу (P_o). Зміна результуючого зворотного зусилля пружини описується такою формулою:

$$P_o = m(r_c + \Delta r_c) \omega_o^2 - 2 \cdot q_s \cdot r_{spr}^2 (\omega^2 - \omega_o^2) \cos \alpha \quad [N] \quad \text{dla } \omega > \omega_o. \quad (3.6)$$

Видно, що при досить високій кутовій швидкості диска (ω) зворотна сила може досягати нульового або навіть від'ємного значення. З урахуванням залежності (3.6) рівняння, що визначає момент зчеплення, набуває такого вигляду:

$$M_s = \left[m(r_c + \Delta r_c) + 2 \cdot q_s \cdot r_{spr}^2 \cdot \cos \alpha \right] r \cdot \mu \cdot k \cdot (\omega^2 - \omega_o^2) \quad (3.7)$$

Поворотна сила пружини, яка слабшає зі збільшенням кутової швидкості, викликає відповідне збільшення крутного моменту зчеплення. У робочому діапазоні обертів двигуна (8000 - 9000 об/хв) внаслідок такої дії поворотної пружини момент зчеплення збільшується приблизно на 10% [4].

На рис. 3.7 показані характеристики випробуваних муфт (А, В, С), визначені на основі описаних математичних формул і хід зміни крутного моменту двигуна пилки, в якому вони використовувалися. Значення коефіцієнта тертя губок по поверхні барабана $\mu = 0,165$ [3]. Це значення було прийнято для визначення характеристик випробуваних муфт.

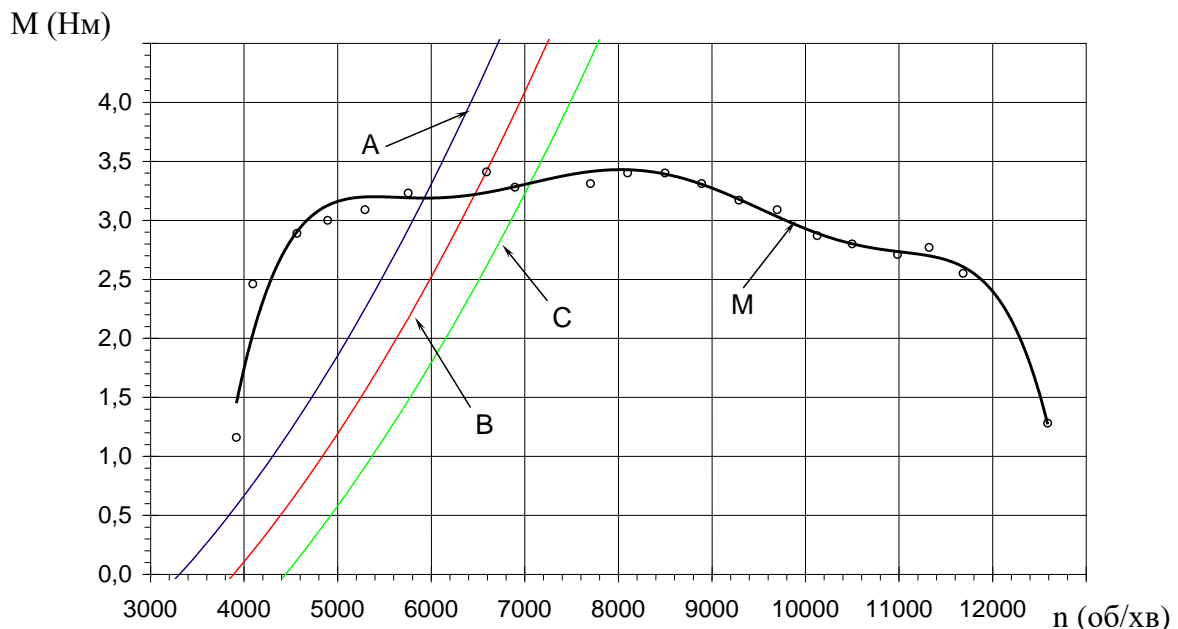
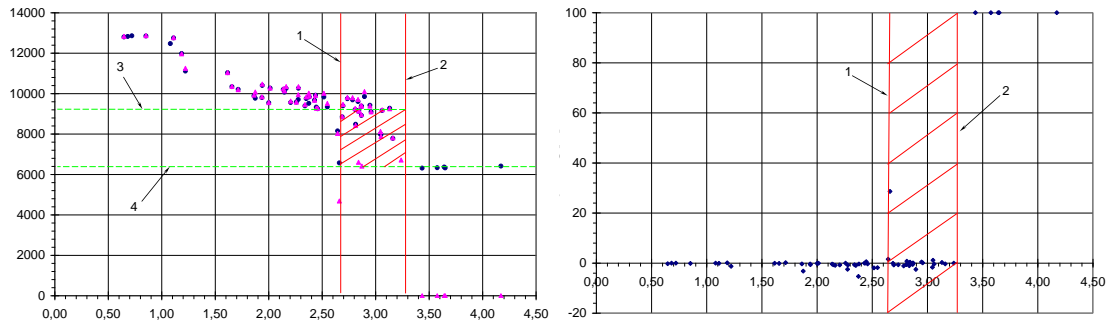


Рисунок 3.7 – Характеристики муфт (А, В, С) з різним ступенем зносу для $\mu = 0,165$ і крутного моменту двигуна (М) для пилки STIHL 661

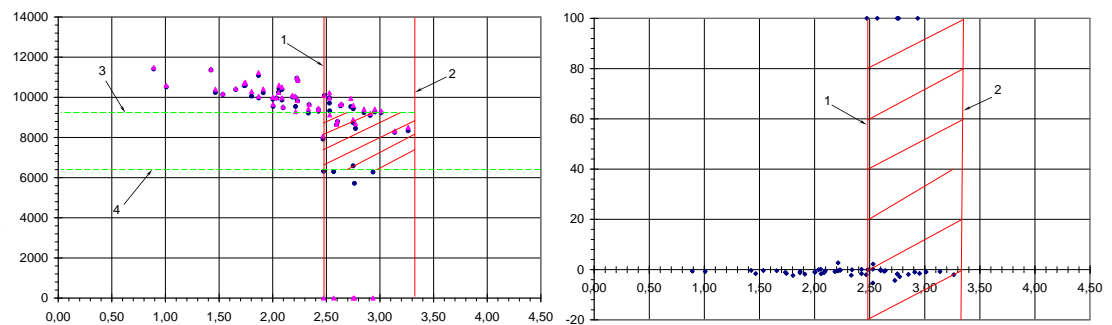
На рис. 3.6 видно, що чим більше ступінь зносу зчеплення, тим ближче до максимального моменту двигуна лінія характеристик зчеплення перетинається з лінією крутного моменту двигуна. У перевірній системі максимальний крутний момент (3,4 Нм) досягається двигуном при швидкості обертання 8200 в хвилину. З іншого боку, точки перетину характеристик зчеплення з лінією крутного моменту двигуна відбуваються при таких частотах обертання: А – 5950, В – 6500, С – 7050 об/хв. В останньому випадку відстань від точки максимального крутного моменту двигуна

становить лише 1150 об/хв. Якщо деревину ріжуть зі швидкістю, що перевищує частоту обертання максимального крутного моменту двигуна, то у всіх випадках при рівномірному навантаженні зберігається стан справної роботи системи приводу і муфта повинна працювати без пробуксовування.

А



В



С

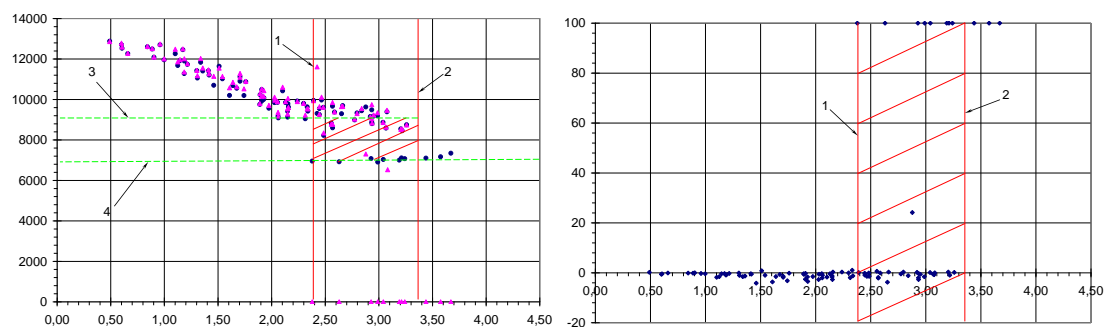


Рисунок 3.8 – Діаграми швидкості та ковзання для трьох умов зчеплення: А, В, С. 1 - межа стійкої роботи зчеплення, 2 - лінія повного ковзання, 3 - лінія обмеження стабільної швидкості обертання, 4 - лінія повного ковзання лінії швидкості обертання.

На рис. 3.8 показані зміни частоти обертання двигуна (сині точки) і барабана зчеплення (рожеві точки), а також ковзання щелеп, викликане крутним моментом, створеним силою різання.

На представлених графіках показано три діапазони роботи зчеплення (системи приводу) пилки: діапазон стабільної роботи, діапазон нестабільної роботи та повне ковзання. У першому різання деревини відбувається без зісковзування, у другому можливі тимчасові зісковзування, що призводять до зниження ефективності різання, а в третьому крайньому випадку пила зупиняється в розпилі.

Діапазон стабільної роботи муфти, коли ковзання губок відносно барабана в одному напрямку не помічено, позначено лінією 1. Для окремих муфт граничне значення крутного моменту від зусилля різання P_s для муфт становить: А - 2,7 Нм ($P_s = 146$ Н), В - 2,5 Нм ($P_s = 136$ Н) і С - 2,4 Нм ($P_s = 130$ Н). Значення цих крутних моментів визначають відповідні частоти обертання двигуна, вони становлять відповідно: 9100, 9200, 9250 об/хв (рядок 3). У міру погіршення стану зчеплення ви помітите невелике зниження межі навантаження на трансмісію.

Рядок 2 відображає перехідний стан роботи зчеплення до повної зупинки бензопили. У діапазоні, визначеному рядками 1-2 і 3-4, незначне тимчасове збільшення опору переміщенню пилки спричиняє появу незначного тимчасового або більш тривалого прослизання губок проти барабана. За сприятливих обставин, наприклад, швидкого відновлення до меншого навантаження, зчеплення може повернутися до стабільного робочого стану, або - у разі більшого навантаження - може досягти стану повного ковзання.

Навантаження муфти з крутним моментом різання, що перевищує зазначений у рядку 2, і зменшення швидкості обертання нижче лінії 4 викликає стан повного ковзання. Для випробуваних муфт цей стан визначається крутним моментом від сили різання (А - $M_e = 3,27$; В - $M_e = 3,33$; С - $M_e = 3,36$ Нм) і відповідними значеннями частоти обертання двигуна (А - 6250, В - 6250, С - 7050 об/хв) - рядок 4. Двигун стабілізується на цих оборотах і барабан зчеплення досягає нульової швидкості.

Виходячи з проведених випробувань, робочі швидкості обертання пилки, при яких можна виконувати різання деревини, слід вважати такими, при яких у зчепленні пилки немає пробуксовування губок. Для всіх трьох станів зчеплення нижній робочий діапазон становить 9100, 9200 і 9250 об/хв відповідно. Найбільш вигідною є швидкість приблизно 9200 об/хв (на межі стабільного та нестабільного стану), тобто в точці, де тестована пила досягає максимальної ефективності різання. Робота з більшим крутним моментом двигуна, але з меншою швидкістю обертання, не підвищує ефективність роботи.

3.3 Результати дослідження параметрів, що впливають на мінливість опору різання деревини бензопилою STIHL

На рис. 3.9 наведений приклад ходу сили різання, зафіксованого під час різання деревини. З-поміж записаних даних під час різання деревини бензопилою з різними ступенями зносу деревини муфти (А, В, С) для аналізу були відібрані стабілізовані фрагменти, з яких були отримані значення та часові інтервали для подальшої обробки. читати.

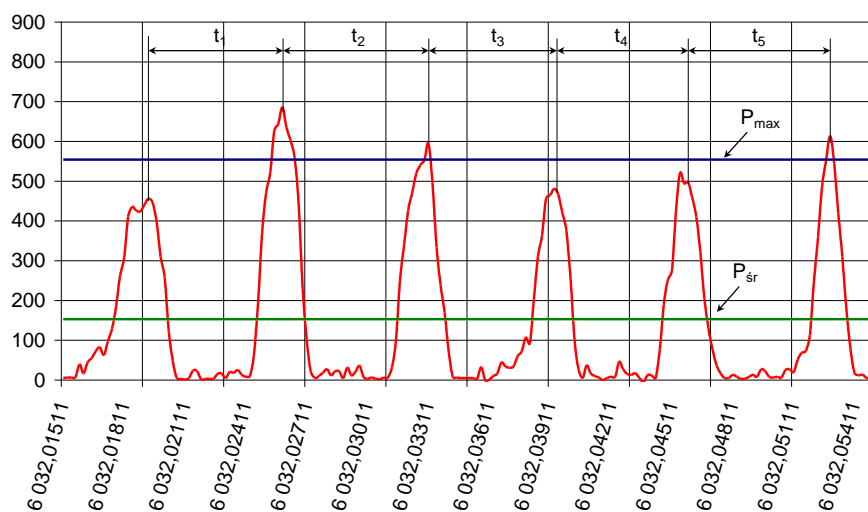


Рисунок 3.9 – Змінність сили різання деревини бензопилою. Приклад діаграми для середньої швидкості обертання 9150 об/хв

Графік показує чіткі моментальні стрибки сили різання в окремих інтервалах часу від t_1 до t_5 . На діаграмі показано розпил деревини при середній швидкості 9150 об/хв. Після досягнення моментного максимального

значення сила різання зменшується майже до нуля. Змінність сили різання циклічна. Амплітуда зміни зусилля різання для аналізованого випадку коливається від 0 до 670 Н. На основі визначених інтервалів часу для трьох станів зносу муфти (А, В, С) швидкість обертання пилки двигун був визначений. Внаслідок миттєвих змін натягу ланцюга під час різання, викликаних мінливістю сили інерції пилки, ріжучі ланки змінюють своє положення і більшою чи меншою мірою занурюються в дно пропилу. Це призводить до появи миттєвих максимальних і мінімальних значень сили різання. На підставі проведених вимірювань можна однозначно стверджувати, що індивідуальні часи від t_1 до t_5 відповідають одному повному оберту колінчастого вала двигуна. Зміни сили різання від мінімального значення, близького до нуля, до максимального, видимого на схемі, нагадують хід миттєвих змін частоти обертання двотактного двигуна. Такі ж зміни сили різання спостерігалися для всіх трьох станів зносу муфт, які використовувалися в пилці під час випробувань.

Приклад частоти обертання колінчастого вала двигуна показано на рис. 3.10. Як і у випадку зміни сил різання, тут можна спостерігати синусоїдальний хід частоти обертання двигуна.

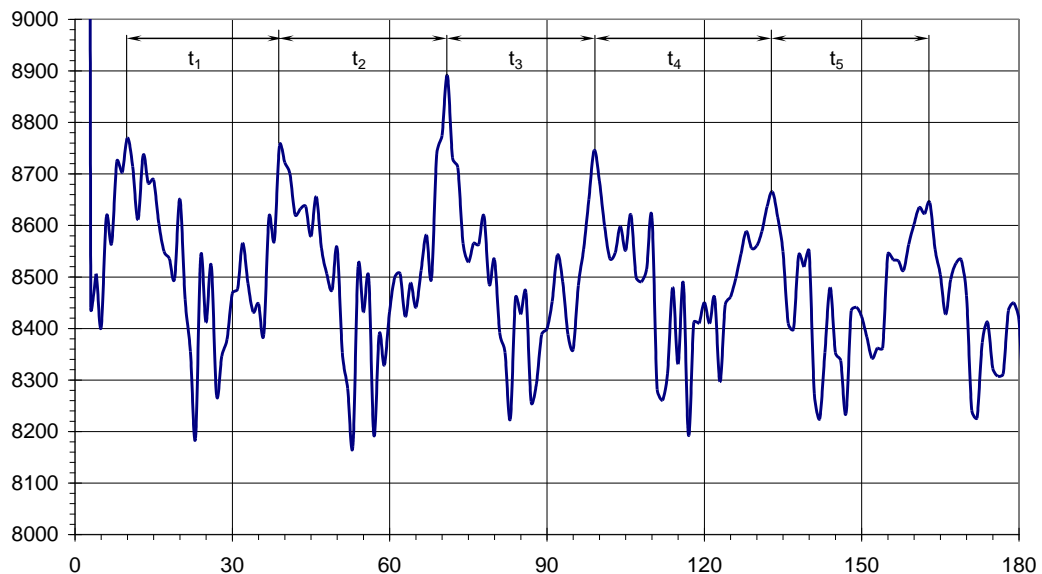


Рисунок 3.10 – Частота обертання колінчастого вала двигуна при різанні деревини

Вимірювальна система дозволяла реєструвати 30 послідовних точок за один повний оберт колінчастого вала. На цій діаграмі чітко показано початкове миттєве збільшення швидкості обертання до максимального значення, а потім зниження швидкості до мінімального значення. Цей вид робіт пов'язаний з послідовними циклами роботи двигуна. Під час займання паливної суміші відбувається різке збільшення швидкості, поки поршень не перейде в крайнє нижнє положення. Коли поршень починає рухатися вгору, стискаючи суміш в камері згорання, швидкість обертання падає до мінімального значення. Для всіх трьох типів перевірених зчеплень спостерігався однаковий хід роботи двигуна. На підставі проведених аналізів можна зробити висновок, що стан зносу зчеплення та зменшення його маси під час роботи не впливає на характер роботи двигуна пилки. На жаль, за допомогою вимірювального обладнання неможливо чітко визначити, коли суміш займається. Можна лише припустити, що це відбувається до моменту, коли двигун досягає своєї миттєвої максимальної швидкості.

При аналізі зміни сили різання (рис. 3.8) та зміни частоти обертання двигуна (рис. 3.9) в обох випадках можна помітити однаковий характер ходу. У робочому циклі двигуна після займання повітряно-паливної суміші рух поршня в циліндрі прискорюється, з чим пов'язаний моментальний стан зміни натягу ланцюга і зміна кута ріжучих ланок. в розпілі. Після проходження поршня через нижнє кінцеве положення відбувається раптове зниження миттєвої швидкості обертання колінчастого валу двигуна, і знову змінюється напруга і змінюється установка ріжучих ланок в розрізі. Можна припустити, що займання відбувається, коли миттєві значення сили різання близькі до мінімальних значень.

Висновки за розділом

1. На основі проведених досліджень можна однозначно стверджувати, що як хід частоти обертання двигуна, так і хід сили різання деревини є циклічним, а характер роботи двигуна безпосередньо пов'язаний з його

робочими циклами. Після запалювання паливної суміші рух поршня прискорюється, а швидкість обертання колінчастого вала тимчасово збільшується. Після проходження поршня через нижнє кінцеве положення швидкість обертання тимчасово зменшується. Амплітуда зміни миттєвих значень швидкості обертання по відношенню до середнього значення збільшується зі збільшенням частоти обертання різання деревини і знаходиться в межах 550-850 об/хв.

2. Як показали дослідження, мінливість опору різанню безпосередньо пов'язана з характером роботи двигуна. У момент прискорення або уповільнення руху поршня відбуваються миттєві зміни натягу ланцюга за рахунок інерції системи різання. Ланки різця змінюють свій кут і більш-менш занурюються в деревину. Це викликає виникнення миттєвих максимальних і мінімальних значень сили різання деревини. Амплітуда миттєвих змін значення сили різання по відношенню до середнього значення становить приблизно 400 Н.

3. На основі проведених досліджень можна зробити висновок, що часи між послідовними піковими значеннями миттєвого значення сили різання відповідають послідовним обертам колінчастого вала двигуна.

4. Проведені статистичні аналізи не показали впливу стану зносу муфти як на характер роботи двигуна пилки, так і на мінливість опору різанню.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

При роботі з мотопилкою потрібні особливі заходи безпеки, оскільки робота виконується з високою швидкістю руху ланцюги та ріжучі зуби дуже гострі. Перед первинним введенням в експлуатацію уважно ознайомитися з інструкцією з експлуатації, зберігати її у надійному місці для наступного користування. Недотримання інструкції з експлуатації може виявитися небезпечним для життя.

Кожен працюючий з агрегатом вперше: має бути проінструктований продавцем або іншим фахівцем, як слід правильно поводитися з агрегатом або пройти спеціальний курс навчання.

Неповнолітні до роботи з заточеним пристроєм не допускаються – за винятком молодих людей старше 16 років, які проходять навчання під наглядом. Діти, тварини та сторонні повинні бути на відстані. Користувач несе відповідальність за нещасні випадки чи небезпеки, загрозливі іншим або їх майну.

Мотопилу дозволяється передавати або давати напрокат тільки тим особам, які навчені зверненню з нею – завжди надавати інструкцію. Люди, що працюють з мотопилою повинні бути відпочилими, здоровими та у хорошому фізичному стані. Той, кому станом здоров'я не рекомендуються навантаження, повинен звернутися за порадою до лікаря, чи може він працювати з мотопилкою.

Робота з мотопилою після вживання алкоголю, ліків, що знижують здатність реагування, або наркотиків не дозволяється. За несприятливої погоди (дощ, сніг, лід, вітер) слід відкласти проведення робіт – підвищена небезпека нещасного випадку!

Використовувати бензопилу тільки для розпилу деревини та предметів з дерева.

Не можна використовувати бензопилу для інших цілей – небезпека нещасного випадку! Не вносити будь-які зміни в конструкцію бензопили – це може завдати шкоди безпеці. Компанія STIHL знімає з себе відповідальність за шкоду, нанесений людям та майну, внаслідок застосування не допущених до експлуатації навісних пристроїв.

Одяг повинен відповідати меті застосування та не повинна заважати при роботі. Рекомендується щільно прилегла одяг із захисною прокладкою від порізів. Не робочий халат. Не носити одяг, який міг би зачепитися за дерево, чагарник або рухомі деталі бензопили. А також шарф, краватка та будь-які прикраси. Довге волосся зв'язати та закріпити (хустку, шапка, каска). Носити захисні чоботи – із захистом від порізів, ребристої підошвою та шкарпетками зі сталевую вставкою. Одягайте міцні робочі рукавички з зносостійкого матеріалу (наприклад, з шкіри).

Перед транспортуванням – навіть на короткі відстані – бензопилу завжди вимикати, блокувати гальмо ланцюга та монтувати захист ланцюги. Завдяки цьому виключається ненавмисний запуск пильної ланцюги.

Бензопилу переносити, тримаючи тільки за трубчасту рукоятку – гарячий глушник тримати убік від тіла, напрямна шина спрямована назад. Не торкатися гарячих деталей агрегату, особливо до поверхні глушника – небезпека опіку!

Бензин легко спалахує – не працювати поблизу відкритого вогню – не розливати паливо – не курити. Перед заправкою паливом вимкнути двигун. Не заправляти паливом, поки двигун не охолоне повністю – паливо може перелитися -небезпека пожежі! Кришку бака відкривати обережно, щоб надлишковий тиск знижувалося повільно та паливо не могло вибризкуватися. Заправку проводити тільки в добре провітрюваних місцях. Якщо вилилося паливо, негайно очистити від нього бензопилу. Не допускати влучення палива на одяг, в іншому у разі негайно замінити. Після заправки слід, по можливості, до відмови затягнути різьбову кришку паливний бак. Завдяки цьому знижується небезпека відгвинчування запірної пристрої бака через

вібрації мотора і, як наслідок, небезпека витікання палива. Звернути увагу на наявність негерметичності!

При витік палива, двигун не запускати. Небезпека для життя внаслідок опіків!

Перевірити бездоганне робоче стан бензопили – звернути увагу на відповідний розділ в інструкції з експлуатації:

– Перевірити паливну систему на герметичність, особливо видимі деталі, наприклад, замок бака, шлангові з'єднання, ручний паливний насос (тільки у бензопил ручним паливним насосом).

При наявності негерметичності або пошкодження двигун не запускати – небезпека виникнення пожежі! До введення в експлуатацію слід віддати бензопилу для налагодження спеціалізованому дилеру

- Справне гальмо ланцюга, передній захист руки

- Правильно монтована напрямна шина

- Правильно натягнута пильна ланцюг

– Важіль газу та фіксатор важеля газу повинні легко рухатися – важіль газу після відпускання

повинен повертатися у вихідне становище

- Комбінований важіль легко встановлюється в положення STOP, 0 або †

– Перевірити густину посадки контактної наконечника дроту запалювання – при нещільно сидячому наконечнику можливо

іскроутворення, іскри можуть спалахнути паливоповітряну суміш – небезпека пожежі!

- Забороняється вносити будь-які зміни до елементів управління або захисні механізми

– Ручки мають бути чистими та сухими, очищеними від олії та

бруду – важливо для надійного управління бензопилою

- Достатньо палива та мастила для ланцюги в баку

Бензопила обслуговується тільки однією людиною. Сторонні особи не повинні перебувати на ділянці виконання робіт – у тому числі й час запуску.

Не запускати бензопилу, якщо пильний ланцюг знаходиться в щілині розрізу.

Запуск двигуна проводити на відстані не менше 3 метрів від місця заправки паливом та не в закриті приміщення.

Перед запуском двигуна блокувати гальмо ланцюга – через обертowego пиляльного ланцюга існує небезпека отримання травми! Двигун не запускати з руки запуск проводити, як описано в інструкції з експлуатації.

При роботі бензопилу завжди надійно утримувати обома руками:

права рука на задній ручці – також для шульги.

Для надійного керування бензопилою трубчасту рукоятку та рукоятку щільно обхопити великими пальцями.

При загрозливій небезпеці або екстремому випадку відразу ж вимкнути двигун – встановити комбінований важіль/вимикач напрямку STOP, 0 або †.

Ніколи не залишати бензопилу працювати без нагляду. Обережно, при ожеледиці, вологості, на снігу, льоду, на схилах гір, на нерівній території або після окорки деревини – можна послизнутися! Звернути увагу на перешкоди: пні, коріння, канави – можна спіткнутися!

Не працювати поодиночі – завжди триматися на відстані чутності від інших людей, які навчені надання допомоги в аварійної ситуації. Якщо у зоні роботи агрегату знаходяться також помічники, то вони також повинні носити захисний одяг (шолом!) і не повинні стояти безпосередньо під спилюваними гілками. При користуванні берушами необхідно бути особливо уважним та обачним – оскільки сприйняття попереджувальних звуків (крики, сигнальні звуки тощо) обмежено. Для запобігання надмірному втоми слід своєчасно робити перерви у роботі – небезпека нещасного випадку!

Пил, що утворюється при роботі (наприклад, деревний пил), пари та дим можуть завдати серйозної шкоди здоров'ю. При сильній освіті пилу

носити протипилову маску. Якщо двигун працює, то після відпускання важеля газу пильний ланцюг продовжує рухатися ще деяке час – ефект руху по інерції. Не палити при роботі з бензопилою та поблизу працюючого бензопили – небезпека пожежі! З паливної системи можуть випаровуватися паливні бензинові пари.

Пильне коло перевіряти регулярно, через короткі проміжки часу і негайно при помітних зміни:

- Зупинити двигун, почекати, поки пильний ланцюг зупиниться

– Перевірити стан та міцність посадки

– Враховувати ступінь заточування ножів. Не торкатися пильного ланцюга при працюючому двигуні. При блокуванні пиляльного ланцюга будь-яким предметом негайно зупинити двигун – тільки після цього усунути предмет – небезпека отримання травми!

Перед тим, як відійти від пилки, відключити двигун. Зупинити двигун для заміни пильного ланцюга. При ненавмисному запуску двигуна – небезпека отримання травми!

Дотримуватися інструкції щодо заточування – для надійної та правильної роботи пильний ланцюг та напрямна шина повинні утримуватися в бездоганному стані, пильний ланцюг повинен бути правильно заточена і добре змащена. Вчасно замінити пильную ланцюг, що направляє шину та ланцюгову зірочку. Регулярно контролювати бездоганний стан барабана зчеплення. Паливо та мастило ланцюга зберігати тільки в дозволених та промаркованих згідно інструкцій ємностях. Зберігання в сухому, прохолодному та надійному місці, оберігати від світла та сонце. При порушенні функціонування гальма пиляльного ланцюга негайно зупинити двигун – небезпека травми! Звернутися до спеціалізованому дилеру – не користуватися бензопилою, поки несправність не буде усунено –див. розділ "Гальмо пиляльного ланцюга".

РОЗДІЛ 5

ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5.1 Визначення ціни виготовлення навчального стенду для випробовування малооб'ємного двигуна внутрішнього згорання STIHL MS661

Головною складовою, яка визначає ціну виготовлення будь-якого стенду, призначеного до вивчення, дослідження чи випробовування тієї чи іншої системи, механізму, складової частини є величина ціни елементів, які входять до його складу.

Для того, щоб розрахувати загальну ціну навчального стенду, зокрема для випробовування малооб'ємного двигуна внутрішнього згорання марки Stihl ms661, повинні враховуватись всі затрати. До таких затрат слід віднести витрати на необхідні покупні матеріали, окремий асортимент металоконструкцій, електричні кабелі, фарбу, елементи декору тощо.

Всі конкретні деталі, які є складовими елементами навчального стенду та покупні матеріали, а також ціни на них станом на 1.12.2021 року наведено в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Складові елементи стенду для дослідження техніко-економічних параметрів малооб'ємного двигуна внутрішнього згорання для приводу робочих органів засобів малої механізації.

Статті витрат	Ціна, грн
Елементи металоконструкції стенду	
Профільна труба 30/30, 3м	98
Профільна труба 40/20, 1.5м	45
Листовий метал г/к 70/50, 2мм	230
Кутник 32/32. 1 мм, 1м	30
Труба D-15мм, 1м	40
Разом	443

Гайки видовженні М 10, 4 шт	20
Гайка видовжена М8, 1 шт	4
Шайби 8мм, 7 шт	5
Кронштейн генератора 21214. 1 шт	150
Разом	179
Фарба, ґрунтовка	
Ґрунт сірий 0.5 л- грн	120
Емаль 0.5 л - грн	140
Разом	260
Складові навчального стенду	
Двигун Stihl ms661	27500
Генератор 2110.14в 100а	2200
Діагностичне устаткування MDG	32000
Натяжна планка	50
Силові кабелі 10 мм ² , 2 шт	100
АКБ 60А 12в	1500
Інвертор 12-220в	1000
Навантажувальна лампа розжарювання 500 вт	100
Направляюча шина 45 см 3/8 1.5	300
Ланцюг 3/8 70 ланок	200
Разом	64950
Ціна стенду	65653

Беручи до уваги відображені в табл. 5.1 дані можна зробити висновок, що ціна запропонованого і виготовленого у виробничих умовах стенду для випробовування малооб'ємного двигуна внутрішнього згорання марки Stihl

ms661 враховує витрати власне на елементи металоконструкції, фарбу, складові частини навчального стенду та витрати на його безпосереднє виготовлення. Узагальнивши та просумувавши ці дві статті було встановлено ціну стенда, яка становить 65653 гривень.

Висновки за розділом

1. Ціна запропонованого та виготовленого стенду для випробовування малооб'ємного двигуна внутрішнього згорання марки Stihl ms661 враховує витрати власне на сам процес виробництва і закупівлю покупних деталей.

2. Із складових, які визначають ціну стенда, найбільша частка у грошовому виразі припадає на покупні деталі, зокрема на Двигун Stihl ms661 та діагностичне устаткування MDG.

3. Визначена ціна розробленого стенду складає 65653 гривень.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

Розроблений стенд, дозволяє точно виміряти миттєві частоти обертання колінчастого вала і барабана зчеплення бензопил. Завдяки йому можна перевірити робочий цикл двигуна та пробуксовування, що виникає в зчепленні пилки під час різання деревини. Можливість вимірювання миттєвого пробуксовування муфти дозволить визначити втрати енергії на привід бензопили, пояснить явище нагрівання зчеплення під час роботи та сприятиме визначенню енергетичного балансу пилки.

Виходячи з проведених випробувань, робочі швидкості оберти пилки, при яких можна виконувати різання деревини, слід вважати такими, при яких у зчепленні пилки немає пробуксовування. Для всіх трьох станів зчеплення нижній робочий діапазон становить 9100, 9200 і 9250 об/хв відповідно. Найбільш вигідною є швидкість приблизно 9200 об/хв (на межі стабільного та нестабільного стану), тобто в точці, де досліджувана пила досягає максимальної ефективності різання. Робота з більшим крутним моментом двигуна, але з меншою швидкістю обертання, не підвищує ефективність роботи.

На основі проведених досліджень можна однозначно стверджувати, що як хід частоти обертання двигуна, так і хід сили різання деревини є циклічним, а характер роботи двигуна безпосередньо пов'язаний з його робочими циклами. Після запалювання паливної суміші рух поршня прискорюється, а швидкість обертання колінчастого вала тимчасово збільшується. Після проходження поршня через нижнє кінцеве положення швидкість обертання тимчасово зменшується. Амплітуда зміни миттєвих значень швидкості обертання по відношенню до середнього значення збільшується зі збільшенням частоти обертання різання деревини і знаходиться в межах 550-850 об/хв.

Як показали дослідження, мінливість опору різанню безпосередньо пов'язана з характером роботи двигуна. У момент прискорення або

уповільнення руху поршня відбуваються миттєві зміни натягу ланцюга за рахунок інерції системи різання. Ланки різця змінюють свій кут і більш-менш занурюються в деревину. Це викликає виникнення миттєвих максимальних і мінімальних значень сили різання деревини. Амплітуда миттєвих змін значення сили різання по відношенню до середнього значення становить приблизно 400 Н.

На основі проведених досліджень можна зробити висновок, що часи між послідовними піковими значеннями миттєвого значення сили різання відповідають послідовним обертам колінчастого вала двигуна.

Проведені статистичні аналізи не показали впливу стану зносу муфти як на характер роботи двигуна пилки, так і на мінливість опору різанню.

Ціна запропонованого та виготовленого стенду для випробовування малооб'ємного двигуна внутрішнього згорання марки Stihl ms661 враховує витрати власне на сам процес виробництва і закупівлю покупних деталей.

Із складових, які визначають ціну стенда, найбільша частка у грошовому виразі припадає на покупні деталі, зокрема на Двигун Stihl ms661 та діагностичне устаткування MDG.

Визначена ціна розробленого стенду складає 65653 гривень.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Еландт Р. Математична статистика. Державні наукові видавництва. Видання 1. Варшава 1964.
2. ГЕНДЕК А. Вплив параметрів зчеплення на ефективність різання деревини бензиною бензопилою. кандидатська дисертація. SGGW - Факультет виробничого машинобудування. Варшава 2005.
3. Мацяк А. Спроба використання термографічного методу в дослідженні бензинових бензопил. Лісова агротехніка і садівництво 2004, No7.
4. Ярац П., Зелінські З. (співпраця). Буквар розрахункової помилки / Вимірювальні практикуми /. Фізична лабораторія І. Фізичний факультет Варшавського університету 2005.
<http://www.igf.fuw.edu.pl/~prac1/msos/elem%20rach%20bledu.pdf>.
5. HC-49S (низькопрофільний) кварцовий кристалічний блок. Специфікація. Checkers Electronic (China) Limited. <http://www.chaquers-electronic.com/prodspec/160155/20060428104416.pdf>
6. Ковалишин С.Й., Дацюк Р.Ю., Паславський Р.І., Миронюк О.С. Тепловий розрахунок двигуна: Методичні рекомендації. –Львів: ЛДАУ, 2001. – 48с.
7. Дацюк Р.Ю., Ковалишин С.Й., О.С. Миронюк, Паславський Р.І., Динамічний розрахунок двигуна: Методичні рекомендації. –Львів: ЛДАУ, 2001. –26с.
8. <http://vdvzhke.ru/dvigateli-vnutrennego-sgoranija/teplovoj-raschet-dvigatelja/osobnosti-raschetnogo-cykla-dvuhtaktnog>
9. https://stihl-online.com.ua/benzopily-i-elektropily/?gclid=CjwKCAiAtouOBhA6EiwA2nLKH3t3QXeOxqrlhCMn40_xC
10. <https://www.stihl.ua/%D0%9F%D1%80%D0%BE%D0%B4%D1%>
11. <https://www.olx.ua/uk/dom-i-sad/instrumenty/q>
12. <https://dtv-instrument.com/produksiya-stihl/benzopili/>

13. Гендек А. Вплив стану зчеплення на його взаємодію з двигуном бензопили. Сільськогосподарська, садова та лісова техніка, №3/2006
14. Świostek H. Вплив зносу муфти на мінливість опору різання деревини. Дисертація магістра. Факультет виробничої техніки, Варшавський університет природничих наук, Варшава 2009 р.
15. Więsik J. Джерела вібрацій портативної бензинової бензопили. Ергономіка та захист праці в деревообробній промисловості, лісовому та сільськогосподарському виробництві. Познань-Пушиково, 19-20 вересня 2005 року.
16. Гендек А. Вплив зносу муфти бензопили на результати роботи. 1-а наукова конференція «Організація та інженерія виробництва в сільському та лісовому господарстві. Варшава, 9 травня 2000 року.
17. Гендек А. Випробування двигунів бензопил. Матеріали 5-ї ювілейної наукової конференції «Організація та інженерія виробництва в сільському та лісовому господарстві». Варшава, 14 червня 2005 року.
18. Гендек А. 2005. Вплив параметрів зчеплення на ефективність різання деревини бензиною бензопилою. кандидатська дисертація. Варшавський університет природничих наук.
19. Więsik J. 1995. Вплив зворотної муфти на характеристики зчеплення бензопили. Машинопис на кафедрі механізації лісу Варшавського університету природничих наук.