

**КОМПОНУВАННЯ ДИЗЕЛЯ MMZ-3LD З МОДЕРНІЗОВАНИМ  
ЗЧЕПЛЕННЯМ НА УНІВЕРСАЛЬНОМУ МАЛОГАБАРИТНОМУ  
ТРАНСПОРТНОМУ ЗАСОБІ УМТЗ - 26 «НАДІЯ»**

**Шифр: «Малогабаритний транспортний засіб»**

## ЗМІСТ

Анотація .....	3
Вступ .....	4
1. Тяговий розрахунок транспортного засобу .....	6
1.1 Розрахунок швидкісних і навантажувальних параметрів трактора .....	6
1.1.1. Визначення теоретичних швидкостей руху ТЗ .....	6
1.1.2. Визначення тягових зусиль транспортного засобу .....	7
1.1.3. Розрахунок дійсних швидкостей руху ТЗ з урахуванням буксування ведучих коліс .....	10
1.2. Визначення тягового ККД ТЗ .....	12
1.3. Визначення максимального кута підйому шляху, який може долати ТЗ ..	13
Висновок по розділу 1 .....	15
2. Особливості компонування дизеля на УМТЗ-26 «Надія» .....	16
2.1. Центрування, установка і кріплення дизеля до ведучого фланця КПП УМТЗ-26 «Надія» .....	16
2.2. Особливості установки модернізованого дводискового зчеплення в зборі відносно маховика дизеля .....	16
3. Вплив змінної інерційної маси двигуна на деякі показники розгону МТА ..	18
3.1. Дослідження впливу змінної інерційної маси двигуна на деякі показники на стадіях розгону МТА .....	18
3.2. Дослідження змінної інерційної маси двигуна з додатковим маховиком на деякі показники на стадіях розгону МТА .....	27
Висновки .....	29
Список використаної літератури .....	30
Додаток А .....	31
Додаток Б .....	33
Додаток В .....	38

## АНОТАЦІЯ

**Актуальність теми роботи** пов'язана з розробкою креслярсько-конструкторської документації (ККД) по створенню нового універсального малогабаритного транспортного засобу – УМТЗ-26 «Надія» для розширення номенклатури продукції, що випускається виробничими потужностями АТ «ХТЗ» у вигляді нових транспортних засобів.

**Мета роботи:** проведення досліджень динаміки руху УМТЗ-26 «Надія» при змінних зовнішніх силах і моментах з метою оцінки впливу перемінної інерційної маси рухомих частин двигуна на етапах розгону МТА.

В роботі наведено тяговий розрахунок УМТЗ-26 «Надія», з метою отримання швидкісних і тягових показників транспортного засобу.

На підставі попередньо виконаних досліджень розроблено ККД компонування ДВЗ на транспортному засобі, а також виконано компонування двох варіантів дводискового зчеплення на самому дизелі.

У роботі наведені результати, пов'язані з дослідженням впливу змінної інерційної маси двигуна на вихідні показники транспортного засобу (ТЗ).

Робота має дослідницьку спрямованість та практичну значимість.

**Метод дослідження:** Використовується розрахунковий та експериментальний метод дослідження машино-транспортного агрегату (МТА).

**Завдання роботи:**

- виконати розрахунок швидкісних і навантажувальних параметрів ТЗ;
- визначити тяговий коефіцієнт корисної дії (ККД) ТЗ;
- визначити максимальний кут підйому шляху, який може долати ТЗ;
- дослідити вплив змінної інерційної маси двигуна на деякі показники МТА на стадіях його розгону;
- розробити ККД компонування ДВЗ на транспортному засобі, а також компонування двох варіантів дводискового зчеплення на самому дизелі.

## Вступ

В період з 2018-2020 рр. співробітниками АТ «ХТЗ», ХНАДУ і ХНТУСГ ім. П. Василенка ведеться спільна науково-дослідна робота, пов'язана з розробкою креслярсько-конструкторської документації по створенню універсального малогабаритного транспортного засобу – УМТЗ-26 «Надія». В якості базового варіанту розглядається самохідне шасі Т-16МГ.

До цієї досить кваліфікованої роботи підключені студенти 2-го і 3-го курсів ХНАДУ і ХНТУСГ ім. П. Василенка для виконання атестаційних робіт бакалавра або магістра.

Розроблюване УМТЗ-26 «Надія» є універсальним чотириколісним транспортним засобом (малолітражним колісним трактором), рамної конструкції, який призначений для виконання різних сільськогосподарських, лісотехнічних, комунальних та дорожньо-будівельних робіт. На ньому встановлено 3-х циліндровий дизель, серії MMZ-3LD з рядним розташуванням циліндрів і рідинною системою охолодження, який випускається Мінським моторним заводом (Республіка Білорусь). Загальний вигляд 3-х циліндрового дизеля MMZ-3LD представлений на рис.1, а основні техніко-експлуатаційні показники ДВЗ наведені в табл.А.1 (Додаток А).

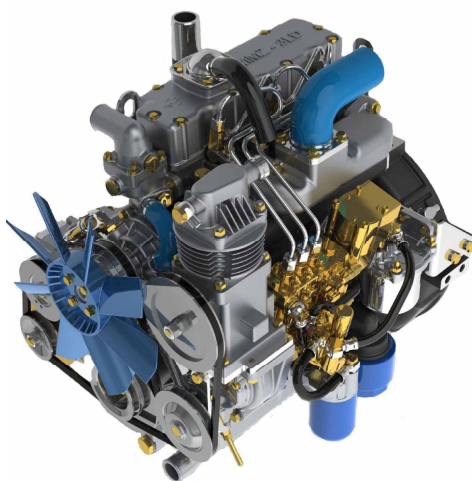


Рис.1 – Загальний вид 3-х циліндрового дизеля MMZ-3LD

Кінематична схема силової передачі універсального малогабаритного



транспортного засобу УМТЗ-26 «Надія» приведена на рис.2.

У силову передачу УМТЗ-26 «Надія» входять: муфта дводискового зчеплення, восьми ступінчаста коробка перемикання передач, вал відбору потужності, два планетарних редуктора і дискові гальма, а також бортові колісні редуктора з ведучими колесами.

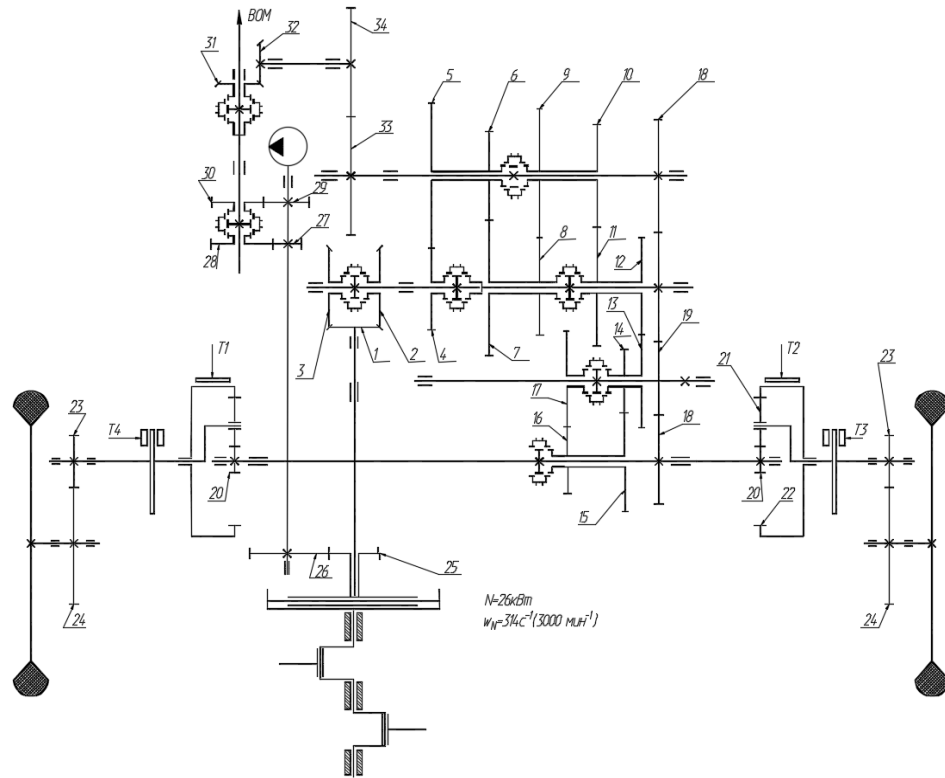


Рисунок 2 – Кінематична схема силовій передачі УМТС-26 «Надія»

Співробітниками і студентами ХНАДУ розробляється ККД: коробки перемикання передач (КПП), рами, кабіни, кріплення кабіни до рами ТЗ, перекидного кузова з гідроциліндрами і керуючими електрогідравлічними механізмами, переднього і заднього мостів, управління передніми колесами і навісним обладнанням.

Співробітниками і студентами ХНТУСГ ім. П. Василенка розробляється ККД, до якої відноситься: центрування і кріплення ДВЗ з головним фланцем КПП; центрування і компоновка зчеплення в зборі з маховиком та ДВЗ; установка і кріплення передніх опор ДВЗ на рамі УМТЗ-26 «Надія»; компоновка систем охолодження, змащення та живлення в моторному відсіку ТЗ.

# 1. ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

**Дані для розрахунку.** Кінематична схема трансмісії приведена на рис. 2.

Номінальна потужність двигуна  $N_{e_{\max}}=26$  кВт при кутовій швидкості колінчастого вала  $\omega_N = 314 \text{ с}^{-1}$  ( $3000 \text{ хв}^{-1}$ ). Маркування шини 11,2–28 згідно ГОСТ 7463-2003 ( $r_{\delta}=0,586 \text{ м}$ ;  $r_0=0,605 \text{ м}$ ).

Експлуатаційна маса ТЗ  $m_e=2075$  кг; з них на передні колеса доводиться  $m_n=380$  кг, а на задні –  $m_z=1690$  кг.

У таблиці 1 наведені значення зубчастих коліс трансмісії УМТЗ-26.

Таблиця 1 – Число зубів зубчастих коліс

Позначення	$Z_1$	$Z_2 Z_3$	$Z_4, Z_{16}$ парні	$Z_5, Z_{17}$ непарні	$Z_{18}, Z_{19}$	$Z_{20}$	$Z_{21}$	$Z_{22}$	$Z_{23}$
Кількість зубів	23	26	54	74	64	32	22	76	12
Позначення	$Z_{24}$	$Z_{25}$	$Z_{26}$	$Z_{27}$	$Z_{28}$	$Z_{29}$	$Z_{30}$	$Z_{31}$	$Z_{32}$
Кількість зубів	70	17	39	17	57	28	46	23	26

**Умови розрахунку.** Тягові властивості визначаються на стерні, асфальтобетоні і на полі, яке підготували під посів.

## 1.1 Розрахунок швидкісних і навантажувальних параметрів трактора

### 1.1.1. Визначення теоретичних швидкостей руху ТЗ

Теоретичні швидкості руху (без урахування буксування) визначаються за формулою

$$V_T = 3,6 \cdot \frac{\omega_N \cdot r_{\delta}}{u_{mp}}, \quad (1.1)$$

де  $r_{\delta}$  – динамічний радіус колеса; для шини 11,2/10–28– $r_{\delta}=0,586$  м;  
 $u_{mp}$  – передавальне число трансмісії на розглянутій передачі.

Структура передавальних чисел визначається згідно кінематичної схеми трансмісії наведеної на рис. 2.

Результати розрахунку  $V_T$  наведені у таблиці 2.

Таблиця 2 – Визначення теоретичних швидкостей руху ТЗ

Передача	Структура	Передаточне число $u_{mp}$	Швидкість $V_T$ , км/год.
I	$\frac{26}{23} \times \left(\frac{74}{54}\right)^7 \times \left(\frac{64}{64}\right) \times \left(\frac{76}{32} + 1\right) \times \frac{70}{12}$	201,976	3,280
II	$\frac{26}{23} \times \left(\frac{74}{54}\right)^6 \times \left(\frac{76}{32} + 1\right) \times \frac{70}{12}$	147,389	4,494
III	$\frac{26}{23} \times \left(\frac{74}{54}\right)^5 \times \left(\frac{64}{64}\right) \times \left(\frac{76}{32} + 1\right) \times \frac{70}{12}$	107,553	6,159
IV	$\frac{26}{23} \times \left(\frac{74}{54}\right)^4 \times \left(\frac{64}{64}\right) \times \left(\frac{76}{32} + 1\right) \times \frac{70}{12}$	78,485	8,44
V	$\frac{26}{23} \times \left(\frac{74}{54}\right)^3 \times \left(\frac{64}{64}\right)^3 \times \left(\frac{76}{32} + 1\right) \times \frac{70}{12}$	57,273	11,566
VI	$\frac{26}{23} \times \left(\frac{74}{54}\right)^2 \times \left(\frac{64}{64}\right)^2 \times \left(\frac{76}{32} + 1\right) \times \frac{70}{12}$	47,794	13,860
VII	$\frac{26}{23} \times \frac{74}{54} \times \left(\frac{64}{64}\right)^3 \times \left(\frac{76}{32} + 1\right) \times \frac{70}{12}$	30,498	21,720
VIII	$\frac{26}{23} \times \left(\frac{64}{64}\right)^2 \times \left(\frac{76}{32} + 1\right) \times \frac{70}{12}$	22,255	29,756

### 1.1.2. Визначення тягових зусиль транспортного засобу

$$P_k = 3,6 \cdot \frac{N_{e\max} \cdot \eta_{mp}}{V_T}, \quad (1.2)$$

де  $\eta_{mp}$  – ККД трансмісії.

Розрахунок тягової сили на ведучих колесах наведено в таблиці 3.

Таблиця 3 – Розрахунок тягової сили і крутного моменту на ведучих колесах

Передача	Структура ККД	ККД $\eta_{mp}$	Тягова сила $P_k$ , кН	Крутний момент $M_k$ , Н·м
I	$0,98 \times 0,988^{12}$	0,848	24,199	14,181
II	$0,98 \times 0,988^9$	0,879	18,308	10,728
III	$0,98 \times 0,988^9$	0,879	13,358	7,828
IV	$0,98 \times 0,988^6$	0,890	9,870	5,748
V	$0,98 \times 0,988^9$	0,879	7,113	4,168
VI	$0,98 \times 0,988^8$	0,890	6,010	3,522
VII	$0,98 \times 0,988^7$	0,901	3,883	2,275
VIII	$0,98 \times 0,988^5$	0,923	2,902	1,701

Механічний ККД трансмісії

$$\eta_{mp} = \eta_u^i \cdot \eta_k^j, \quad (1.3)$$

де  $\eta_u, \eta_k$  – ККД циліндричної і конічної зубчастих пар;  $i, j$  – число пар циліндричних і конічних зубчастих коліс, що беруть участь в передачі; у нашому випадку  $j=1$  ( $\eta_u=0,988$ ;  $\eta_k=0,980$  – за рекомендацією НАПІ).

Результати розрахунку ККД трансмісії ТЗ представлені в таблиці 4. Там же наведені результати розрахунку тягової сили і відповідного їй, крутного моменту на ведучих колесах.

Визначимо граничну по зчепленню дотичну реакцію на ведучих (задніх) колесах

$$R_{x_{cu}} = m_z \cdot g \cdot \varphi, \quad (1.4)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;  $g$  – прискорення вільного падіння  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ .

Коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою за даними робіт [1,2] складає:

$\varphi=0,6$  – на стерні;  $\varphi=0,5$  – на полі, яке підготували під посів;  $\varphi=0,7$  – на асфальті.

Відповідно значення  $R_{xci}$ :  $R_{xci}=1690 \cdot 9,81 \cdot 0,6=9947 \text{ Н}=9,947 \text{ кН}$  – на стерні;  $R_{xci}=1690 \cdot 9,81 \cdot 0,5=8289 \text{ Н}=8,289 \text{ кН}$  – поле під посів;  $R_{xci}=1690 \cdot 9,81 \cdot 0,7=11605 \text{ Н}=11,605 \text{ кН}$  – на асфальті.

З урахуванням довантаження ТЗ при агрегуванні гранична по зчепленню дотична реакція на ведучих (задніх) колесах може збільшуватися.

$$R_{xci}=1,2 \cdot 2,0 P_0 \cdot \varphi, \quad (1.5)$$

де  $P_0$  – максимально допустима нормальна навантаження на шину.

За стандартом [4] для шини 11-28 величина дорівнює 10987 Н при внутрішньому тиску повітря  $P_{ш}=0,18$  МПа. З урахуванням допустимої 20% перевантаження:  $R_{xci}=1,2 \cdot 2,0 \cdot 10987 \cdot 0,6=15821 \text{ Н}=15,821 \text{ кН}$  – на стерні;  $R_{xci}=1,2 \cdot 2,0 \cdot 10987 \cdot 0,5=13184 \text{ Н}=13,184 \text{ кН}$  – поле під посів;  $R_{xci}=1,2 \cdot 2,0 \cdot 10987 \cdot 0,7=18458 \text{ Н}=18,458 \text{ кН}$  – на асфальті.

Сумарна дотична реакція на ведучих (задніх) колесах ТЗ, створювана крутним моментом

$$R_x=P_k - f \cdot m_z \cdot g, \quad (1.6)$$

де  $f$  – коефіцієнт опору коченню коліс; за даними [1,2] складає:  $f=0,1$  – на стерні;  $f=0,02$  – на асфальті;  $f=0,16$  – поле під посів.

У таблиці 4 наведені значення сумарної дотичної реакції на задніх (ведучих) колесах ТЗ при русі на різних передачах. При  $R_x \geq R_{xci}$  приймається

$$R_x = R_{xci}.$$

Сила на гаку ТЗ

$$P_{кр}=R_x - f \cdot m_{II} \cdot g, \quad (1.7)$$

При розрахунку допускаємо, що довантаження задніх коліс на 20% не впливає на додаткове навантаження передніх.

Розрахунок зусилля на гаку ТЗ представлені в таблиці 5.

Таблиця 4 – Значення сумарних дотичних реакцій на ведучих колесах ТЗ з урахуванням обмеження по зчепленню з ґрунтом

Параметр	Тип шляху	Передача							
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
$R_x, \text{кН}$	стерня	$\frac{9,947^*}{15,821}$	$\frac{9,947^*}{15,821}$	$\frac{9,947^*}{11,7}$	8,212	5,455	4,352	2,174	1,244
	асфальт	$\frac{11,605^*}{18,458}$	$\frac{11,605^*}{17,976}$	$\frac{11,605^*}{13,026}$	9,5384	6,7814	5,678	3,5514	2,5704
	оранка	$\frac{8,289^*}{13,184}$	$\frac{8,289^*}{13,184}$	$\frac{8,289^*}{10,705}$	7,2174	4,4604	3,3574	1,2304	0,2494

\*) У чисельнику вказана сумарна дотична реакція на ведучих колесах ТЗ в експлуатаційній комплектації, а в знаменнику – тракторного агрегату

Таблиця 5 – Значення сили на гаку УМТЗ-26

Параметр	Тип шляху	Передача							
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
$P_{кр}, \text{кН}$	стерня	$\frac{9,574^*}{15,448}$	$\frac{9,574^*}{15,448}$	$\frac{9,574^*}{11,322}$	7,839	5,082	3,979	1,801	0,871
	асфальт	$\frac{11,53^*}{18,383}$	$\frac{11,53^*}{17,901}$	$\frac{11,53^*}{12,951}$	9,4634	6,7064	5,603	3,4764	2,495
	оранка	$\frac{7,701^*}{12,588}$	$\frac{7,701^*}{12,588}$	$\frac{7,701^*}{10,109}$	6,6214	3,8444	2,7614	0,6344	–

\*) У чисельнику дані параметри для ТЗ, а в знаменнику – тракторного агрегату

### 1.1.3. Розрахунок дійсних швидкостей руху ТЗ з урахуванням буксування ведучих коліс

Швидкість руху ТЗ з урахуванням буксування ведучих коліс може бути визначена за такою формулою [1]:

$$V_D = V_T(1 - \delta), \quad (1.8)$$

де  $\delta$  – величина буксування ведучих коліс.

Криві буксування коліс на різних фонах представлені на рис 3. Криві

отримані в дослідному виробництві ХЗТСШ за результатами випробувань дослідного зразка самохідного шасі Т-16М з двигуном потужністю 24 к.с. (17,65 кВт) (СШ 24) [5].

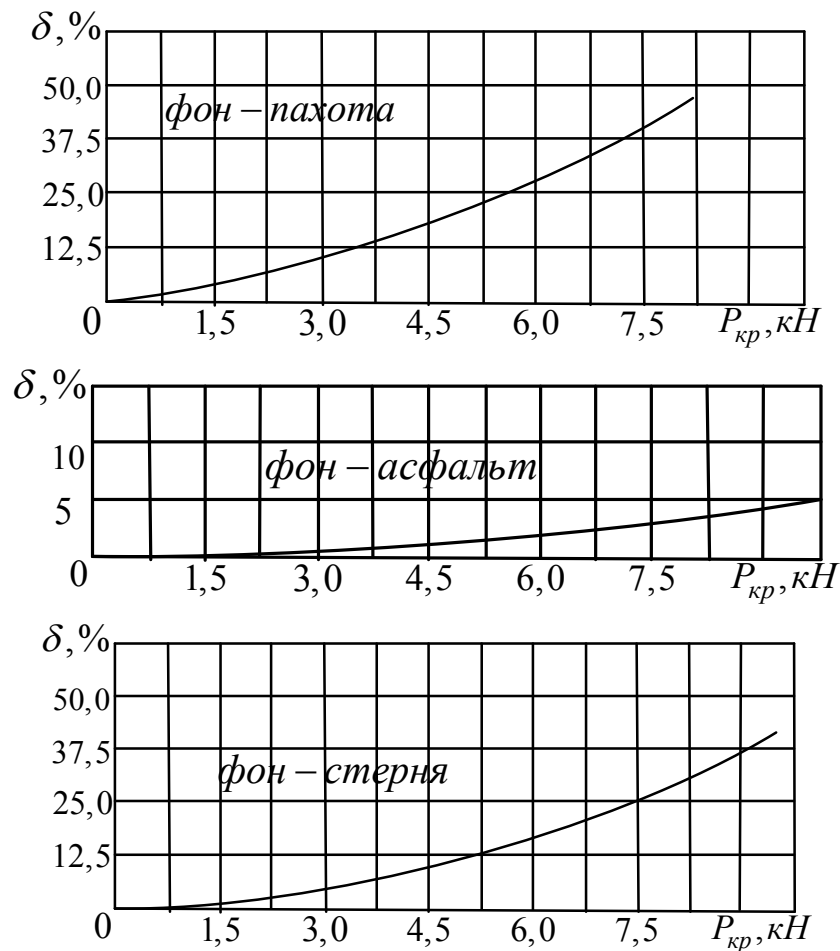


Рис. 3 – Залежність коефіцієнта буксування від сили на гаку

Аналіз результатів розрахунку буксування ведучих коліс і дійсної швидкості руху показав, що ТЗ здатний реалізувати тільки на асфальті максимальне зусилля на гаку  $P_{кр} = 11,937$  кН, а в агрегаті  $P_{кр} = 19,985$  кН. При цьому буксування не перевищує  $\delta = 8\%$ . На стерні і на полі, яку підготували під посів, на передачах I, II, III реалізувати номінальні гакові зусилля не можна внаслідок буксування ведучих коліс  $\delta = 100\%$ .

Розрахунок буксування ведучих коліс і дійсної швидкості УМТЗ-26 наведені у таблиці 6.

Таблиця 6 – Розрахунок буксування ведучих коліс і дійсної швидкості УМТЗ-26

Тип шляху	Параметр	Передача							
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
стерня	$P_{кр}, кН$	$\frac{9,574^*}{15,440}$	$\frac{9,574^*}{15,448}$	$\frac{9,574^*}{11,322}$	7,839	5,082	3,979	1,801	0,871
	$\delta, \%$	$\frac{41,875^*}{100}$	$\frac{41,875^*}{100}$	$\frac{41,875^*}{100}$	17,5	8,75	7,50	3,125	2,5
	$V_T, км/год.$	3,280	4,494	6,159	8,440	11,566	13,860	21,720	29,765
	$V_D, км/год.$	$\frac{1,906^*}{0}$	$\frac{2,612^*}{0}$	$\frac{3,580^*}{0}$	6,963	10,55	12,82	21,04	29,02
асфальт	$P_{кр}, кН$	$\frac{11,53^*}{18,383}$	$\frac{11,53^*}{17,901}$	$\frac{11,53^*}{12,951}$	9,463	6,706	5,603	3,476	2,495
	$\delta, \%$	$\frac{10,0^*}{15,0}$	$\frac{10,0^*}{15,0}$	$\frac{10,0^*}{11,0}$	9,0	2,0	1,0	0	0
	$V_T, км/год.$	3,280	4,494	6,159	8,440	11,566	13,860	21,720	29,765
	$V_D, км/год.$	$\frac{2,952^*}{2,788}$	$\frac{4,0446^*}{3,8199}$	$\frac{5,543^*}{5,235}$	7,680	11,335	12,474	21,720	29,768
поле підготов- лене під посів	$P_{кр}, кН$	$\frac{7,710^*}{12,588}$	$\frac{7,710^*}{12,588}$	$\frac{7,710^*}{10,109}$	6,621	3,864	2,761	0,634	–
	$\delta, \%$	$\frac{37,5^*}{100}$	$\frac{37,5^*}{100}$	$\frac{37,5^*}{56,25}$	26,25	13,75	12,5	5,0	–
	$V_T, км/год.$	3,280	4,494	6,159	8,440	11,566	13,860	21,720	29,765
	$V_D, км/год.$	$\frac{2,05^*}{0}$	$\frac{2,809^*}{0}$	$\frac{3,849^*}{2,695}$	6,224	9,9758	3,3775	0,5524	–

\*) В чисельнику вказані значення параметрів ТЗ, а в знаменнику – тракторного агрегату

## 1.2. Визначення тягового ККД ТЗ

Тяговий ККД ТЗ може бути розрахований за формулою

$$\eta_T = \eta_{mp} (1 - \delta) \frac{P_{кр}}{P_K}. \quad (1.9)$$



Розрахунок тягового ККД ТЗ для різних передач і різних фонів наведено в таблиці 7.

Таблиця 7 – Розрахунок тягового ККД ТЗ

Параметр	Тип шляху	Передача							
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
$\eta_T$	стерня	$\frac{0,202^*}{0}$	$\frac{0,267^*}{0}$	$\frac{0,366^*}{0}$	0,583	0,573	0,545	0,405	0,270
	асфальт	$\frac{0,347^*}{0,548}$	$\frac{0,498^*}{0,730}$	$\frac{0,683^*}{0,758}$	0,776	0,812	0,821	0,807	0,793
	оранка	$\frac{0,169^*}{0}$	$\frac{0,231^*}{0}$	$\frac{0,317^*}{0,291}$	0,440	0,412	0,358	0,140	0

\*) У чисельнику дані параметри для ТЗ, а в знаменнику – тракторного агрегату

### 1.3. Визначення максимального кута підйому шляху, який може долати ТЗ

Загальний опір, який чиниться дорогою при русі самохідного шасі на підйом, визначається за формулою [1]

$$P_{\psi} = m_e g (f \cos \alpha + \sin \alpha), \quad (1.10)$$

де  $\alpha$  – кут підйому шляху.

Рух ТЗ можливий при  $P_{\psi} \leq P_K$ .

Розрахунок сили опору ТЗ для різних кутів підйому наведені в таблиці 9.

Граничні значення  $P_K$  представлені на рис. 4.

За даними таблиці 9 побудовані графіки залежності  $P_{\psi}$  від кута  $\alpha$ . Їх припинення визначає граничний кут підйому шляху, який може подолати ТЗ. Розрахунок ведеться тільки для ТЗ, так як при його русі в агрегаті з навісною машиною необхідно враховувати масу останньої. Кут  $\alpha$  приймається в інтервалі від  $1^\circ$  до  $25^\circ$ . Ухили доріг і оброблюваних культурних полів не перевищують  $\alpha = 6^\circ$ . На полі під посів при максимальному значенні тягової сили граничний подоланий кут підйому становить  $20^\circ$  на IV передачі (рис. 4), а

на інших передачах (I, II, III) цей кут може бути ще вище.

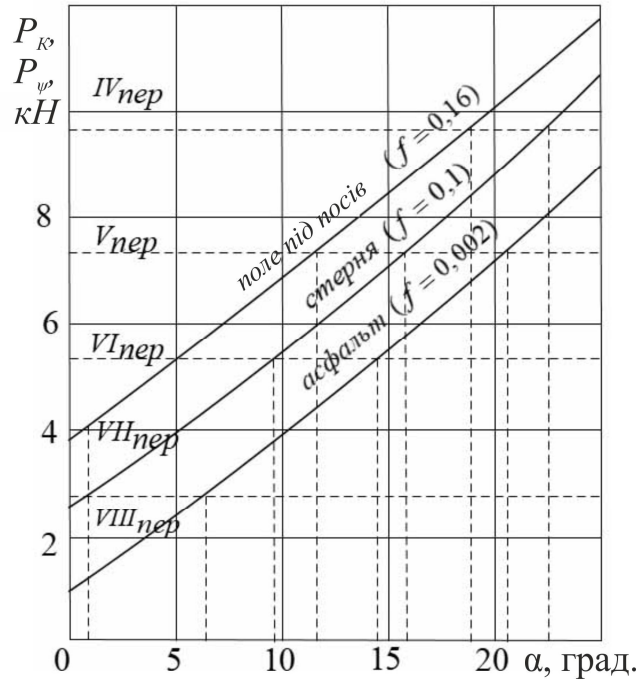


Рис. 4 – Визначення максимальних кутів підйому шляху

Таблиця 8 – Визначення сили  $P_{\psi}$

Тип шляху	Параметр	Кут підйому $\alpha$					
		2°	5°	10°	15°	20°	25°
—	$\sin \alpha$	0,0349	0,0872	0,1736	0,2588	0,3420	0,4226
—	$\cos \alpha$	0,9994	0,9962	0,9848	0,9659	0,9397	0,9063
стерня	$f \cos \alpha$	0,0994	0,09962	0,09848	0,09659	0,09397	0,09063
	$f \cos \alpha + \sin \alpha$	0,13484	0,18682	0,27208	0,35539	0,435597	0,51323
	$P_{\psi}, \text{кН}$	2,738	3,794	5,525	7,218	8,853	10,422
асфальт	$f \cos \alpha$	0,01999	0,01992	0,01970	0,01932	0,01879	0,01813
	$f \cos \alpha + \sin \alpha$	0,05489	0,10712	0,1933	0,27812	0,36079	0,44073
	$P_{\psi}, \text{кН}$	1,115	2,175	3,925	5,648	7,326	8,950
оранка	$f \cos \alpha$	0,15990	0,15939	0,15757	0,15454	0,15035	0,14501
	$f \cos \alpha + \sin \alpha$	0,1948	0,24859	0,33117	0,41334	0,49235	0,56761
	$P_{\psi}, \text{кН}$	3,956	5,054	7,725	10,394	13,998	18,526

## Висновок по першому розділу

1. УМТЗ-26 «Надія» з двигуном 26 кВт (35 к.с.) забезпечує отримання наступних швидкостей (при повному реверсі): робочих – 3,280 – 11,566 км/год.; транспортних – 13,860 – 29,765 км/год.

2. Зусилля на гаку ТЗ залежить від того поля, на якому воно працює. На всіх ґрунтових фонах максимальні зусилля на гаку відповідають тяговому класу 6,0 кН.

3. Тяговий ККД ТЗ також залежить від ґрунтового фону. Максимальне значення тягового ККД реалізується на асфальті, тому що при цьому виникають мінімальні втрати на опір перекачуванню ТЗ.

Максимальні значення тягового ККД: на асфальті –  $\eta_m = 0,820$ ; на стерні –  $\eta_m = 0,565$ ; на оранці –  $\eta_m = 0,424$ .

4. Максимальний кут підйому шляху, який може подолати УМТЗ-26 при мінімальному тяговому зусиллі становить на IV передачі не менше 25°.

Параметри, отримані з тягового розрахунку УМТЗ-26, дозволили приступити до модернізації дводискового зчеплення і компонованні його на двигуні. Маючи габаритні розміри диска зчеплення і механізму вмикання і вимикання зчеплення можна приступити до установки двигуна на транспортному засобі.

## **2. ОСОБЛИВОСТІ КОМПОНУВАННЯ ДИЗЕЛЯ НА УМТЗ-26 «НАДІЯ»**

### **2.1. Центрування, установка і кріплення дизеля до ведучого фланця КПП УМТЗ-26 «Надія»**

Однією з найбільш відповідальних операцій при установці ДВЗ на ТЗ є його центрування, тобто мінімальне відхилення осі колінчастого вала ДВЗ щодо осі веденого вала КПП.

На УМТЗ-26 «Надія» дизель встановлюється в задній частині ТЗ і приведений на рис.Б.1 (Додаток Б).

Конструкцією передбачено, що передній кінець веденого вала на 50 мм виступає відносно торця головного фланця КПП.

За допомогою спеціального пристосування вісь колінчастого вала ДВЗ з боку маховика поєднується з віссю веденого вала КПП. Далі, двигун плавно пересувають в сторону фланця КПП, на передньому кінці веденого вала КПП є фаска, за допомогою якої вал спочатку входить у внутрішній калібрований отвір підшипника запресованого в маховику ДВЗ. У міру подальшого пересування двигуна, ведений вал КПП остаточно центрується щодо підшипника, з перехідною посадкою, яка не перевищує 2-3 мкм. У процесі пересування виступ і отвори у фланці маховика ДВЗ центруються між собою відносно направляючого паза і отворів головного фланця КПП, при цьому фланці корпусу маховика і КПП, які щільно прилягають один до одного і стягуються болтами.

### **2.2. Особливості установки модернізованого дводискового зчеплення в зборі відносно маховика дизеля**

Не менш відповідальною операцією є установка дводискового зчеплення в зборі відносно маховика дизеля.

В процесі проектування даного вузла розглядаються дві варіації

розміщення складального вузла на маховику ДВЗ, які наведені на рис. Б.2 (Додаток Б).

Варіант 1 необхідний на початковій стадії виготовлення вузла, який можна встановити на ДВЗ. В варіанті 1 пропонується використовувати дводискове зчеплення в зборі від самохідного шасі Т-16МГ, яке серійно випускається. Для того, щоб розмістити таке зчеплення на дизелі ММЗ-3LD необхідна, по-перше, часткова модернізація маховика двигуна ММЗ-3LD (рис. Б.3, додаток Б), а по-друге, виготовлення додаткової деталі у вигляді центрального диска зчеплення, який наведено на рис. Б.4 (Додаток Б).

Варіант 2 вимагає розробки прес-форми, за допомогою якої можна масово виготовляти штамповані гарячим методом болванки. А з оброблених механічним способом болванок отримувати корзинки зчеплення і комплектувати ними нові модифікації зчеплень для двигунів.

Загальний вигляд ДВЗ з новим зчепленням в зборі та робочим кресленням модифікованої корзинки зчеплення показані на рис. Б.5 і Б.6 (Додаток Б).

Компонування зчеплення на двигуні і розміщення ДВЗ на транспортному засобі дозволило приступити до дослідження впливу змінної інерційної маси ДВЗ на показники розгону МТА.

### **3. ВПЛИВ ЗМІННОЇ ІНЕРЦІЙНОЇ МАСИ ДВИГУНА НА ДЕЯКІ ПОКАЗНИКИ РОЗГОНУ МТА**

#### **3.1. Дослідження впливу змінної інерційної маси двигуна на деякі показники на стадіях розгону МТА**

Розгін – найпоширеніший і найбільш напружений вид не усталеного руху машинно-тракторного агрегату (МТА) [6].

На першому етапі (фазі) розгону агрегату відбувається основний процес завантаження двигуна і зниження швидкості обертання його колінчастого вала  $\omega_1$ , а швидкість обертання ведених частин  $\omega_2$  швидко наростає. Прискорення поступального руху в цій фазі має максимальне значення.

Коли муфта зчеплення повністю замкнеться, починається спільне плавне зростання кутових швидкостей  $\omega_1$  і  $\omega_2$  до сталої величини  $\omega_F$ , відповідної завантаженню двигуна згідно регуляторної характеристики.

У цей період енергія двигуна витрачається на прискорення руху всіх наведених обертальних і поступальних мас агрегату. Прискорення руху має порівняно мале значення, а дійсна швидкість повільно наростає до сталого значення.

При швидкому включенні муфти зчеплення і великій жорсткості трансмісії на залежності моменту тертя муфти від часу включення буде чітко виражена горизонтальна ділянка, яка характеризує її буксування з постійним моментом. Закінчення першого періоду розгону визначається швидким, по теорії миттєвим, зниженням крутного моменту, який підводиться до первинного вала трансмісії. Це пояснюється тим, що при вирівнюванні кутових швидкостей вала двигуна і первинного вала трансмісії, коли швидкість вала двигуна досягає свого мінімуму, момент від дотичних сил інерції на валу двигуна дорівнює нулю. При повільному включенні муфти зчеплення і малої жорсткості трансмісії горизонтальної ділянки, яка характеризує буксування муфти зчеплення при постійному моменті, може не бути.

Основними показниками МТА при рушанні і розгоні є: робота тертя муфти зчеплення, кутова швидкість колінчастого вала двигуна в кінці першої фази розгону (рушання), час фаз і загальний час розгону і максимальне прискорення при розгоні.

Найбільш напруженою є перша фаза, коли на початку руху МТА теплова енергія двигуна і кінетична енергія його махових мас створюють агрегату початковий рух. Сумарна енергія двигуна витрачається на тертя дисків муфти зчеплення і в результаті цього перетворюється в корисну роботу.

Наведені випробування показують, що співвідношення робіт тертя і корисною коливається в широких межах (коефіцієнт корисної дії муфт і зчеплення коливається в першій фазі розгону  $\eta = 0,28...0,58$ ), які залежать від виду навантаження, зчіпних властивостей рушія, величини наведених мас і інших експлуатаційних факторів. Тому **перша фаза розгону агрегату – рушання** (різновид несталого руху) являє собою енергоємний рух з порівняно малою корисною віддачею. Позитивна робота джерел енергії  $L$ , яка здійснюється за певний проміжок часу, включає в себе теплову роботу  $L_{m,p}$  двигуна і кінетичну енергію інерційних мас  $L_{i,m}$ .

$$L=L_{m,p} +L_{i,m}, \quad (3.1)$$

де  $L$ ,  $L_{m,p}$ ,  $L_{i,m}$  – відповідно, витрачена сумарна, теплова робота двигуна і робота інерційних мас.

Значення відносної роботи тертя муфти зчеплення  $L_1$  можна розрахувати за формулою

$$L_1 = \int_0^{t_1} M_{\phi p} (\omega_1 - \omega_2) \cdot dt, \quad (3.2)$$

де  $M_{\phi p}$  – момент фрикціона;  $\omega_1$ ,  $\omega_2$  – кутові швидкості колінчастого вала двигуна і силової передачі трактора.

Для оцінки відносної роботи тертя муфти зчеплення  $L_1$  і корисною переданою нею роботи  $L$  служить коефіцієнт корисної дії муфти зчеплення  $\eta_{m.z.}$ .

За дослідним даними елементів енергетичного балансу, отриманим при дослідженні зрушення трактора класу 1,4 на різних передачах з повним

навантаженням і при різних значеннях моменту інерції махових мас двигуна, побудовані графіки залежності роботи тертя і ККД муфти зчеплення (рис. 5) від величини моменту інерції двигуна.

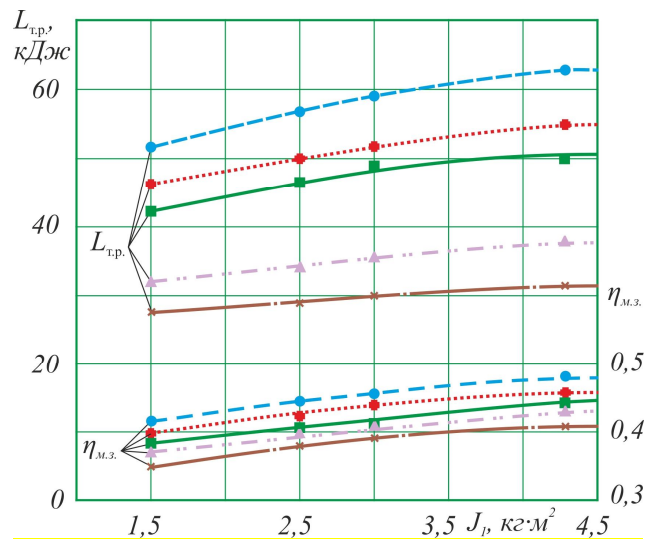


Рис. 5 – Залежність роботи тертя і коефіцієнта корисної дії муфти зчеплення від величини моменту інерції двигуна

За даними теоретичних і експериментальних досліджень можна стверджувати, що робота тертя і коефіцієнт корисної дії муфти зчеплення при русанні залежать в першу чергу від наведених мас  $J_1, J_2, J_3$  і їх співвідношення. При збільшенні інерційних мас двигуна  $J_1$  і агрегату  $J_3$  робота тертя і ККД муфти зчеплення зростає. Це пояснюється тим, що при збільшенні маси  $J_1$  зростає її кінетична енергія, яка під час русання віддається трактору і агрегату. При зростанні маси  $J_3$  підвищуються загальні витрати енергії на розкручування цих мас.

Суттєво впливає темп наростання моменту тертя муфти зчеплення  $M_{фр}$ , залежить від швидкості включення. Тому розрізняють швидке та повільне включення муфти. У першому випадку момент  $M_{фр}$  збільшується швидко і залишається постійним протягом періоду зрушення, у другому – наростає поступово по лінійному закону, досягаючи максимуму до кінця першої фази. При швидкому включенні робота тертя зменшується, корисна робота муфти зчеплення зростає.



Дослідні дані підтверджують основні аналітичні висновки за елементами енергетичного балансу. Так, при рушанні МТА на стерні, робота тертя муфти зчеплення в 1,5...2,0 рази більше аналогічних значень, отриманих на бетоні.

Зі збільшенням порядкового номера передачі МТА і моменту інерції двигуна робота тертя також зростає і, пояснюється рис.6, а значення досліджуваних показників наведені в табл. 9.

Таблиця 9 – Показники зрушення і розгону МТА на стерні (чисельник) і на бетоні (знаменник)

Передачі	Показники							
	$J_I$ , кг·м <sup>2</sup>	$\omega_I$ , с <sup>-1</sup>	$\alpha_\omega$	$t_1$ , с	$t_2$ , с	$t$ , с	$L_{т.р.}$ , кДж	$\eta_{м.з.}$
VI	1,5	124/110	0,64 / 0,57	1,2/1,3	4,4 / 4,7	5,6 / 6,0	42,2/21,3	0,38 / 0,40
	2,5	141/134	0,73 / 0,69	1,2/1,4	4,2/4,2	5,4 / 5,6	45,1 / 23,1-	0,39 / 0,42
	3,0	149/140	0,77 / 0,72	1,3/1,4	4,1 / 4,0	5,4 / 5,4	47,1 / 23,7	0,40 / 0,43
	4,3	160/151	0,83 / 0,78	1,3/1,5	3,8/3,5	5,1 / 5,0	48,0/25,1	0,43/43
VII	1,5	107/89	0,55 / 0,46	1,3/ 1,4	6,1 / 6,6	7,4/8,0	45,1 / 23,1	0,37 / 0,37
	2,5	124/117	0,64 / 0,60	1,4/ 1,5	5,8/6,1	7,2 / 7,6	48,5/25,5	0,39/0,37
	3,0	132/124	0,68 / 0,64	1,4/1,5	5,6/5,8	7,0 / 7,3	50,0 / 26,7	0,41/0,37
	4,3	143/138	0,74/0,71	1,5/1,6	5,2 / 5,2	6,7/ 6,8	53,0/28,9	0,42 / 0,37
VIII	1,5	84/79	0,43/0,41	1,4/1,5	7,2 / 8,0	8,6 / 9,5	50,0/27,7	0,35/0,31
	2,5	107/103	0,55 / 0,53	1,5/1,6	6,9 / 7,4	8,4 / 9,0	54,5/31,5	0,38/0,31
	3,0	115/112	0,59 / 0,58	1,5/1,6	6,7 / 7,1	8,2/8,7	56,4 / 33,2	0,38/0,31
	4,3	128/128	0,66 / 0,66	1,6/1,7	6,3 / 6,6	7,9 / 8,3	60,3 / 35,7	0,40/0,31

При русі МТА на VI передачі по стерні тепла робота  $L_{т.р}$  двигуна змінюється в діапазоні від 42 до 48 кДж, а на бетоні від 21,3 до 25,1 кДж. Відповідно на VII передачі (по стерні)  $L_{т.р.}$  змінюється від 45 до 50 кДж, а по бетону від 23,1 до 28,9 кДж. А при русі на VIII передачі МТА (по стерні)  $L_{т.р.}$  коливається в інтервалі від 50 до 60 кДж, а по асфальтобетону від 27,4 до 35,7 кДж.

Значення коефіцієнта корисної дії муфти зчеплення представлені на рис.7, характеризують її працездатність і здатність передавати енергію для стерні, менше ніж для бетону. При зниженні моменту інерції двигуна і при повільному включенні муфти зчеплення, особливо на вищих передачах від VI до VIII, коефіцієнт корисної дії також знижується.

При русі МТА на VI передачі по стерні ККД муфти зчеплення двигуна змінюється в діапазоні від 0,38 до 0,43, а на бетоні від 0,40 до 0,43 кДж. Відповідно при роботі ТЗ на VII передачі (по стерні)  $\eta_{м.з.}$  змінюється від 0,37 до 0,42 кДж, а по бетону від 0,35 до 0,37. А при русі МТА на VIII передачі МТА (по стерні)  $\eta_{м.з.}$  змінюється в інтервалі від 0,35 до 0,40, а по асфальтобетону від 0,29 до 0,31.

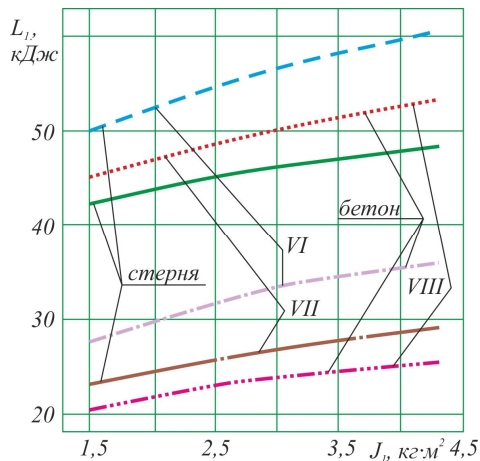


Рис. 6 – Залежність зміни  $L_{m,p}$  від моменту інерції наведених мас ДВЗ

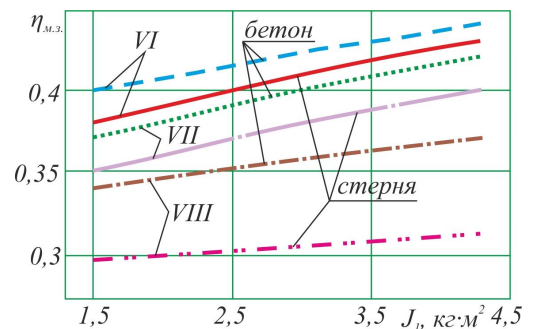


Рис. 7 – Залежність зміни  $\eta_{м.з.}$  від моменту інерції наведених мас ДВЗ

Для тракторів класу 1,4 з метою поліпшення основних показників фази зрушення і коефіцієнта корисної дії муфти зчеплення необхідно збільшувати момент інерції двигуна до 4,0 – 4,5  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$  [7]. Деяке підвищення роботи тертя муфти на 10 – 20% не може служити серйозною перешкодою, так як за розрахунковими даними для сучасних конструкцій муфт зчеплення це допустимо.

На підставі викладеного можна зробити висновок про те, що на складові енергетичного балансу суттєво впливають такі фактори, як вид навантаження і значення наведених моментів інерції мас агрегату, включаючи і махові маси двигуна, темп включення муфти зчеплення, зчіпні властивості рушія і передача трактора.

При рушанні на нижчих передачах робота тертя муфти зчеплення зменшується, а її коефіцієнт корисної дії зростає. При розгоні агрегату від нижчої до вищої передачі енергетичний баланс поліпшується, а коефіцієнт

корисної дії муфти зчеплення підвищується. Тому цей спосіб можна вважати з найбільш ефективних засобів, що поліпшують динаміку розгону швидкісних машинно-тракторних агрегатів.

У працях академіка В.М. Болтинського вказується, що критерієм оцінки динамічних якостей МТА при роботі з не сталим навантаженням, служить амплітуда коливань кутової швидкості обертання колінчастого вала двигуна. Цей параметр впливає на ефективні показники двигуна. Для об'єктивної оцінки ступеня зниження кутової швидкості двигуна при рушанні МТА служить коефіцієнт зміни кутової швидкості двигуна

$$\alpha_{\omega} = \frac{\omega_{i.\min}}{\omega_x}, \quad (3.3)$$

де  $\omega_{i.\min}$  – мінімальна кутова швидкість колінчастого вала двигуна в кінці першої фази;  $\omega_x$  – кутова швидкість холостого ходу вала двигуна.

Коефіцієнт зміни кутової швидкості двигуна  $a_{\omega}$ , наведений на рис.8 зменшується на підвищених передачах і визначається, головним чином, значенням наведених мас агрегату  $J_1$  і  $J_2$ .

Зміна значень кутової швидкості колінчастого вала ДВЗ пояснюється рис.9. Зі збільшенням рангу передачі  $\omega_l$  зменшується. Значення кутової швидкості колінчастого вала ДВЗ при русі трактора по стерні  $\omega_l$  вище, ніж по бетону.

При зменшенні  $J$ , на вищих передачах,  $a_{\omega}$  знижується, а час першої фази  $t_l$  збільшується (рис.10), що може призвести до надмірної перевантаження двигуна і збільшення тривалості першої фази. Таку ж дію надає і підвищене значення  $J_3$ .

Істотний вплив на  $a_{\omega}$  і  $t_l$  надає коефіцієнт корисної дії рушія  $\eta_{м.з.}$  по буксування. При відсутності буксування трактора під час рушання  $a_{\omega}$  має найменше, а  $t_l$  – найбільше значення і перша фаза протікає досить напружене. Насправді спостерігається велике буксування ведучих коліс трактора і цим можна пояснити характер протікання дослідних залежностей  $a_{\omega}(J_1)$  і  $t_l$ , які

розташовуються в області розрахункових характеристик. На нижчих передачах буксування рушіїв менше ( $\delta = 22 \dots 80\%$ ), ніж на вищих передачах (буксування  $\delta$  доходить до 100%). Такий характер буксування пояснюється тим, що на вищих передачах темп наростання моменту двигуна більш високий, ніж на низьких передачах.

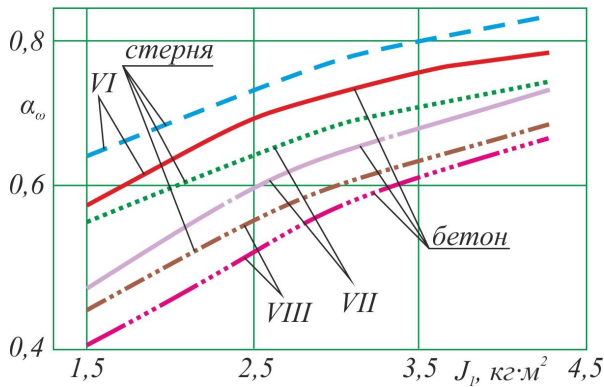


Рис. 8 – Залежність  $\alpha_\omega$  від моменту інерції наведених мас ДВЗ

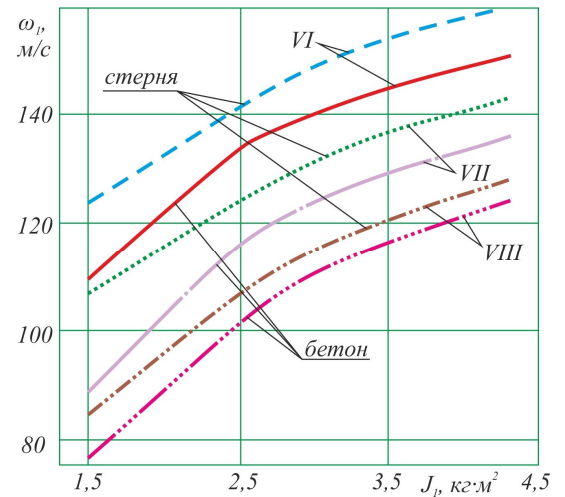


Рис.9 – Залежність зміни  $\omega$  колінчастого валу від моменту інерції наведених мас ДВЗ

Перша фаза також характеризується прискоренням при русанні і значенням поступальної швидкості в кінці її. Тут **за короткий проміжок часу  $t_1$  першої фази** відбувається основне наростання дійсної швидкості МТА за рахунок підвищеного прискорення. Аналіз осцилограм показує, що прискорення швидко наростає в цій фазі, досягаючи максимального значення в кінці її. На нижчих передачах прискорення більше, ніж на вищих передачах пропорційно передавальному числу трансмісії. Ступінь зростання дійсної швидкості МТА  $V_T$  в першій фазі прямо пропорційна коефіцієнту  $a_\omega$ , а отже, залежить від величини приведенного моменту інерції двигуна. Значення дійсної швидкості МТА  $V_T$  в залежності від значення (рангу) включеної передачі наведені в табл.10 і пояснюються рис.11.

Зі збільшенням рангу передачі і приведенного моменту сил інерції ДВЗ дійсна швидкість МТА зростає.

Таблиця 10 – Значення дійсної швидкості МТА в кінці першої фази розгону

$J_1, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	Передачі		
	VI	VII	VIII
1,5	4,9	5,3	5,4
2,5	5,2	6,2	6,4
3,0	5,8	7,6	7,8
4,3	6,1	8,3	8,5

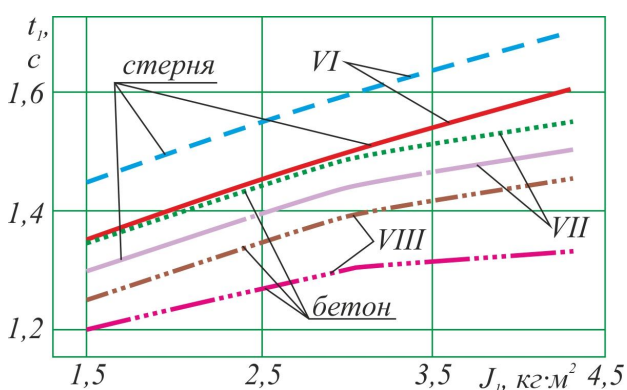


Рис. 10 – Залежність часу розгону  $t_1$  колінчастого вала від моменту інерції наведених мас ДВЗ

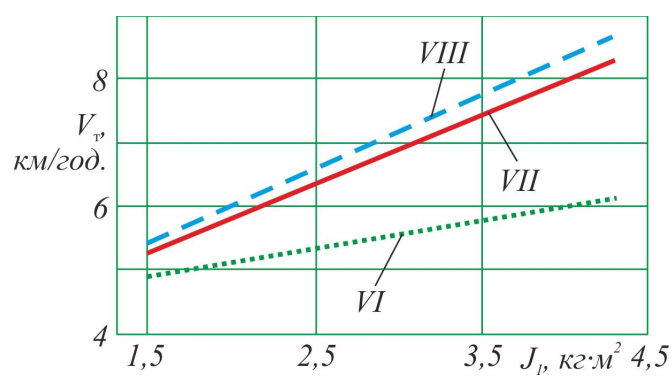


Рис. 11 – Залежність зміни швидкості руху трактора  $V_T$  від моменту інерції наведених мас ДВЗ

Таблиця 11 – Основні показники розгону МТА з трактором класу 1,4 (оранка, 8 передача)

$J_1, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	$J_{\text{відк}}, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	$\omega_{1\text{min}}, 1/\text{с}$	$\Delta T, \text{с}$	Показники розгону			
				$T_1, \text{с}$		$T_2, \text{с}$	
				без відк.	з відк.	без відк.	з відк.
1,50	0	83,7	1,3	8,5	8,5	9,8	9,8
		84,6	1,5	8,2	8,2	9,7	9,7
1,95	0,45	95,5	1,3	8,2	7,3	9,5	8,6
		96,3	1,5	8,0	6,9	9,5	8,4
2,35	0,85	105,7	1,4	7,8	6,8	9,2	8,2
		106,2	1,6	7,6	6,4	9,2	8,0
3,00	1,5	117,2	1,5	7,5	5,4	9,0	6,9
		118,3	1,6	7,3	5,1	8,9	6,7
4,30	2,8	132,9	1,6	7,0	4,0	8,6	5,6
		134,5	1,7	6,8	3,8	8,5	5,5

Примітка:  $J_{\text{відк}}$  – додаткова інерційна маса, що відключається в другій фазі розгону.

$\omega_x = 194 \text{ с}^{-1}$ ;  $M_n = 21 \text{ кгм}$ ;  $\beta = 1,8$ ;  $\chi = 0,85$ ;  $\kappa^* = 1,05$ .

У таблиці 11 наведені значення мінімальної кутової швидкості двигуна в кінці першої фази розгону  $\omega_{l,min}$ , час фаз  $T_1$  і  $T_2$ , а також виграш сумарного часу розгону  $\Delta T$  при різних моментах інерції двигуна  $J_1$ . Дані отримані розрахунковим (чисельник) і дослідним шляхом (знаменник) без відключення додаткової інерційної маси і з її відключенням.

Час  $T_2$  завжди збільшується на вищих передачах і в більшій мірі для інерційних агрегатів. Воно також визначається кінцевим показником першої фази  $a_\omega$ , тобто при збільшенні  $a_\omega$  час  $T_2$  зменшується і розгін протікає більш інтенсивно (рис.12). Зменшення часу і зниження напруженості розгону можливо при збільшенні коефіцієнта пристосовності двигуна і зменшення ступеня його завантаження. Прискорення агрегату при розгоні в другій фазі – зворотно-пропорційно наведеної масі.

Як вже зазначалося, при рушанні агрегату інерційні маси двигуна віддають кінетичну енергію агрегату і сприяють розгону його першій фазі (рис.13).

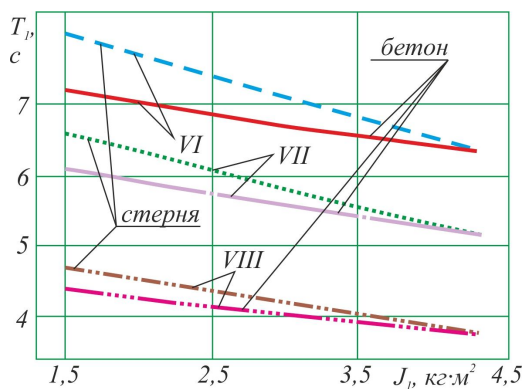


Рис. 12 – Залежність часу розгону  $T_1$  самого трактора від моменту інерції наведених мас ДВЗ

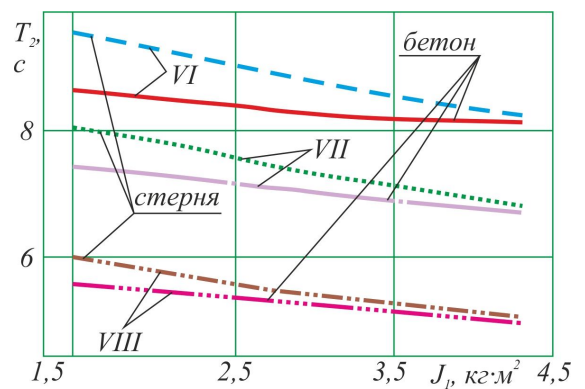


Рис. 13 – Залежність сумарного часу розгону  $T_2$  двигуна і трактора від моменту інерції наведених мас ДВЗ

### 3.2. Дослідження змінної інерційної маси двигуна з додатковим маховиком на деякі показники на стадіях розгону МТА

У другій фазі розгону швидкість всіх інерційних мас агрегату, в тому числі і інерційних мас двигуна, зростає, на що витрачається значна частина

енергії, необхідна для розгону агрегату. У цій фазі джерелом руху є двигун, а інерційні маси його і всього агрегату, нарівні з поступальними масами, поглинають енергію двигуна. Якщо інерційну масу двигуна спочатку збільшити, а потім, у другій фазі розгону, зменшити, (відключити частину інерційної маси), то енергія двигуна при розгоні МТА буде використовуватися більш повно (рис.14). Поставлена задача здійснюється за рахунок установки додаткового маховика з необхідним моментом інерції.

**В першій фазі розгону** додатковий маховик з'єднується з колінчастим валом двигуна (рис.15), а **в другій** – від'єднується від нього. **При усталеному русі агрегату, після розгону**, додатковий маховик плавно підключається до валу двигуна і залишається включеним при подальшому русі МТА.

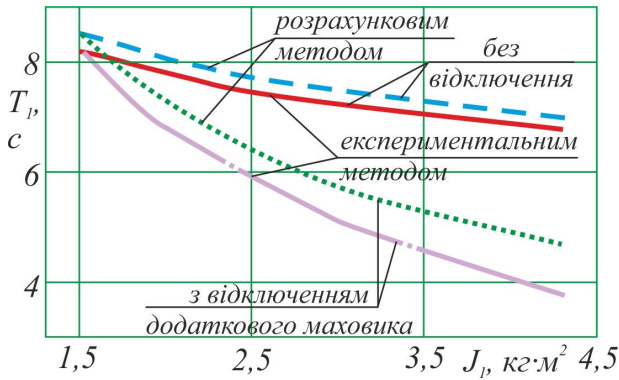


Рис.14 – Залежності зміни часу розгону  $T_1$  МТА від моменту інерції наведених мас ДВЗ

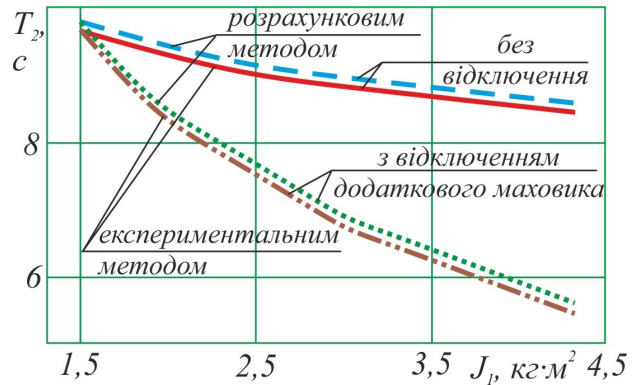


Рис.15 – Залежності зміни часу розгону  $T_2$  від моменту інерції наведених мас ДВЗ

З даних таблиці 11 випливає, що при збільшенні моменту інерції мас двигуна  $J_1$ , його кутова швидкість менше знижується в кінці першої фази, що призводить до зменшення перевантаження двигуна і напруженості його роботи при розгоні. При цьому час першої фази незначно зростає, а час другої фази знижується значно. Загальний час розгону зменшується.

Суттєве зменшення часу розгону буде при відключенні частини інерційної маси двигуна в другій фазі, час цієї фази скорочується на 30-75%, відповідно зменшується і загальний час розгону.

Після розгону агрегату додатковий маховик повинен бути підключений

до основного. Якщо він підключається відразу після закінчення розгону, коли у нього достатня кінетична енергія, то зниження кутової швидкості вала двигуна незначно.

Навіть при повній зупинці додаткового маховика подальше його підключення, згідно з результатами випробувань, дало зниження кутової швидкості вала двигуна на 20 рад/с. При цьому, якщо підключення проводиться плавно, то двигун не виходить на коректорної гілки характеристики, а зниження дійсної швидкості руху агрегату в порівнянні з теоретично можливою, не перевищує 5-6%.

На рис.16 наведені значення моменту інерції додаткового маховика  $J_{відк}$  і виграш у часі розгону  $\Delta T$  трактора з додатковим маховиком і без нього.

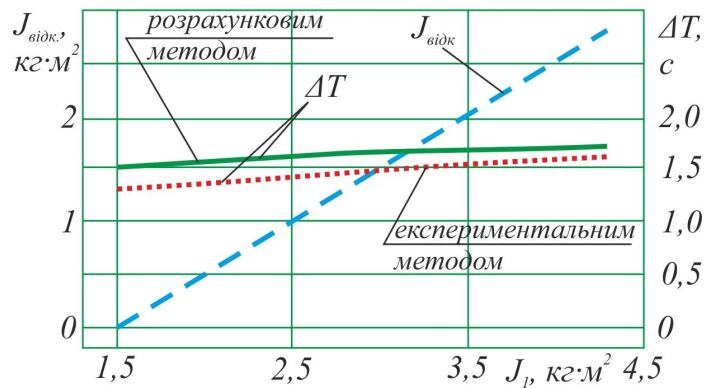


Рис.16 – Виграш у часі розгону  $\Delta T$  трактора з використанням додаткового маховика, отриманий розрахунковим і експериментальним методом

Застосування додаткової інерційної маси збільшує мінімальну кутову швидкість колінчастого вала двигуна, значно скорочує час розгону і збільшує завантаження двигуна. Отже, продуктивність агрегату буде вище.



## **ВИСНОВКИ**

Наведено результати досліджень впливу змінної інерційної маси двигуна на деякі показники розгону агрегату на базі трактора класу 1,4.

Встановлено, що додаткова інерційна маса сприяє поліпшенню показників розгону машинно-тракторного агрегату.

Застосування додаткового маховика, що підключається і відключається, на різних стадіях (фазах) розгону агрегату, дозволяє збільшити продуктивність машинно-тракторного агрегату.

## Список використаної літератури

1. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля /Д.А. Чудаков. – М.: Колос, 1972. – 384 с.
2. Львов Е.Д. Теория трактора / Д.Е. Львов. – М.: Машгиз, 1960. – 252 с.
3. Тормозные свойства и тормозные механизмы колесных тракторов / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.А. Павленко, Я.А. Бобров, Д.В. Абрамов; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2007. – 507с.
4. ГОСТ 7463 – 2003 Шины пневматические для тракторов и сельскохозяйственных машин. Технические условия. Принят. 22.05.2003
5. Протокол № 63–70 (ОП 0108) испытания опытного образца самоходного шасси Т-16МГ мощностью двигателя 24 л.с. (СШ–24). – Харьков, 1970.
6. Кутьков Г.М. Тяговая динамика трактора / Г.М. Кутьков. - Москва: Машиностроение, 1980. – 215 с.
7. Кравченко В.А. Влияние переменной инерционной массы двигателя на выходные показатели МТА с трактором класса 1,4 / В.А. Кравченко, Н.Н. Мелешик // Совершенствование технологических процессов, машин и аппаратов в инженерной сфере АПК: сборник научных трудов / Всероссийский научно-исследовательский и проектно-технологический институт механизации сельского хозяйства, – зерноград, 1996. – С. 217 – 221.

## Додаток А

Таблиця А.1 – Основні технічні характеристики дизеля MMZ-3LD

Найменування параметрів	Одиниця виміру	Значення
1	2	3
Тип дизеля		Чотиритактний
Спосіб сумішоутворення		Безпосереднє впорскування палива
Число циліндрів	шт.	3
Розташування циліндрів		Рядне, вертикальне
Робочий об'єм циліндрів	л	1,6
Порядок роботи циліндрів		1 – 3 – 2
Напрямок обертання колінчастого вала по ГОСТ 22836 (з боку вентилятора)		Праве (за годинниковою стрілкою)
Діаметр циліндра	мм	87
Хід поршня	мм	90
Ступінь стиснення (розрахункова)		18
Граничні значення:		
– деферента	град.	20
– крену		20
Номінальна частота обертання	хв <sup>-1</sup>	3000
Максимальний крутний момент, бруто	Н·м	100
Частота обертання при максимальному крутному моменті	хв <sup>-1</sup>	1700 – 2100
Питома витрата масла на чад, не більше	г/(кВт·год.)	0,15

## Закінчення таблиці А.1

1	2	3
Маса дизеля, що не заправленого паливно-мастильними матеріалами і охолоджувальної рідиною в комплектації по ГОСТ-18509 для визначення номінальної потужності	кг	200
Потужність номінальна	кВт	26±0,52
Питома витрата палива при номінальній потужності	г/(кВт·год.)	258±7,74
Мінімальна стійка частота обертання холостого ходу	хв <sup>-1</sup>	870±50
Максимальна частота обертання холостого ходу, не більше	хв <sup>-1</sup>	3250
Тиск масла в системі змащення дизеля, прогрітому до температури охолоджуючої рідини від 85 °С до 95 °С; – при номінальній частоті обертання колінчастого вала – при мінімальної частоті обертання холостого ходу, не менше	МПа	0,3...0,4  0,12

## Додаток Б

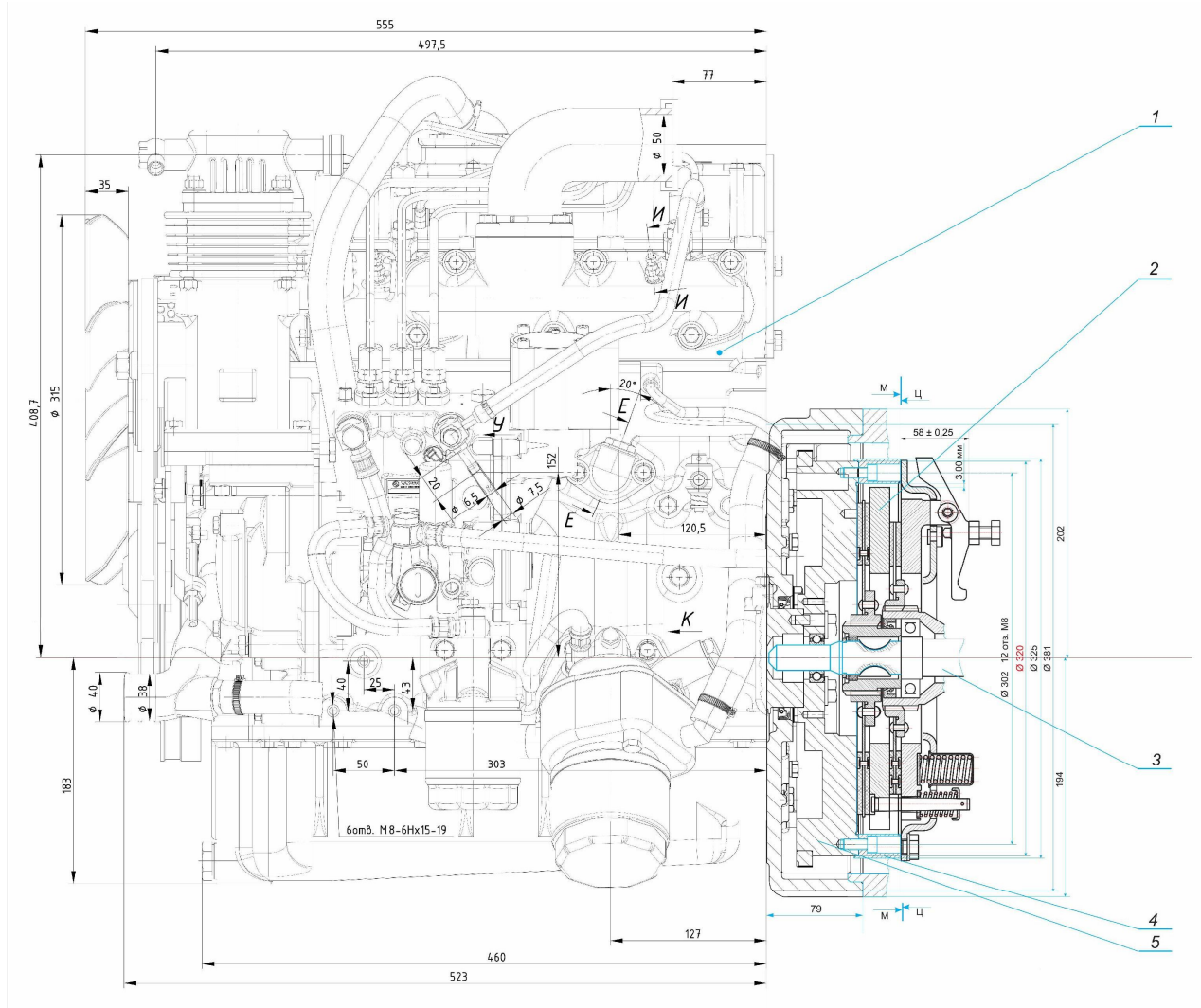


Рис. Б.1 – Поздовжній розріз двигуна MMZ-3LD у зборі з дводисковим зчепленням

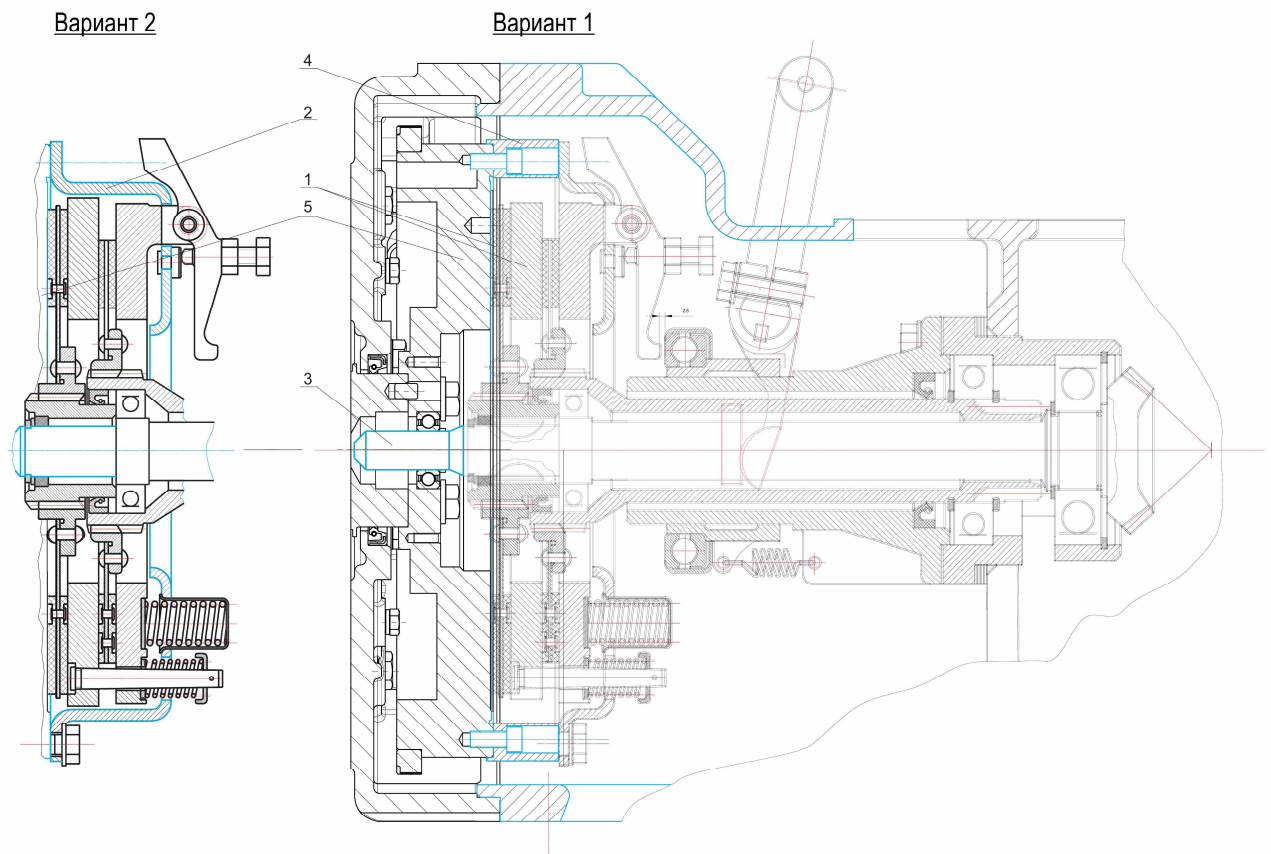


Рис. Б.2 – Поздовжній розріз дводискового зчеплення у двох варіантах

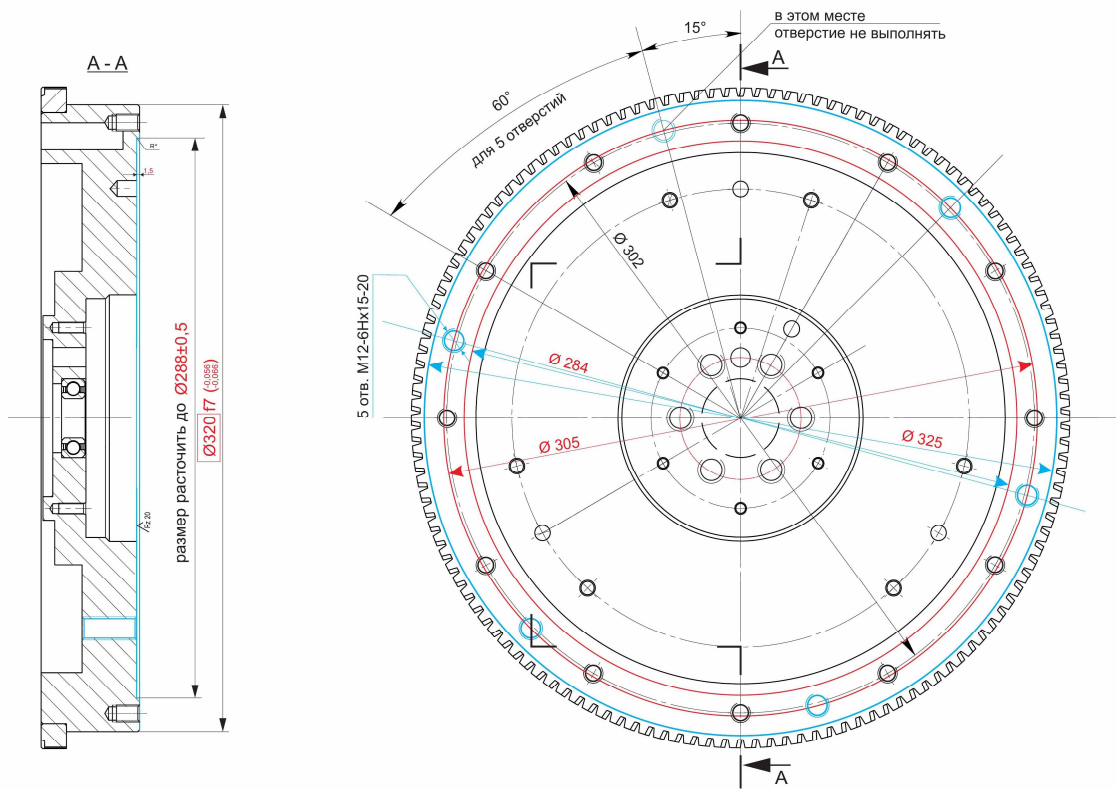


Рис.Б.3 – Вид з переду та збоку маховика у зборі

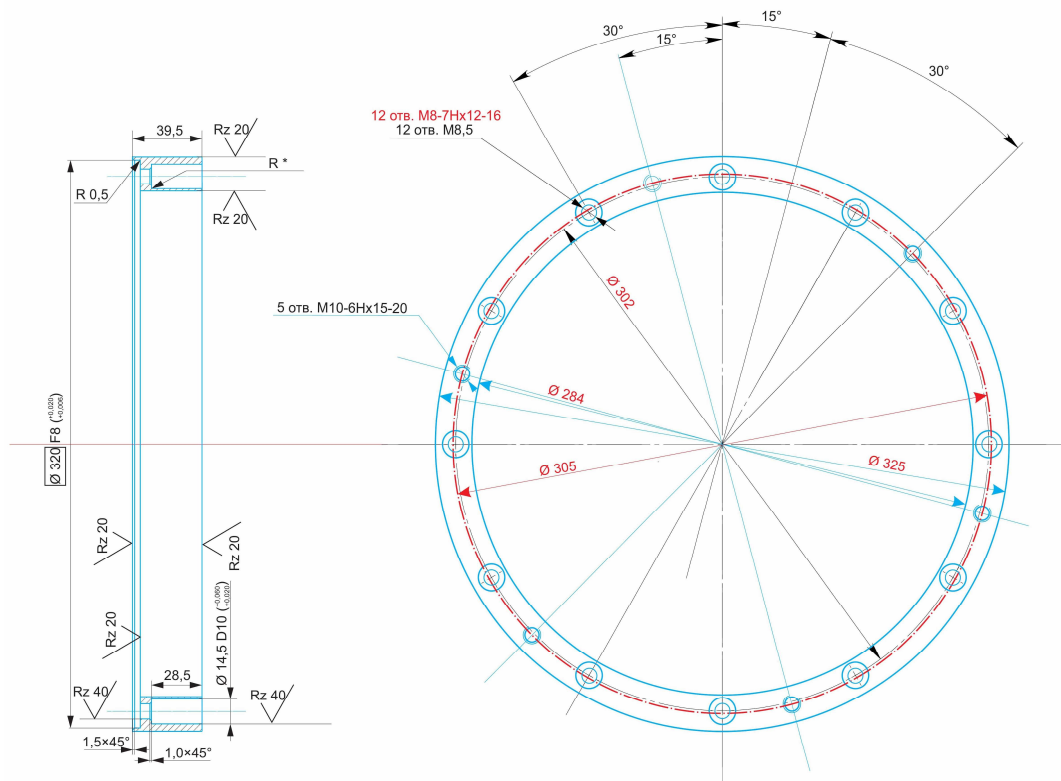


Рис. Б.4 – Вид з переду та збоку центрального диска зчеплення

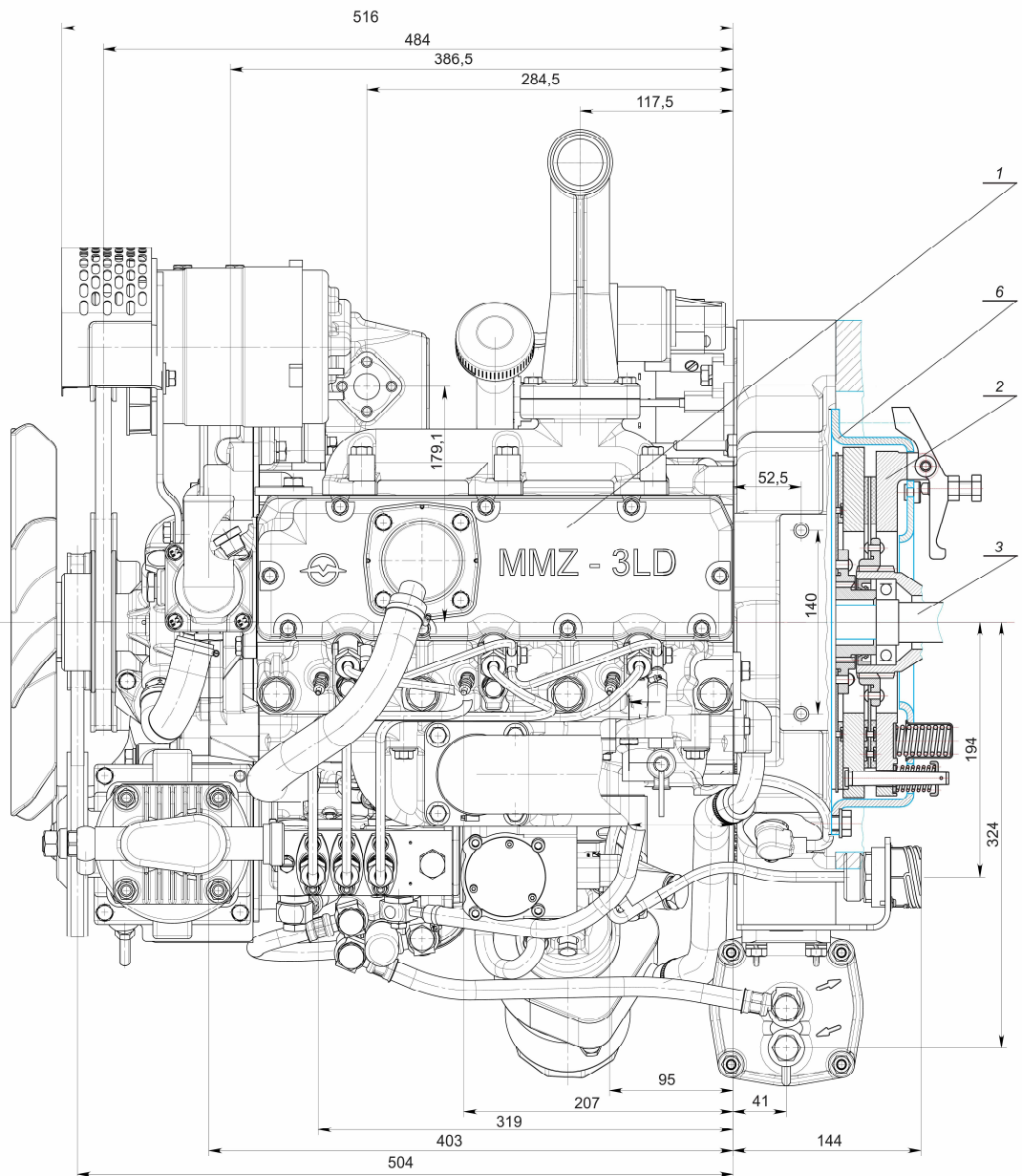


Рис. Б.5 – Загальний вид двигуна MMZ-3LD у зборі з дводисковим зчепленням (вид зверху)



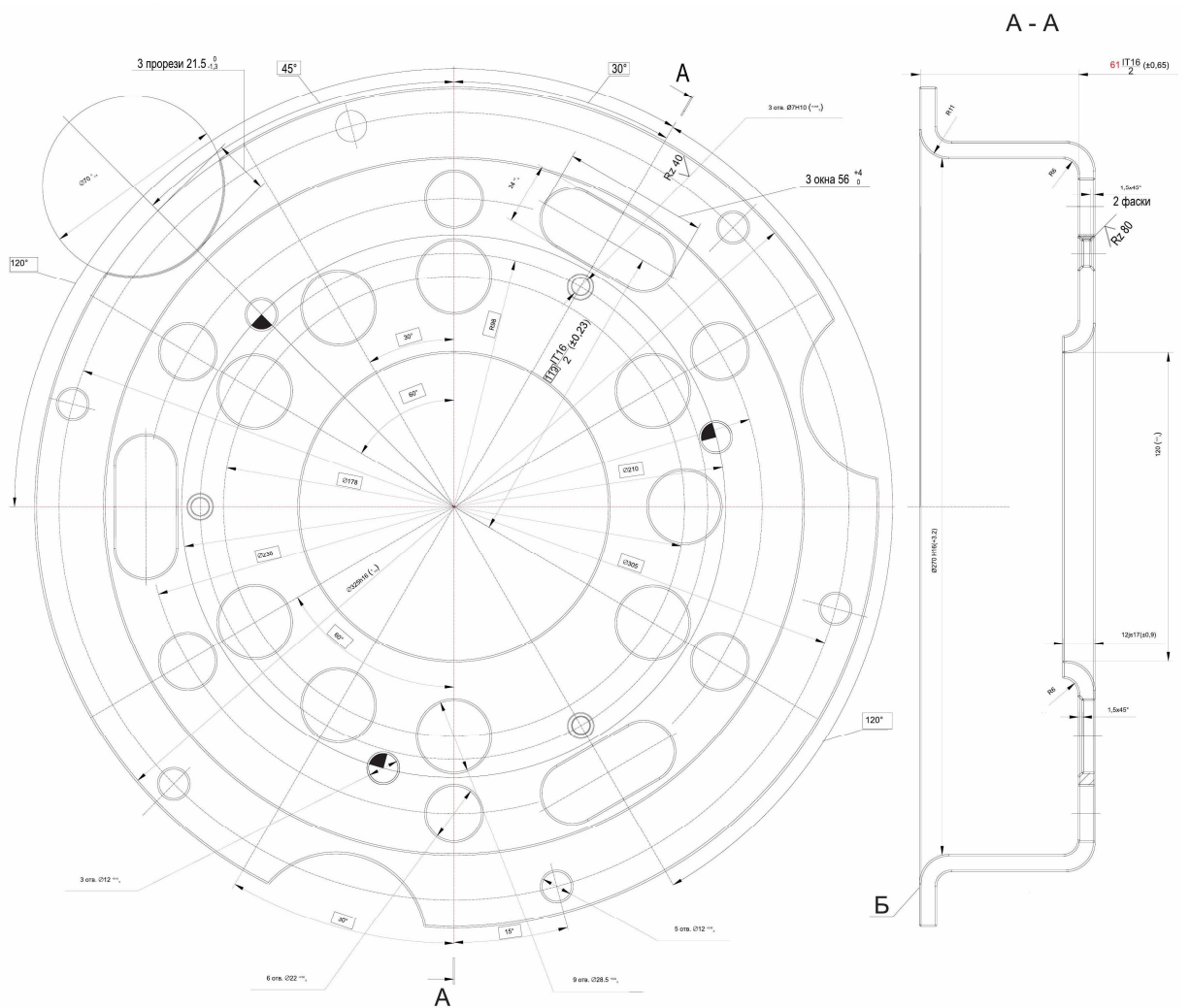


Рис. Б.6 – Вид з переду та збоку модифікованої корзинки зчеплення

## **Додаток В**

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ ТА  
ПРОДОВОЛЬСТВА УКРАЇНИ**

**Харківський національний технічний університет сільського  
господарства імені Петра Василенка**

**Туркменський сільськогосподарський університет  
імені С.А.Ніязова**

**Навчально-науковий інститут механотроніки  
і систем менеджменту**

## **МАТЕРІАЛИ**

**МІЖНАРОДНОЇ  
НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ  
КОНФЕРЕНЦІЇ**

**«ІННОВАЦІЙНІ  
РОЗРОБКИ В АГРАРНІЙ СФЕРІ»**

Том 1

12-13 грудня 2019 року

[www.master2014.metalcontrol.com.ua](http://www.master2014.metalcontrol.com.ua)

Харків - 2019

## ІННОВАЦІЙНІ РОЗРОБКИ В АГРАРНІЙ СФЕРІ

Матеріали міжнародної науково-практичної конференції  
Навчально-наукового інституту механотроніки і систем менеджменту

**12-13 грудня 2019 року**

[www.master2014.metalcontrol.com.ua](http://www.master2014.metalcontrol.com.ua)

---

### ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЙ ВИРОЩУВАННЯ КУЛЬТУР НА ОСНОВІ ЗАСТОСУВАННЯ ОПТИЧНОГО НЕКОГЕРЕНТНОГО ВИПРОМІНЮВАННЯ ЧЕРВОНОГО ДІАПАЗОНУ

Лупівовк Л.Ю., Панкова О.В. .... 178

### РІСТ ТА РОЗВИТОК РОСЛИННОГО ОРГАНІЗМУ ЗАЛЕЖНО ВІД РІЗНИХ МЕТОДІВ ВПЛИВУ

Лупівовк Л.Ю., Панкова О.В. .... 179

### ПРОЕКТ МОДЕРНІЗАЦІЇ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ У СВИНАРНИКУ

Логвіненко Є.В., Поляшенко С.О. .... 180

### ПІДВИЩЕННЯ ЕКОЛОГІЗАЦІЇ ДИЗЕЛІВ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ ЗОВНІШНЬОЇ НЕЙТРАЛІЗАЦІЇ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ

Тарасенко А.О., Немашкало В.М., Манойло В.М. .... 181

### АНАЛІЗ ФІЗИКО-ХІМІЧНИХ Й БІОЛОГІЧНИХ МЕТОДІВ ЛІКВІДАЦІЇ НАФТОВИХ ЗАБРУДНЕНЬ

Литовченко А.В., Калашник Н.В. .... 182

### ДИНАМІКА ЗАБРУДНЕННЯ ПОВІТРЯ У ХАРКІВСЬКІЙ ОБЛАСТІ

Балюк А.В. .... 183

### МІНІМАЛЬНІ ТЕХНОЛОГІЇ ОБРОБКИ ҐРУНТУ: ПЕРЕВАГИ ТА ПЕРЕСТОРОГИ

Фесенко А.М., Кривовид В.О. .... 184

### ПРАВОВА ОСНОВА МАТЕРІАЛЬНО-ТЕХНІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

Бичкова Н.В., Микитась А.В. .... 185

### СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ ЕКОНОМІЧНОЮ БЕЗПЕКОЮ АГРАРНИХ ПІДПРИЄМСТВ

Умех Ченечерем Фавур, Микитась А.В. .... 186

### ПРІОРИТЕТИ ДЕРЖАВНОЇ АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ УКРАЇНИ

Бандура М.Ю., Микитась А.В. .... 187

УДК 621.432.3

## ПІДВИЩЕННЯ ЕКОЛОГІЗАЦІЇ ДИЗЕЛІВ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ ЗОВНІШНЬОЇ НЕЙТРАЛІЗАЦІЇ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ

**Тарасенко А.О., Немашкало В.М., студенти, Манойло В.М. к.т.н., доц.**  
*(Харківській національній технічній університет сільського господарства  
імені Петра Василенка)*

Зниження викидів шкідливих речовин (токсидів) з відпрацьованими газами (ВГ) ДВЗ можливо як безпосередньо в процесі їх утворення, тобто в ході робочого процесу, так і шляхом впливу на зазначені речовини, що містяться у ВГ. Досвід свідчить, що за рахунок оптимального керування робочим процесом ДВЗ, включаючи й перехідні процеси, можна кардинально знизити їхній рівень токсичності. Такий напрям екологізації називають внутрішньою нейтралізацією токсидів. Аналіз наукових досліджень свідчить, що єдиного універсального технічного рішення для забезпечення перспективних екологічних вимог щодо дизелів немає. Наприклад, методи впливу на робочий процес, що сприяють зниженню кількості  $NO_x$  у ВГ, як відомо, викликають збільшення викиду ТЧ (сажі),  $CO$ ,  $C_nH_m$ , і навпаки. Аналогічні проблеми виникають і при установці у системі випуску дизелів засобів очищення ВГ. Звідси висновок: технічні рішення треба приймати комплексно; вони повинні стосуватися двигуна, засобів очищення ВГ та складу палив, що використовуються (вміст сірки, наприклад, цетанове число). Основою служить базова система зниження токсичності та димності ВГ, що складається з каталітичного нейтралізатора-глушника і сажового фільтра, обладнаних послідовно на випуску дизеля. Така схема ґрунтується на особливостях ВГ дизеля. Наприклад, на тому, що до складу ТЧ входять аерозолі палива й моторного масла (за деякими оцінками – до 50 %), а також сажа, на поверхні та усередині якої сорбуються основні маси канцерогенних речовин (бенз-а-пірен). Тому й потрібний каталітичний нейтралізатор, оскільки саме у ньому будуть доокислюватися (допалюватися) продукти неповного згоряння палива ( $CO$ ,  $C_nH_m$ , альдегіди), краплі палива та масла у складі ВГ дизеля. Частинки ж сажі повинен вловлювати фільтр. Функції фільтра та нейтралізатора можуть бути суміщені нанесенням, наприклад, каталізатора безпосередньо на фільтр-елемент.

Розробка сажового фільтра з пристроєм регенерації виявилася більш складною задачею, яку вирішуватимуть двома шляхами: використанням електрофільтрів та різних фільтрувальних матеріалів. Випробування засвідчили ефективність електрофільтрів при очищенні ВГ від ТЧ, залежно від режиму роботи дизеля, на рівні 30...80%. Однак, питання регенерації електрофільтрів залишаються і потребують подальших досліджень.

### Список літератури

1. Манойло В.М. Екологізація ДВЗ шляхом зовнішньої нейтралізації відпрацьованих газів/ В.М. Манойло// ХІХ Міжнародна наукова конференція «Науково-технічні засади розробки, випробування та прогнозування сільськогосподарської техніки та технологій», 20-22 вересня, 2019, С. 8.