

УДК 621.01.004

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВИНИКНЕННЯ ВІБРОУДАРНОГО ІМПУЛЬСУ В ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВІЙ ГРУПІ ДВИГУНІВ МАШИН ДЛЯ ЛІСОТЕХНІЧНИХ РОБІТ

Л. Л. Тітова

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Кореспонденція автора: ludmylkatitova@gmail.com.

Історія статті: отримано – вересень 2018, акцентовано – листопад 2018.

Бібл. 17, рис. 2, табл. 0.

Анотація. Енергетичним засобом лісогосподарської техніки є дизельний двигун внутрішнього згорання, який в значній мірі визначає надійність всієї машини. Надійність двигуна являється основним показником техніко-економічної ефективності. Підвищення моторесурсу двигуна при високій безвідмовності майже рівноцінно збільшенню їх випуску заводами. В зв'язку з цим неабиякого значення набуває скорочення експлуатаційних витрат, пов'язаних з передчасним ремонтом дизелів.

Багатьма дослідниками встановлено, що дизельні двигуни, які поступають в капітальний ремонт на спеціалізовані ремонтні підприємства, мають значний залишковий ресурс, при цьому значення багатьох ресурсних параметрів знаходиться у допустимих межах.

Ключові слова: модель, вібрація, імпульс, двигун, машина для лісотехнічних робіт.

Постановка проблеми

На сучасному етапі розвитку лісогосподарського виробництва України намітилась тенденція широкого впровадження техніки нового покоління, принципово нових технологій, які забезпечують найбільшу продуктивність і ефективність використання. З кожним роком зростає парк лісогосподарської техніки, ускладнюється їх будова, різко зростають продуктивність та енергонасиченість.

Аналіз останніх досліджень

Машини для лісотехнічних робіт, в парку лісогосподарської техніки являються найбільш енергонасиченими машинами [1]. Це накладає велику відповідальність на інженерно-технічну службу господарств по організації їх високопродуктивного використання [2]. До мінімуму повинні бути зведені простой із-за поломок [3], неправильної експлуатації, передчасного спрацювання деталей та інших причин [4]. Тобто, рівень технічного обслуговування такої складної техніки повинен бути достатньо високим на

всіх стадіях використання [5]. Однак, усунення відмов і пов'язаних з цим простоїв наносять значні матеріальні збитки господарствам [6].

Ефективність використання збиральних агрегатів і комплексів напряму залежить від їх надійності [7, 8].

Енергетичним засобом лісогосподарської техніки є дизельний двигун внутрішнього згорання, який в значній мірі визначає надійність всієї машини [9, 10]. Надійність двигуна являється основним показником техніко-економічної ефективності [11, 12]. Підвищення моторесурсу двигуна при високій безвідмовності майже рівноцінно збільшенню їх випуску заводами [13]. В зв'язку з цим неабиякого значення набуває скорочення експлуатаційних витрат, пов'язаних з передчасним ремонтом дизелів [14].

Багатьма дослідженнями [15, 16, 17] встановлено, що дизельні двигуни, які поступають в капітальний ремонт на спеціалізовані ремонтні підприємства, мають значний залишковий ресурс, при цьому значення багатьох ресурсних параметрів знаходиться у допустимих межах.

Мета досліджень

Мета полягає в підвищенні надійності двигуна шляхом удосконалення методу діагностування ЦППГ за параметрами ударних імпульсів, виділених в резонансній зоні ультразвукового діапазону (на прикладі дизельного двигуна лісогосподарської техніки).

Результати досліджень

Оптимальне вирішення завдань віброакустичного діагностування дизельних двигунів, може бути отримане тільки в результаті аналізу множини W станів, у яких вони можуть перебувати в період експлуатації. В числі деталей, стан яких визначає необхідність відправлення двигуна в капітальний ремонт, значне місце 63% посідає циліндро-поршнева група (ЦПГ). Безрозбірне визначення зазору в з'єднанні "поршень-гільза" є одним з найбільш важливих завдань при діагностуванні двигуна.

Рациональний вибір діагностичних ознак, тобто характеру коливальних процесів, які супроводжують роботу двигуна, в значній мірі визначає вирішення задач віброакустичного діагностування.

Побудова алгоритмів розпізнавання технічного стану в діагностиці суттєво спрощується завдяки побудові математичної моделі, яка б описувала зв'язок між множиною діагностичних ознак. При цьому не має суттєвого значення, у якій формі подано цей зв'язок.

Характер виникнення коливальних процесів у ДВЗ своєрідний. Відмінною особливістю його є імпульсний характер збудження, викликаний великою швидкістю наростання тиску в камері згорання, ударами при перекладці поршнів в зазорах, процесами впорскування палива та випуском відпрацьованих газів.

Наявність зазору ЦПГ (рис. 1), а також діючі на поршень періодично змінні навантаження обумовлюють бокові переміщення поршня, які супроводжуються ударами останнього об гільзу. Дана властивість може бути використана при побудові математичної моделі радіального руху поршня і, як наслідок визначення технічного стану з'єднання.

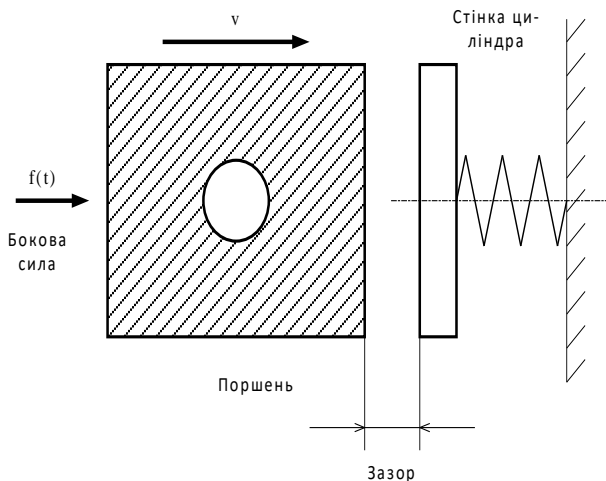


Рис. 1. Схематичне зображення моделі виникнення віброударного посилання в циліндро-поршневій групі.

В працюючому двигуні розрізняють три види фізичних процесів: рух його деталей; взаємний обмін енергією з навколишнім середовищем; спрацювання деталей. Діагностування має відношення до всіх цих процесів. Спрацювання деталей змінює стан механізму, визначення якого і складає задачу діагностування. Процеси взаємодії механізму з навколишнім середовищем можна вважати діагностичним сигналом. І, як наслідок, завдяки руху механізму встановлюється зв'язок між станом його деталей і діагностичним сигналом.

У силу кінематики роботи повзунів, в поршневій групі дизельних двигунів відбувається перекладка поршня з одного боку гільзи на інший (рис. 1). Наявність зазору між поршнем і направляючою циліндра підсилює це явище. Перекладка проходить при зміні напрямку рівнодіючої бокової сили N . Закономірності радіального руху поршня в циліндрі розглядалися в роботах. Найбільш інтенсивний удар

поршня об гільзу виникає поблизу верхньої мертвої точки на такті розширення, так як величина сили N (рис. 2) має тут найбільше значення. Удар в цьому випадку направлений у бік, протилежний обертанню колінчастого валу.

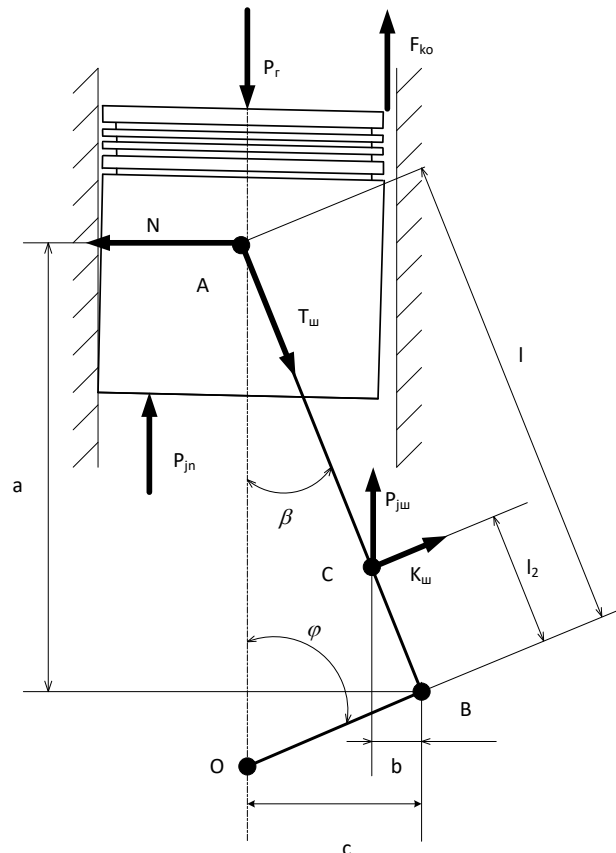


Рис. 2. Розрахункова схема сил, які діють на кривошипно-шатунний механізм.

Величина бокової сили N , може бути визначена за виразом [3]:

$$N = (P_z \pm P_j) \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (1)$$

де P_z – сила тиску газів на поршень, діюча по осі циліндра;

P_j – сила інерції мас, що рухаються поступально;

β – кут нахилу шатуна.

Силу газів можна визначити користуючись залежністю:

$$P_z = (p_z - p_0) \cdot F_n, \quad (2)$$

де p_z – тиск газів в циліндрі визначений за індикаторною діаграмою;

p_0 – тиск у картері двигуна. (приймається рівним тиску навколишнього середовища);

F_n – площа поршня.

Однак залежність (1) не в повній мірі враховує всі складові результуючої сили. Зокрема потребує уточненого врахування сила інерції шатуна, яка впливає на закономірності перекладки в зазорі між поршнем і гільзою.

За характером руху мас, деталі кривошипно-шатунного механізму можна розділити на:

– масу, яка рухається зворотно-поступально (поршнева група і верхня головка шатуна);

– масу, яка здійснює обертальний рух (колінчастий вал і нижня головка шатуна);

– масу, яка здійснює складний плоско-паралельний рух (стержень шатуна).

Для визначення результуючої сили N розглянемо шатун (рис. 2) як систему трьох матеріальних точок з масами m_1, m_2, m_3 .

Побудова математичної моделі системи, що динамічно відповідає дійсності, вимагає дотримання наступних вимог:

– сума всіх приведених мас повинна дорівнювати масі реального шатуна;

– загальний центр ваги всіх мас, що замінюють реальний шатун, повинен співпадати з центром ваги шатуна і рухатись за законом руху цього центру;

– сума моментів інерції всіх мас відносно осі, що проходить через центр ваги шатуна, повинна бути рівною моменту інерції маси шатуна I_c відносно тієї ж осі;

– кутове прискорення приведеної системи в обертальному русі по відношенню до її центра ваги, повинна дорівнювати кутовому прискоренню шатуна при тому ж русі.

Повністю умови приведення, необхідні для отримання математичної моделі системи, рівнозначній в динамічному відношенні системі шатуна, будуть мати наступний вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_u = \frac{G_u}{g} = m_1 + m_2 + m_3; \\ m_1 \cdot l_1 = m_2 \cdot (l - l_1); \\ J_c = m_1 \cdot l_1^2 + m_2 \cdot (l - l_1)^2; \end{array} \right. \quad (3)$$

Четверта умова також виконується так, як пряма АСВ, що проходить через точки в яких сконцентровані маси m_1, m_2, m_3 , співпадає з віссю шатуна.

Вирішивши приведену вище систему рівнянь, отримаємо:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 = \frac{G_1}{g} = \frac{J_c}{l_1 \cdot l}; \\ m_2 = \frac{G_2}{g} = \frac{J_c}{(l - l_1) \cdot l}; \\ m_3 = \frac{G_3}{g} = m_u - \frac{J_c}{(l - l_1) \cdot l} - \frac{J_c}{l_1 \cdot l}; \end{array} \right. \quad (4)$$

де G_u, G_1, G_2, G_3 – відповідно вага шатуна і його частин;
 l, l_1 – відповідно загальна довжина шатуна та довжина від центру мас до його верхньої головки ($l_2 = l - l_1$);

m_u, m_1, m_2, m_3 – відповідно маси шатуна та частин.

Маса m_1 шатуна сконцентрована в точці A і рухається зворотно-поступально упродовж осі циліндру; маса m_2 сконцентрована в точці C і здійснює обертальний рух відносно осі колінчастого валу; маса m_3 шатуна віднесена до його центру мас і здійснює складний рух; m_u – загальна маса шатуна.

Сили інерції шатуна приведені відносно його центру мас (точка C) до головного моменту сил інерції

і результуючої сили інерції, розкладеної за відповідними осями.

З рівняння моментів активних сил та сил інерції відносно точки B отримаємо вираз для визначення нормальної сили N :

$$N = \frac{-P_{in} \cdot b - P_{iu} \cdot c - K_u \cdot l_2 + P_c \cdot b - F_{ko} \cdot b}{a}, \quad (5)$$

де P_{in} – сила інерції зворотно-поступального руху поршня;

b – відстань від проекції на ось x центру мас шатуна до точки C ;

P_{iu} – сила інерції маси m_3 шатуна діючої паралельно осі циліндра;

c – проекція кривошипа на вісь x ;

K_u – дотична сила інерції маси m_3 шатуна прикладеної до його центру ваги і діюча перпендикулярно осі;

F_{ko} – сила тертя кілець об дзеркало гільзи циліндрів.

Силу інерції зворотно-поступального руху поршня виражають:

$$\begin{aligned} P_{in} &= -(m_n + m_1) \cdot j = \\ &= -(m_n + m_1) \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos(\beta)} + \lambda \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^3(\beta)} \right), \end{aligned} \quad (6)$$

де m_n – маса поршня;

j – прискорення зворотно-поступального руху поршня;

φ – кут нахилу кривошипа;

r – радіус кривошипа;

λ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна.

Силу інерції P_{iu} визначають користуючись залежністю:

$$\begin{aligned} P_{ju} &= -m_3 \cdot j = \\ &= -m_3 \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos(\beta)} + \lambda \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^3 \beta} \right), \end{aligned} \quad (7)$$

де ω – кутова швидкість обертання колінчастого валу двигуна.

Масу m_3 та силу інерції K_u , викликану цією масою, визначають за формулами:

$$m_3 = m_u - (m_1 + m_2), \quad (9)$$

$$K_u = -m_3 \cdot \varepsilon_u \cdot l_1, \quad (10)$$

де ε_u – кутове прискорення качання шатуна.

Кутове прискорення качання шатуна описується рівнянням:

$$\varepsilon_u = \lambda \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi \cdot \frac{\lambda^2 - 1}{(1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi)^{\frac{3}{2}}}, \quad (11)$$

Сила тертя кілець об дзеркало гільзи F_{ko} значною мірою залежить від технічного стану кілець та гільзи циліндрів, а також від якості роботи системи мащення двигуна та швидкісного режиму. На основі кінематичних і конструктивних співвідношень дану силу можна визначити за залежністю:

$$F_{ko} = \pi \cdot D \cdot f \cdot P_{uk} \cdot (h_1 \cdot i_k + \xi \cdot h_2 \cdot i_m), \quad (12)$$

і відповідно

$$\xi = \frac{P_{uk}}{P_{um}}, \quad (13)$$

де D – діаметр циліндра;

f – динамічний коефіцієнт тертя;

P_{uk} – сила жорсткості компресійного кільця;

P_{um} – сила жорсткості маслоз'ємного кільця;

h_1 – висота компресійного кільця;

h_2 – висота маслоз'ємного кільця;

i_k, i_m – відповідно кількість компресійних та маслоз'ємних кілець.

У процесі зношування і зниженні жорсткості поршневих кілець їх сила тертя об дзеркало циліндра зменшується. В результаті цього перекидання поршня і удар його об гільзу буде проходити при меншому значенні бокової сили N та з деяким випередженням фази, чим при кільцях з початковим технічним станом.

Підставивши формули (4)–(10), в (5) та зробивши відповідні перетворення отримаємо формулу для визначення сили N у функції від кута нахилу шатуну:

$$N = \left[\begin{array}{l} P_z - (m_n + m_1) \cdot j - F_{ko} - \\ - m_3 \cdot j \cdot \frac{l_2}{l} \end{array} \right] \cdot \operatorname{tg} \beta - \frac{m_3 \cdot \varepsilon_{ш} \cdot l_1 \cdot l_2}{l \cdot \cos \beta}, \quad (14)$$

Так, як за основну діагностичну ознаку прийнята фаза виникнення віброімпульсу, виразимо рівняння (14) у функції від φ . Для цього врахуємо наступне:

$$\sin \beta = \lambda \cdot \sin \varphi, \quad (15)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}, \quad (16)$$

Тоді остаточне рівняння для визначення рівнодіючої бокової сили N матиме вигляд:

$$N = \left[\begin{array}{l} P_z - \\ - (m_n + m_1 + m_3 \cdot \frac{l_2}{l}) \cdot j - \\ - F_{ko} \end{array} \right] \cdot \frac{\lambda \cdot \sin \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}} - \frac{m_3 \cdot \varepsilon_{ш} \cdot l_1 \cdot l_2}{l \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}}, \quad (17)$$

Висновок

Таким чином бокова сила N , виражена у функції кута повороту кривошипа, залежить від сили газів, сили тертя кілець об дзеркало гільзи, геометричних параметрів кривошипно-шатунного механізму та швидкісного режиму роботи двигуна.

Список літератури

1. Shevchuk R. S., Krupych R. Manual vibro-impact fruit shake. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin-Rzeszow. 2015. Vol. 17. №4. P. 153–159.
2. Semen Y. V., Krupych O. M., Shevchuk R. S. Energy efficiency of the use of pneumohydraulic accumulators in

hydraulic drives for fruit-harvesting machines. MOTROL. Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa. Lublin: Akademia Rolnicza, 2006. T. 8A. P. 251–257.

3. Cherevko G., Krupych O., Krupych R. Development of the system for the formation of the material and technical base of agriculture in Ukraine. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin-Rzeszow, 2013. Vol. 5, №4. P. 97–106.

4. Sydorhuk O., Triguba A., Makarchuk O. Optimization of the life cycle of integrated programs for harvesting grain crops. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin, 2012. Vol. 14, №4. P. 131–140.

5. Sydorhuk O., Ivasjuk I., Syatkovskyy A. Influence subject to conditions terms of tillage, planting summer-autumn period. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin, 2012. Vol. 14, №4. P. 16–20.

6. Sydorhuk A., Ivasiuk I., Ukraynecz V. Harmonization of the components of the technological system of soil cultivation and sowing of winter crops. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin-Rzeszow, 2013. Vol. 15, №4. P. 180–186.

7. Sydorhuk O., Sydorhuk L., Demidyuk N., Sivakovskaya E. Method of creating a conceptual model of management - information systems of field crop cultivation. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin-Rzeszow, 2014. Vol. 16, №4. P. 26–31.

8. Rogovskii Ivan. Methodology of development of normative documents ensure the efficiency of agricultural machines. MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. Lublin. 2014. Vol. 16. №2. P. 253–264.

9. Rogovskii Ivan. Graph-modeling when the response and recovery of agricultural machinery. MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. Lublin. 2016. Vol. 18. №3. P. 155–164.

10. Rogovskii I. L., Melnyk V. I. Model of parametric synthesis rehabilitation agricultural machines. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 2016. No 241. P. 387–395.

11. Titova L. L., Rogovskii I. L. Technology recovery of power device of machines for forestry work. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 2017. No 258. P. 369–380.

12. Rogovskii I. L. Analysis of model of recovery of agricultural machines and interpretation of results of numerical experiment. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 2016. No 254. P. 424–431.

13. Rogovskii I. L. Probability of preventing loss of efficiency of agricultural machinery during exploitation. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 2017. No 258. P. 399–407.

14. Rogovskii I. L. Conceptual framework of management system of failures of agricultural machinery. Scientific Herald of National University of Life and

Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 2017. No 262. P. 403–411.

15. *Lyudmila Titova, Ivan Rogovskii*. The effectiveness of technical exploitation of the forest MES. MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. 2014. Vol. 16, № 3. P. 313–321.

16. *Lyudmila Titova, Ivan Rogovskii*. Improving the recovery efficiency of machines for forestry work. MOTROL. Motorization and Energetics in Agriculture. 2015. Vol. 17, № 3. P. 298–310.

17. *Lyudmila Titova, Ivan Rogovskii*. System of control of parameters technical condition of machines for forestry work. TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. Lublin–Rzeszów. 2017. Vol. 17. No 3. P. 73–82.

References

1. *Shevchuk, R. S., Krupych, R.* (2015). Manual vibro-impact fruit shake. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin-Rzeszow. Vol. 17. №4. 153-159.

2. *Semen, Y. V., Krupych, O. M., Shevchuk, R. S.* (2006). Energy efficiency of the use of pneumohydraulic accumulators in hydraulic drives for fruit-harvesting machines. MOTROL. Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa. Lublin: Akademia Rolnicza, T. 8A. 251-257.

3. *Cherevko, G., Krupych, O., Krupych, R.* (2013). Development of the system for the formation of the material and technical base of agriculture in Ukraine. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin-Rzeszow, Vol. 5, №4. 97-106.

4. *Sydorchuk, O., Triguba, A., Makarchuk, O.* (2012). Optimization of the life cycle of integrated programs for harvesting grain crops. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin, Vol. 14, №4. 131-140.

5. *Sydorchuk, O., Ivasjuk, I., Syatkovskyy, A.* (2012). Influence subject to conditions terms of tillage, planting summer-autumn period. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin, Vol. 14, №4. 16-20.

6. *Sydorchuk, O., Ivasiuk, I., Ukraynecz, V.* (2013). Harmonization of the components of the technological system of soil cultivation and sowing of winter crops. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin-Rzeszow, Vol. 15, №4. 180-186.

7. *Sydorchuk, O., Sydorchuk, L., Demidyuk, N., Sivakovskaya, E.* (2014). Method of creating a conceptual model of management - information systems of field crop cultivation. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin-Rzeszow, Vol. 16, №4. 26-31.

8. *Rogovskii Ivan.* (2014). Methodology of development of normative documents ensure the efficiency of agricultural machines. MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. Lublin. Vol. 16. №2. 253-264.

9. *Rogovskii Ivan.* (2016). Graph-modeling when the response and recovery of agricultural machinery.

MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. Lublin. Vol. 18. №3. 155-164.

10. *Rogovskii, I. L., Melnyk, V. I.* (2016). Model of parametric synthesis rehabilitation agricultural machines. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. No 241. 387-395.

11. *Titova, L. L., Rogovskii, I. L.* (2017). Technology recovery of power device of machines for forestry work. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. No 258. 369-380.

12. *Rogovskii, I. L.* (2016). Analysis of model of recovery of agricultural machines and interpretation of results of numerical experiment. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. No 254. 424-431.

13. *Rogovskii, I. L.* (2017). Probability of preventing loss of efficiency of agricultural machinery during exploitation. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. No 258. 399-407.

14. *Rogovskii, I. L.* (2017). Conceptual framework of management system of failures of agricultural machinery. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. No 262. 403-411.

15. *Lyudmila Titova, Ivan Rogovskii.* (2014). The effectiveness of technical exploitation of the forest MES. MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. Vol. 16, № 3. 313-321.

16. *Lyudmila Titova, Ivan Rogovskii.* (2015). Improving the recovery efficiency of machines for forestry work. MOTROL. Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 17, № 3. 298-310.

17. *Lyudmila Titova, Ivan Rogovskii.* (2017). System of control of parameters technical condition of machines for forestry work. TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. Lublin–Rzeszów. Vol. 17. No 3. 73-82.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ВІБРОУДАРНОГО ІМПУЛЬСА В ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЕ ДВИГАТЕЛЕЙ МАШИН ДЛЯ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИХ РАБОТ

Л. Л. Тутова

Аннотация. Энергетическим средством лесохозяйственной техники является дизельный двигатель внутреннего сгорания, который в значительной степени определяет надежность всей машины. Надежность двигателя является основным показателем технико-экономической эффективности. Повышение моторесурса двигателя при высокой безотказности почти равноценно увеличению их выпуска заводами. В связи с этим важное значение приобретает сокращение эксплуатационных расходов, связанных с преждевременным ремонтом дизелей.

Многими исследователями установлено, что дизельные двигатели, которые поступают в капитальный ремонт на специализированные

ремонтные предприятия, имеющих значительный остаточный ресурс, при этом значения многих ресурсных параметров находится в допустимых пределах.

Ключевые слова: модель, вибрация, импульс, двигатель, машина для лесотехнических работ.

MATHEMATICAL MODEL OF VIBROIMPACT
OCCURRENCE OF PULSE IN CYLINDER-PISTON
GROUP OF ENGINES OF MACHINES
FOR FORESTRY WORK

Titova L. L.

Abstract. Energy facility machinery is a diesel internal combustion engine, which largely determines the reliability of the machine. Engine reliability is a key indicator of technical and economic efficiency. Increase engine life with high reliability almost equivalent to the increase of their production plants. In this regard, it is important to reduce maintenance costs associated with premature repair of diesel engines.

Many researchers found that diesel engines, which come in overhaul at the specialized repair enterprise with significant residual resource, the resource value of many parameters is within acceptable limits.

Key words: model, vibration, pulse, engine, machine for forestry work.