

Список літератури

1. Патент 12922 Україна, A01D45/00, A01D45/06. Спосіб перевертання стрічок стебел високостеблевих культур та підбирач-перевертувач для його здійснення. / В.С. Головій, В.О. Гридякін; ІЛК УААН; Заявл. 30.04.1991; Опубл. 28.02.1997, Бюл. №1 – 5 с.
2. Теория, конструкция и производство сельскохозяйственных машин / ВИСХОМ, Т.5: Проектирование, расчеты, конструкция. – М.-Л.: Сельхозгиз, 1940. – 646 с.
3. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин [Текст] : в 4-х т./ ред. М.И. Клецкин. Т.3. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1969. – 743 с.
4. Теория, конструкция и производство сельскохозяйственных машин / ВИСХОМ; общ. ред. В.П. Горячкин. Т. 3: Теория. – М.-Л.: Сельхозгиз, 1936. – 780 с.

Проанализирован процесс сбора конопли и приведены особенности расчета конструкции секционного транспортера для выполнения данного вида операций.

Секционный транспортер, коноплежатка, сбор конопли.

Analyzed process of collecting and hemp are features of structure analysis sectional conveyor to perform this type of operations.

Sectional conveyor, hemp reaper, harvesting hemp.

УДК 631.316

ФІЗИЧНА ПРИРОДА ВИНИКНЕННЯ РЕЗОНАНСНИХ КОЛИВАНЬ ПРИ РОБОТІ КУЛЬТИВАТОРНИХ ЛАП З ПРУЖНОЮ ПІДВІСКОЮ

Ю.О. Гуменюк, кандидат технічних наук

У роботі з'ясований фізичний механізм виникнення резонансів у системі «вібраційна розпушувальна лапа - ґрунт» та проведено розрахунок раціональних параметрів взаємодії робочих органів з ґрунтом з урахуванням суттєвої нелінійності лапи і ґрунту як пружно-в'язко-пластичного середовища.

Резонанс, розпушування, вібрація, лапа культиватора, ґрунт.

Постановка проблеми. Питання щодо обґрунтування раціональних параметрів ґрунтообробних робочих органів вібраційного типу пов'язане з необхідністю аналізу їх поведінки від

© Ю.О. Гуменюк, 2014

дії на них ґрунтового середовища, а також знання процесів, які при цьому відбуваються в ґрунті. Оскільки будь-який реальний коливний процес супроводжується розсіюванням енергії, то виникає необхідність пояснення природи обміну енергії між робочим органом і ґрунтовим середовищем і на основі цих знань зрозуміти причину зниження тягового опору ґрунтообробного знаряддя.

Аналіз останніх досліджень. Щодо природи виникнення коливань робочого органа, існує багато міркувань. Основні з них полягають в тому, що причиною виникнення коливань є змінний характер сил опору ґрунту, який обумовлений його неоднорідністю і особливостями руйнування відповідно до трифазної природи руйнування ґрунту [1, 3, 4, 6, 7, 11]. На думку дослідників, періодичні сколювання ґрунту під дією робочого органа і є причиною коливань останнього.

Інша гіпотеза ґрунтується на тому, що причиною виникнення коливань є нелінійний характер взаємодії ґрунту з робочим органом при його пружних зміщеннях [5, 8, 9]. На думку авторів, при взаємодії робочого органа на пружній стійці з ґрунтовим середовищем робочий орган починає коливатися. Характер коливань залежить від властивостей і параметрів системи «пружний елемент – тіло – контактуюче середовище». В роботі [3] зазначається, що оптимальне руйнування ґрунту відбувається за умови коли частота вібруючого робочого органа повинна бути наближеною до частоти хвиль напруження, тобто при резонансі.

Однак такий підхід стосується лінійних задач. Враховуючи нелінійність ґрунту і робочого органа, нами зроблена спроба представити інший фізично обґрунтований механізм збудження резонансних коливань в оброблюваному ґрунті при взаємодії з лапою культиватора.

Мета досліджень полягає у з'ясуванні фізичної природи (фізичного механізму) виникнення резонансів у системі «вібраційна розпушувальна лапа – ґрунт» та розрахунку раціональних параметрів взаємодії робочих органів з ґрунтом з урахуванням суттєвої нелінійності лапи і ґрунту як пружно-в'язко-пластичного середовища.

Розрахунок раціональних параметрів взаємодії робочих органів з ґрунтом можуть вестись на основі двох концепцій обміну енергією між робочим органом і середовищем, що обробляється:

1. У системі виникає головний резонанс $\psi_{\text{ґрунту}}/\psi_{\text{лапи}}=1$, тобто частота коливань робочого органа (лапи) збігається із частотою коливань ґрунту. Ця концепція стосується лінійних задач.

2. При врахуванні суттєвої нелінійності лапи і ґрунту як пружно-в'язко-пластичного середовища, слід вважати найбільш сприятливими умови виникнення субрезонансу, тобто $\psi_{\text{ґрунту}} \approx \psi_{\text{лапи}}$. Якщо розглядати

взаємодію за другою концепцією, тоді частота й амплітуда резонансних коливань ґрунту буде визначатись з нелінійної задачі (нелінійний ґрунт, нелінійна лапа) методом гармонічної лінеаризації.

Згідно з [6], процес взаємодії лапи на жорсткій та пружній підвісках з ґрунтом, описується таким чином. Під час роботи робочого органа на жорсткій підвісці, ґрунт періодично сколюється. Спочатку ґрунт стискається на ділянці b (рис. 1,а), при цьому опір F переміщенню лапи збільшується до максимального значення F_{max} , а після сколювання ґрунту – знижується до мінімального значення F_{min} . При переміщенні лапи на пружній підвісці в початковий момент ґрунт також стискається на ділянці b , але при цьому лапа відхиляється проти напрямку руху, стискаючи пружний елемент і нагромаджуючи потенціальну енергію пружного елемента, яку віддає після сколювання ґрунту у вигляді роботи на ділянці a (рис. 1,б).

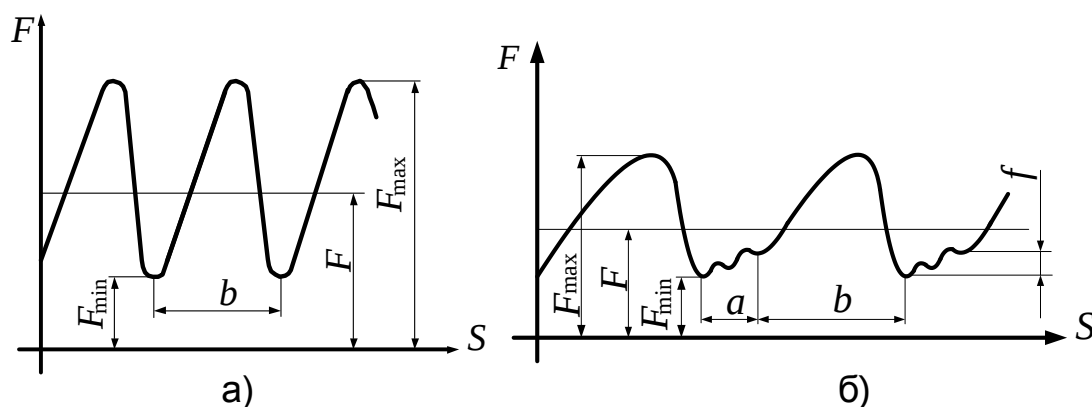


Рис. 1. Опір переміщенню робочого органа на пружній та жорсткій підвісках в ґрунті за даними П.П. Карпуші і Г.О. Рябцева [6]: а – за жорсткої підвіски; б – за пружної підвіски.

Використовуючи позначення цитованої вище роботи, була зроблена спроба представити інший фізично обґрунтований механізм збудження резонансних коливань в оброблюваному ґрунті при взаємодії з лапою культиватора.

З урахуванням уточнень введених в роботу [6] необхідні формули та закономірності набувають наступного вигляду (збережені позначення роботи [6]). Рівність робіт, які виконуються силами F (для жорсткої лапи), та f та f' (для лапи з пружною підвіскою) на ділянці $a+b$ можна записати у вигляді:

$$f(a+b)=F(a+b) - fa. \quad (1)$$

$$\text{Звідки} \quad f = F - f' (a/(a+b)) (a+b) fa. \quad (2)$$

Фактичне максимальне значення зусилля пружного імпульсу f'' через дійсну амплітуду коливань можна виразити так:

$$f'' = CA = 2 f', \quad (3)$$

де C – жорсткість пружного елемента; A – дійсна амплітуда коливань лапи на пружній підвісці.

Величина CA є максимальним зусиллям, якого надає лапа за рахунок накопиченої потенціальної енергії пружного елемента при відхиленні лапи назад від положення рівноваги. Величина цього відхилення обумовлена різницею опорів ґрунту в моменти його стискання і сколювання.

Потенціальну енергію Π , яка накопичується пружним елементом, можна виразити через роботу W різниці сил опору ґрунту на ділянці a . Потенціальна енергія визначається залежністю:

$$\Pi = CA^2/2. \quad (4)$$

Для роботи запишемо:

$$W = ((F_{\max} - F_{\min})/2\psi)A, \quad (5)$$

де $F_{\max}$ – опір жорсткої лапи в момент максимального стискання ґрунту; $F_{\min}$ – опір жорсткої лапи в момент сколювання ґрунту; ψ – коефіцієнт затухання вільних коливань лап, який враховує втрати у підвісці.

Прирівнюючи значення потенціальної енергії і роботи, отримаємо:

$$CA^2/2 = ((F_{\max} - F_{\min})/2\psi)A. \quad (6)$$

З урахуванням (2), вираз (6) можна записати у вигляді:

$$f' = (F_{\max} - F_{\min})/2\psi. \quad (7)$$

Позначивши $F_{\max} - F_{\min} = \Delta P$, запишемо

$$f' = \Delta P/2\psi \quad (F_{\max} - F_{\min})/2\psi \Rightarrow \Delta P = 2\psi f'. \quad (8)$$

Підставимо значення f' з рівняння (8) у (2) і отримаємо

$$\Delta f = \Delta P/2\psi(a/(a+b)). \quad (9)$$

і

$$f = F - \Delta f, \quad (10)$$

де Δf – середнє значення зниження опору лапи на пружній підвісці порівняно із жорсткою; f – опір лапи на пружній підвісці.

Величини $a+b$ з рівняння (9) можна виразити через відповідні швидкості і частоти:

$$A = (V_M + A\omega_\partial)/\omega_\partial. \quad (11)$$

$$a+b = (V_M/Z), \quad (12)$$

де V_M – швидкість руху агрегату, м/с; ω_∂ – дійсна частота коливань лапи при ході її в ґрунті, c^{-1} ; A – середня амплітуда коливань, мм; Z – частота сколювання ґрунту лапою на пружній підвісці, c^{-1} .

Підставляючи значення a і $a+b$ у вираз для Δf , отримаємо:

$$\Delta f = \Delta P/2\psi(a/(a+b)) = (2\psi f'/2\psi)(a/(a+b)) = f'(a/(a+b)) = (CA/2)(a/(a+b))$$

або

$$\Delta f = CAZ/2((V_M + A\omega_\partial)/(V_M\omega_\partial)). \quad (13)$$

Після розкладання виразу в дужка на доданки і подальших перетворень, вираз (13) можна записати у вигляді:

$$\Delta f = (CA/2)(Z/\omega_\partial + Z/(V_M/A)). \quad (14)$$

$$\text{або} \quad \Delta f = (CA/2)(Z/\omega_\partial + 2\pi Z/(V_M/A)). \quad (14.1)$$

Доданок z/ω_∂ – описує субрезонанси, які виникають в ґрунті під впливом коливань лапи. Доданок $2\pi Z/(V_M/A)$ описує ефекти

кінематичного типу, які виникають внаслідок руху лапи з одночасним випромінюванням вібраційних полів, тобто лапа це рухоме джерело вібрації, щось на кшталт ефекту Допплера.

Кожна з цих ситуацій має свої умови збудження, зокрема поріг збудження (кількість енергії, необхідної для збудження).

Для виникнення субрезонансів необхідно меншу кількість енергії за інших однакових умов (порівняно з головним резонансом, суперрезонансами та резонансами дробового порядку). Особливо низький поріг (найлегше збудження має субрезонанс 1/2 порядку. До речі, спостережувані в експериментах хаотичні коливання реалізуються у першу чергу завдяки наявним у суттєво нелінійній системі субрезонансам. Виходячи з наявних експериментальних і теоретичних викладок, поданих у [6], нижче наводимо інший фізично обґрунтований механізм збудження резонансних коливань в оброблюваному ґрунті при взаємодії з лапою культиватора. Цей механізм полягає у тому, що в подібних суттєво нелінійних механічних системах, в першу чергу, збуджуються субрезонансні коливання (оскільки для них найкращі енергетичні умови).

Додатковий механізм, який сприяє виникненню субрезонансів у цій системі, пов'язаний з особливостями кінематики цієї задачі. Адже рухоме джерело вібрації випромінює перед собою в оброблюваний ґрунт більшу частоту, ніж нерухоме джерело вібрації (аналог ефекту Допплера). Наявність інших частот (крім основної і субрезонансної) у процесі взаємодії лапи і ґрунту збагачує спектр частот впливу на ґрунт і прискорює його руйнування.

Отже, найбільш вигідним є такий режим:

$$Z/\omega_0=1/2 \quad (Z=\omega_0/2 \text{ субрезонанс}) \quad (15)$$

$$2\pi Z/(V_M/A)=Z/(V_M/2\pi A)=1/4 - (\text{субрезонанс } 1/4 \text{ порядку}) \quad (16)$$

$$Z=1/4(V_M/2\pi A). \quad (17)$$

Розглянемо асимптотичні формули для деяких випадків функціонування системи $\Delta f=(CA/2)(Z/\omega_0+Z/(V_M/A))$.

4. $Z/\omega_0 \ll 1$ – цьому випадку резонанс виникає на Допплерівському зсуві:

$$\Delta f=(CA/2)(Z/(V_M/A))=Z/V_M. \quad (18)$$

Зниженні тягового опору можна отримати при збільшенні жорсткості підвіски, збільшенні амплітуди коливань, збільшенні частоті сколювання ґрунту і зменшенні швидкості руху машини ($\Delta f \uparrow \rightarrow C \uparrow; A \uparrow; Z \uparrow; V_M \downarrow$). Цей варіант не є вигідним через необхідність зменшення швидкості.

5. $V_M/A \gg Z$. В цьому випадку зниження тягового опору можна отримати при збільшенні жорсткості підвіски, збільшенні амплітуди коливань, збільшенні частоті сколювання ґрунту і зменшенні частоти вільних коливань робочого органа.

$$\Delta f = (CA/2)(Z/\omega_0), (\Delta f \uparrow \rightarrow C \uparrow; A \uparrow; Z \uparrow; \omega_0 \downarrow). \quad (19)$$

6. $Z/\omega_0 \rightarrow 1$; $Z/(V_M/A) \rightarrow 1$ – стан, коли головний резонанс і Доплерівський зсув збігаються із частотою сколювання ґрунту, тоді:

$$\Delta f = (CA/2)(1+1) = CA. \quad (20)$$

при умові $V_M/A = \omega_0$. Оскільки досягти $Z/\omega_0 \rightarrow 1$; $Z/(V_M/A) \rightarrow 1$ нереально, то нереальною є умова $V_M/A = \omega_0$.

Наявні експериментальні результати іноді суперечать концепції 1 (робастної моделі), тому для розробки більш адекватної моделі цієї задачі (концепція 2) наведений вище варіант розрахунків враховує нелінійні властивості взаємодії робочого органа з ґрунтом (уточнена модель). Ступінь адекватності кожної із запропонованих моделей (робастної і уточненої) визначається конкретними характеристиками робочого органа, або моделі ґрунту.

Крім того, в процесі взаємодії вібраційної лапи з ґрунтом виникають два типи резонансів. Перший тип резонансу – резонанс пласта або чвертьхвильовий резонанс (на $1/4$ довжини хвилі) (рис. 2), виникає за умови збігу частот коливань робочого органа і ґрунту і при якому відбувається максимальна дисипація вібраційної енергії в ґрунт [3].

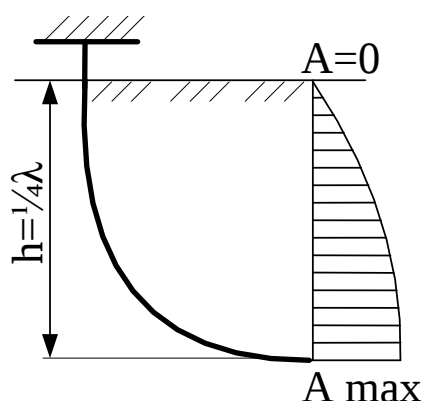


Рис. 2. Схема взаємодії лапи з ґрунтом за умов резонансу пласта ґрунту.

Вираз для визначення резонансної частоти, яка виникає при взаємодії лапи і ґрунту за умови максимальної амплітуди кінця лапи і мінімальної в місці кріплення, має вигляд:

$$f = c/(4h_s), \quad (21)$$

де c – швидкість поширення хвиль сколу, м/с; h_s – товщина пласта ґрунту, що обробляється (глибина обробітку), м.

Згідно з теорією деформації і руйнування ґрунту як пружно-пластичного середовища [10] інший тип резонансу – параметричний, пов'язаний з тим, що під час прикладання до елементарної тріщини (пори) вібрацій, в ній виникають коливання, які призводять до зміни її розмірів (розростання тріщини). Таким чином, для руйнування ґрунту необхідно, щоб поверхневої енергії вібрації, прикладеної до початку

тріщини, вистачило для розростання тріщини. З процесом зміни параметрів тріщини пов'язаний коефіцієнт інтенсивності напружень K_{in} , який є коефіцієнтом складової рівняння для визначення потоку енергії:

$$G=(1-\nu^2)(K^2/E), \quad (22)$$

де ν – коефіцієнт Пуассона; K – коефіцієнт інтенсивності напружень, який характеризує напруження в околі початку тріщини, $(H/m^2)m^{1/2}$; E – модуль пружності, H/m^2 .

Зміна параметрів тріщини (її довжини) за постійної дії вібрації в системі «робочий орган – ґрунт» призводить до виникнення параметричних резонансів в околі початку тріщини. Це відбувається не одразу, – коефіцієнт інтенсивності напружень набуває максимального значення за умови:

$$(\omega l)/c=1, \quad (23)$$

де ω – частота збурень, $рад/с$; l – половина довжини ґрунтової тріщини, $L=2l$, м.

Тобто, коли тіло навантажується імпульсним або гармонічним навантаженням, спостерігається інерційний ефект (рис. 3). Таким чином, довжина тріщини є параметром, який змінюється в часі під дією вібраційного поля, і умова (23) буде умовою збурення головного параметричного резонансу на найнижчій частоті. Вираз для визначення лінійної частоти коливань у випадку параметричного резонансу має вигляд:

$$f_p=c/(\pi L). \quad (24)$$

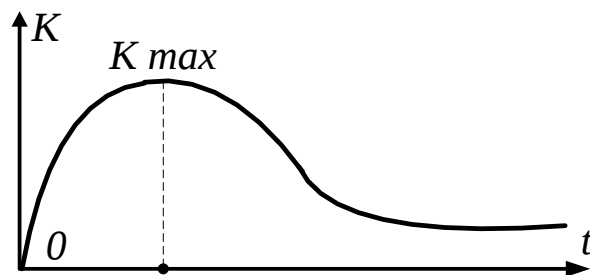


Рис. 3. Інерційний ефект при імпульсному або гармонійному навантаженні.

Умова [3] про чвертьхвильовий резонанс пласта ґрунту, який максимально поглинає енергію від робочого органа, відповідає умові виникнення головного параметричного резонансу, якщо вважати, що швидкість поширення хвиль сколу в ґрунті, який має α концентрацію повітря, визначається емпіричною формулою $c=3,6/(\alpha(\alpha-1))$, аналогічною до формули І.І. Блехмана [2].

Висновки

1. Розрахунок раціональних параметрів взаємодії робочих органів з ґрунтом можуть вестись на основі двох концепцій обміну енергією між

робочим органом і середовищем, що обробляється: за концепцією головного резонансу $\psi_{\text{грунту}}/\psi_{\text{лапи}}=1$ (лінійні задачі), та концепції субрезонансу $\psi_{\text{грунту}} \approx \psi_{\text{лапи}}$ (з урахуванням суттєвої нелінійності лапи і ґрунту).

2. Якщо розглядати взаємодію за другою концепцією, тоді частота й амплітуда резонансних коливань ґрунту буде визначатись з нелінійної задачі (нелінійний ґрунт, нелінійна лапа) методом гармонічної лінеаризації.

3. Для виникнення субрезонансів необхідно меншу кількість енергії за інших однакових умов (порівняно з головним резонансом, суперрезонансами та резонансами дробового порядку). Особливо низький поріг (найлегше збудження має субрезонанс 1/2 порядку).

4. Спостережувані в експериментах хаотичні коливання реалізуються у першу чергу завдяки наявним у суттєво нелінійній системі субрезонансам.

5. Отримані у роботі результати можуть бути у подальшому використані для вдосконалення та уточнення існуючих інженерних методів розрахунку розпушувальних лап культиваторів як на стадіях їх проектування і конструювання, так і у режимах реальної експлуатації.

Список літератури

1. Базаров В.П. Обоснование параметров нелинейных упругих подвесок рабочего органа культиватора : дис. ... канд. тех. наук / В.П. Базаров. – Мелитополь, 1983. – 145 с.
2. Блехман И.И. Об эффективных коэффициентах трения при вибрациях / И.И. Блехман, Г.Ю. Джанелидзе // Известия АН СССР. – 1958. – №7. – С. 98–101.
3. Василенко П.М. Некоторые вопросы теории вибрационных процессов / П.М. Василенко // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1962. – № 3. – С. 17–21.
4. Дубровский А.А. Вибрационная техника в сельском хозяйстве [Текст] / А.А. Дубровский. – М.: Машиностроение, 1968. – 203 с.
5. Игнатенко И.В. О механизме автоколебаний рабочих органов / И.В. Игнатенко, В.А. Фокин // Динамика узлов и агрегатов сельскохозяйственных машин: сб. статей. – Ростов-на-Дону : РИСХМ, 1978. – С. 75–79.
6. Карпуша П.П. Некоторые результаты исследований работы культиватора с упругой подвеской лап / П.П. Карпуша, Г.А. Рябцев // Науч. тр. МИМСХ. – Мелитополь. – 1967. – Т. 5, Вып. 1. – С. 76–90.
7. Кушнарев А.С. Механико-технологические основы обработки почвы [Текст] / А.С. Кушнарев, В.И. Кочев. – К.: Урожай, 1989. – 144 с.
8. Левицкий С.В. Исследование виброэффекта упругой подвески рабочих органов скоростного лапового культиватора : автореф. дис. канд техн. наук / С.В. Левицкий. – Ростов-на-Дону, 1981. – 20 с.
9. Моргачев В.Е. О причине возникновения автоколебаний при работе культиваторной лапы на упругой стойке / В.Е. Моргачев // Науч. тех. бюл. ВИМ. – М., 1970. – Вып. 7-8. – С. 19–23.

10. Партон В.З. Механика упругопластического разрушения / В.З. Партон, Е.М. Морозов. – М.: Наука, 1985. – 504 с.
11. Рябцев Г.А. К методике определения составляющих тягового сопротивления культиваторных лап / Г.А. Рябцев // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1967. – № 6. – С. 55–56.

В работе выяснен физический механизм возникновения резонансов в системе «вибрационная разрыхлительная лапа - почва» и проведен расчет рациональных параметров взаимодействия рабочих органов с почвой с учетом существенной нелинейности лапы и почвы как упруго-вязко-пластической среды.

Резонанс, рыхление, вибрация, лапа культиватора, почва.

The paper clarified the physical mechanism of resonances in system "oscillation tillage tool - soil" and conducted calculation of rational parameters of interaction of tillage tools with soil, taking into account material nonlinearity tools and soil as elastic-visco-plastic medium.

Resonance, loosening, vibration, cultivator share, soil.

УДК 631.794

ЗАКОНОМІРНОСТІ МЕХАНОХІМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ПРИ АБРАЗИВНОМУ ЗНОШУВАННІ МАШИН

М.І. Денисенко, кандидат технічних наук

У статті описано комплексне дослідження абразивних процесів на деталях машин і робочих органах, оцінка механіки деформування і хімії взаємодії з середовищем.

Абразивне зношування, робочі органи, поверхня тертя, леміш плугу.

Постановка проблеми. Під терміном «абразивний знос» розуміємо руйнування поверхонь тертя під впливом твердих частинок, що є в зоні тертя. Таким чином, до цього виду відносимо знос, який визивається частками, що відокремлюються в процесі тертя. Абразивне зношування на протязі тривалого часу зв'язували виключно з ріжучим впливом абразивних частинок, що здавалося цілком очевидним, і на протязі багатьох десятиліть не зазнавало сумнівів. Дослідження показали, що абразивні частинки, контактуючи

© М.І. Денисенко, 2014