

Выводы

Разработана новая методика обоснования режимов приработки вакуумных насосов. Выявлено, что на продолжительность и качество приработки пар трения чугун-текстолит наиболее существенное влияние оказывает конструктивный фактор. Пара трения лопатка-корпус подвержена трению при качении со скольжением. Продолжительность приработки отремонтированных насосов минимальная при обработке верхних кромок лопаток по дуге расчетной кривизны. Уточнена аналитическая формула кривизны верхней кромки лопатки. Центр закругления смещен в сторону от осевой линии лопатки и лежит на пересечении радиуса цилиндра, проведенного через середину площадки контакта, и линии, проходящей через середину дуги закругления и центр ротора. Концы лопаток целесообразно предварительно обрабатывать по указанному радиусу. Износ лопаток по толщине снижает и радиус закругления кромки до 11 мм. Изменение смазочного и скоростного режимов незначительно влияют на прира-

ботку поверхностей трения. Преимущества указанного метода приработки состоят в уменьшении ее продолжительности, снижении расхода смазочно-охлаждающих жидкостей и затрат электроэнергии, равномерном износе корпуса. Предложенный способ подготовки кромок лопаток обеспечивает высокое качество приработки поверхностей трения и дает возможность исключить предэксплуатационную обкатку вакуумных насосов в составе доильных установок.

ЛИТЕРАТУРА

1 Шулкевич, А.А. Обоснование режимов и разработка технологического процесса обкатки вакуумных насосов доильных установок / Автореферат дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук. – Мн.: 1986. – 16 с.

2 Микулик, Н.А. Решение технических задач по теории вероятности и математической статистике (справочное пособие) / Н.А. Микулик, Г.Н. Рейзина. – Мн.: Высшая школа, 1991. – 164 с., ил.

УДК 631.30.01-254:631.4

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 27.04.2006

ВЛИЯНИЕ НИЗКОЧАСТОТНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕСНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ НА ИЗМЕНЕНИЕ ПЛОТНОСТИ ПОЧВЫ

И.И. Романюк, ст. преподаватель (УО БГАТУ)

Аннотация

Переуплотнение почв ведет не только к снижению урожайности, но и к их деградации, а, следовательно, к нарушению экологических систем. В статье рассматривается влияние низкочастотных колебаний колесных движителей на уплотнение почвы. Контактная задача «колесо-почва» описывается на основе односторонней расчетной схемы. Для решения задачи применен математический аппарат теории колебаний. Динамика колеса и почвы приводится с учетом собственных и вынужденных колебаний.

Введение

Естественные экосистемы обладают сложным механизмом саморегуляции. Разрушая этот механизм, человек создает условия, при которых технический прогресс с долговременных позиций становится бесперспективным.

Важнейшей особенностью функционирования естественных экосистем является эволюционно сложившаяся сбалансированность происходящих в них процессов вещественно-энергетического обмена. В результате антропогенной деятельности человека экосистемы приобретают ряд специфических свойств, которые характерны для конкретных типов хозяйственной деятельности. Так, «...при аграрном типе антропогенного фактора воздействия экосистема трансформируется в

агроэкосистему, функционирование которой регулируется посредством «импорта в систему» вещества и энергии с целью достижения высокой продуктивности» [1, с.20].

При формировании агроэкосистем основополагающее значение имеет их устойчивость, а, именно, способность сохранять и поддерживать значение своих параметров и структуры в пространстве и во времени без изменения характера функционирования.

Агроэкосистемы должны обладать способностью возвращаться в прежнюю область устойчивого равновесия после временного воздействия антропогенного фактора. Сохранение почв от чрезмерного их переуплотнения — центральное звено в обеспечении устойчивости агроэкосистем и АПК в целом.

Влияние воздействия движителей на уплотнение почвы в основном рассматривалось в статике. Практически отсутствуют работы, позволяющие определить количественно те вредные дополнительные воздействия на почву, которые связаны с возросшей динамической активностью сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов.

Влияние низкочастотных колебаний колесных движителей на изменение плотности почвы

Для определения плотности почвы от вибродинамических нагрузок рассмотрим движение одиночного пневмоколесного движителя в виде одномассовой эквивалентной колебательной системы по опорной поверхности (рис. 1).

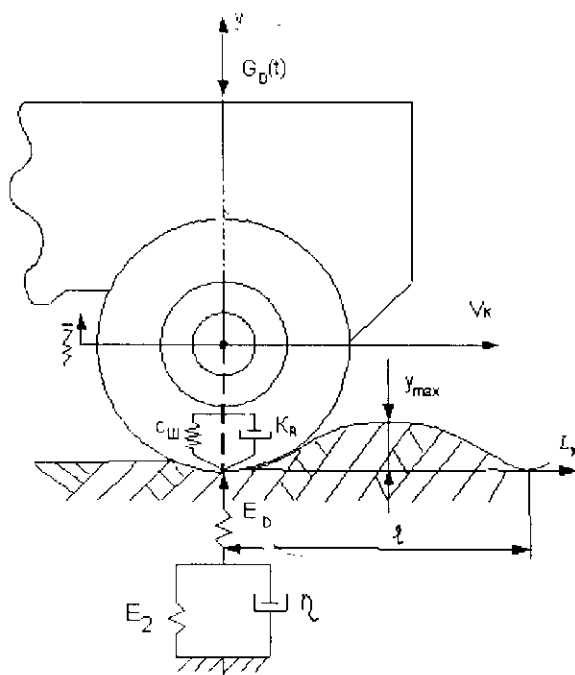


Рис. 1. Схема взаимодействия одиночного пневмоколесного движителя с опорной поверхностью

Для определения плотности почвы, после воздействия на нее движителя, воспользуемся формулой, предложенной А.Ю. Ишлинским [2, с.289]:

$$\rho_k = \frac{\rho_n}{1 - \epsilon}, \quad (1)$$

где ρ_n , ρ_k — соответственно плотность почвы до и после воздействия;

ϵ — относительная деформация почвы.

Зная изменение ϵ , можно прогнозировать изменение плотности почвы.

На рис. 1 почва представлена в виде реологической модели обобщенной вязкоупругой среды. Связь между напряжением (σ) и деформацией (ϵ) в такой среде в

любой момент времени имеет вид [3, с.9]:

$$\mu\epsilon + \dot{\epsilon} = \frac{\dot{\sigma}}{E_D} + \frac{\mu\sigma}{E_C}, \quad (2)$$

где ϵ , $\dot{\epsilon}$ — относительная деформация почвы и скорость её распространения соответственно;

σ , $\dot{\sigma}$ — нормальное напряжение и скорость его распространения соответственно;

E_D , E_C — динамический и статический модули упругости почвы соответственно,

$$\frac{1}{E_C} = \frac{1}{E_2} + \frac{1}{E_D};$$

E_2 — модуль упругости пружины 2, деформация которой выражает смещение частиц почвы и их перекладку;

$$\mu = \frac{E_D E_C}{(E_D - E_C)\eta} \text{ — параметр вязкости почвы,}$$

η — коэффициент вязкости почвы.

Методика определения реологических свойств почвы (E_D , E_C , η) подробно описана [3].

При движении трактора по периодически повторяющимся неровностям нагрузку, действующую со стороны движителя на почву, можно записать в следующем виде [4, с. 47]:

$$\sigma = 0 \text{ при } t \leq 0, \quad (3)$$

$$\sigma = \sigma_m \sin \lambda t = \sigma_m \sin \frac{2\pi t}{T_\lambda} \text{ при } 0 \leq t < \infty,$$

где T_λ — период вынужденных колебаний;

$f = \frac{1}{T_\lambda}$ — частота вынужденных колебаний;

$\lambda = \frac{2\pi}{T_\lambda}$ — угловая частота вынужденных колебаний;

σ_m — максимальное напряжение в пятне контакта движителя с почвой.

Относительную деформацию почвы ϵ получим из совместного решения уравнений (2) и (3):

$$\epsilon(t) = \frac{K}{\lambda^2 + \mu^2} (\lambda \sin \lambda t + \mu \cos \lambda t) + \frac{L}{\lambda^2 + \mu^2} (\mu \sin \lambda t - \lambda \cos \lambda t) + C e^{-\mu t}, \quad (4)$$

где $C = \frac{\sigma_m}{E_D} + \frac{L\lambda - K\mu}{\lambda^2 + \mu^2}$; $K = \frac{\sigma_m \lambda}{E_D}$; $L = \frac{\mu \sigma_m}{E_C}$ — ко-

эффициенты.

Максимальное напряжение σ_m в пятне контакта движителя с почвой равно максимальному давлению движителя на почву q_{max} [5].

В статике величина q_{max} определяется по ГОСТ 26953-86 "Техника сельскохозяйственная мобильная. Методы определения воздействия движителей на почву" и зависит от величины прикладываемой статической нагрузки G_{cm} на единичный колесный движитель к контурной площади пятна контакта протектора шины

с опорной поверхностью.

В динамике для нахождения q -ых необходимо знать величину мгновенного значения вертикальной нагрузки, приходящейся на ось колеса $G_d(t)$.

$G_d(t)$ определим по формуле, предложенной Р.Х. Бахтеевым [6]:

$$G_d(t) = M(g + \ddot{\xi}) = G_{ст} + \Delta G, \quad (5)$$

где M — масса, нагружающая ось колеса;
 g — ускорение свободного падения;
 $\ddot{\xi}$ — значение вертикального ускорения колебаний оси колеса;

ΔG — динамическая составляющая нагрузки, зависящая от $\ddot{\xi}$.

Для нахождения ΔG необходимо определить вертикальное ускорение колебаний оси колеса $\ddot{\xi}$.

Для описания рельефа полей чаще всего используются периодические функции. Пусть уравнение продольного профиля пути имеет вид:

$$y = y_{max} \sin \frac{\pi L_y}{l}, \quad (6)$$

где y_{max} — максимальная высота неровности поверхности;

l — длина волны неровности опорной поверхности;

L_y — координата неподвижной системы отсчета.

При отсутствии подвески уравнение колебаний одиночного пневмоколесного движителя в вертикальной плоскости, заданного в виде эквивалентной одномассовой колебательной системы (рис. 1) при движении по опорной поверхности, заданной уравнением (6), имеет вид:

$$\ddot{\xi} + 2h_{ш} \dot{\xi} + \omega_{ш}^2 \xi = Q_y / M = 2h_{ш} \dot{y} + \omega_{ш}^2 y, \quad (7)$$

где ξ , $\dot{\xi}$, $\ddot{\xi}$ — соответственно амплитуда, скорость и ускорение вертикальных колебаний оси колеса;

$$h_{ш} = \frac{K_{ш}}{2M} \text{ — коэффициент затухания вертикаль-}$$

ных колебаний шины;

$K_{ш}$ — коэффициент демпфирования (сопротивления) шины;

$$\omega_{ш} = \sqrt{\frac{C_{ш}}{M}} \text{ — частота свободных (собственных)}$$

колебаний шины;

$C_{ш}$ — коэффициент жесткости шины;

Q_y — сила, являющаяся следствием кинематического возбуждения со стороны опорной поверхности, формирующегося за счет движения движителя по неровностям (микропрофилю).

Подставив уравнение (6) в (7), получим:

$$\ddot{\xi} + 2h_{ш} \dot{\xi} + \omega_{ш}^2 \xi = 2h_{ш} \lambda y_{max} \cos \lambda t + \omega_{ш}^2 y_{max} \sin \lambda t, \quad (8)$$

где $\lambda = \frac{2\pi}{l} = \frac{2\pi V_k}{l}$ — частота вынужденных колебаний;

V_k — скорость движения трактора.

Общее решение дифференциального уравнения (8) вынужденных колебаний системы с одной степенью свободы, в случае малого сопротивления и периодической возмущающей силы, аналогично [7, с.57] имеет вид:

$$\xi = e^{-ht} (C_1 \cos nt - C_2 \sin nt) + A \cos \lambda t - B \sin \lambda t, \quad (9)$$

где $n = \sqrt{\omega_{ш}^2 - h_{ш}^2}$ — частота затухающих колебаний одномассовой системы;

A и B — постоянные коэффициенты:

$$A = \frac{2h_{ш} \lambda^3 y_{max}}{4h_{ш}^2 \lambda^2 + (\omega_{ш}^2 - \lambda^2)}, \quad B = \frac{4h_{ш}^2 \lambda^2 y_{max} + (\omega_{ш}^2 - \lambda^2) \omega_{ш}^2 y_{max}}{4h_{ш}^2 \lambda^2 - (\omega_{ш}^2 - \lambda^2)^2},$$

C_1 и C_2 — постоянные величины, определяемые из начальных условий: при $t=0$; $y_0=0$; $\dot{y}_0=0$, получим:

$$C_1 = -A; \quad C_2 = \frac{-Ah_{ш} - B\lambda}{n}.$$

Дифференциальное уравнение (9) можно представить в ином виде:

$$\xi = Fe^{-ht} \sin(nt + \beta) + A_n \sin(\lambda t + \gamma), \quad (10)$$

где $A_n = \sqrt{A^2 + B^2}$ — амплитуда вынужденных колебаний;

$\beta = \arctg \frac{C_1}{C_2}$ — разность или сдвиг фаз затухающих колебаний;

$\gamma = \arctg \frac{A}{B}$ — разность или сдвиг фаз вынужденных колебаний;

$$F = \sqrt{C_1^2 + C_2^2} \text{ — коэффициент.}$$

В уравнении (10) первый член представляет затухающие колебания, второй — вынужденные колебания системы, вызываемые периодической возмущающей силой, разложенные на отдельные гармоники, соответствующие гармоникам этой силы.

Из уравнения (10) найдем вертикальное ускорение колебаний оси колеса $\ddot{\xi}$:

$$\ddot{\xi} = Fh_{ш}^2 e^{-ht} \sin(nt + \beta) - 2Fnh_{ш} e^{-ht} \cos(nt - \beta) - Fn^2 e^{-ht} \sin(nt + \beta) - A_n \lambda^2 \sin(\lambda t + \gamma). \quad (11)$$

С помощью формул (1), (4), (5), (11) и ГОСТ 26953-80 можно определить плотность почвы (ρ_k) после прохождения движителя от действующих вибродинамических нагрузок.

Заключение

Используя вышеизложенную методику, на стадии проектирования машины за счет совершенствования параметров ее колебательной системы, можно добиться снижения вертикальных ускорений низкочастотных колебаний, а следовательно, уменьшить уплотняемость почв, что положительно скажется на состоянии экологии агроландшафтов.

ЛИТЕРАТУРА

1 Агроэкология. Методология, технология, экономика / В.А. Черников [и др.]; под общ. ред. В.А. Черникова, А.И. Чекереса. — Москва: КолосС, 2004. — 400 с.
 2 Ишлинский, А.Ю. Механика вязкопластических и не вполне упругих тел / А.Ю. Ишлинский. — Москва: Наука, 1985. — 360 с.
 3 Чигарев, Ю.В. Способы снижения вибродинамических нагрузок, передаваемых машинно-тракторными агрегатами на почву / Ю.В. Чигарев, Н.Н. Романюк, С.П. Адамчик // Агропанорама. — 2003. — № 4. — С.7–10.
 4 Ляхов, Г.М. Волны в грунтах и пористых много-

компонентных средах / Г.М. Ляхов. — Москва: Наука, 1982. — 288 с.
 5 Ляско, М.И. Методика определения удельных давлений ходовых систем на почву / М.И. Ляско, Е.В. Рубенчик, Л.Н. Кутин // Реферативный сборник / ЦНИИТЭМ. — Москва, 1979. — №7. — С.6–11.
 6 Бахтеев, Р.Х. Влияние колебаний колёсного трактора на величину давлений шины на почву: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Р.Х. Бахтеев. — Москва: 1985. — 167 с.
 7 Яблонский, А.А. Курс теории колебаний / А.А. Яблонский, С.С. Норейко. — Москва: Высшая школа, 1966. — 256 с.

УДК 621.317.42: 661.185.6

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 16.10.2006

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ МАГНИТНОЙ
ОБРАБОТКИ НА СКОРОСТЬ СЕДИМЕНТАЦИИ
ЗАГРЯЗНЕНИЙ В ВОДЕ И МОЮЩЕМ РАСТВОРЕ
ЛАБОМИД-203**

Е.И. Мажугин, канд. техн. наук, доцент, А.Л. Казаков, ассистент (УО БГСХА)

Аннотация

Дано описание методики и лабораторной установки для исследований влияния магнитной обработки на скорость седиментации загрязнений в воде и моющем растворе Лабомид-203. Приведены полученные графические зависимости и уравнения регрессии для определения скорости седиментации загрязнений в воде и моющем растворе Лабомид-203 от величины силы тока в обмотке электромагнитного аппарата.

Введение

Технология очистки деталей и агрегатов машин, применяемая в сельскохозяйственном ремонтном производстве, предусматривает широкое использование водных растворов синтетических моющих средств (СМС) в качестве очищающей среды. Среди производственных стоков загрязненные моющие растворы занимают на сельскохозяйственных ремонтных предприятиях наибольший объем. В загрязненных моющих растворах, кроме минеральных частиц и других взвешенных веществ, содержатся щелочи, синтетические поверхностно-активные вещества (СПАВ), нефтепродукты, способные нанести существенный вред не только природе, но и очистным сооружениям, на которые они поступают. По данным «Белорусского научно-исследовательского центра «Экология», превышение нормативов сбросов загрязняющих веществ в окружающую среду предприятиями Беларуси за II квартал 2005 г. составило: по взвешенным веществам от 1,1 до 58,39 раза; по СПАВ – от 1,1 до 6,9 раза, в том числе предприятиями Министерства сельского хозяйства и продовольствия по взвешенным веществам от 1,62 до

58,39 раза; по СПАВ – от 1,27 до 2,05 раза [1].

Технологическая очистка растворов СМС является одним из путей повышения качества ремонта, а также снижения их вредного воздействия на окружающую среду. Для очистки растворов СМС достаточно широко применяются гидроциклоны.

Основным недостатком гидроциклонов является их невысокая эффективность в отношении выделения тонкодисперсных загрязнений. Для повышения эффективности работы гидроциклонов можно интенсифицировать очистку моющих растворов в них путем электромагнитной обработки, за счет коагуляции загрязнений под воздействием электромагнитного поля с последующим выделением их в папорном гидроциклоне [2, 3].

Основная часть

Для выяснения влияния магнитной обработки на очистку моющего раствора нами были проведены опыты по обработке моющего раствора Лабомид-203 постоянным электромагнитным полем при помощи намагничивающего аппарата НА-5 ВИМ (рис. 1).