

техники являются показатели риска 1-го и 2-го рода, оценка которых должна проводиться с учетом всех вышеуказанных факторов.

3. Для более достоверной оценки техники при испытаниях на машино-испытательных станциях, заводах и т. д. необходимо рассмотренные методы формализации принятия решений и оценки их достоверности включить в действующие отраслевые стандарты на испытания.

Литература

1. Джонсон Н., Лион Ф. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Методы обработки данных. М: Мир, 1980.
2. Кардашевский С.В., Погорелый Л.В. и др. Испытания сельскохозяйственной техники. М: Машиностроение, 1979. С.288.
3. Орнатский П.П. Теоретические основы информационно-измерительной техники. Киев: Вища школа, 1976. С.430.
4. Переверзев Е.С. и др. Случайные сигналы в задачах оценки состояния технических систем. Киев: Наукова Думка, 1992, С.249.
5. Саркисян С.А. и др. Теория прогнозирования и принятия решений. М: «Высшая школа», 1977.
6. Суслов И.П. Основы теории достоверности статистических показателей. Новосибирск: Наука, Сибирское отделение, 1979. С.301.

АВТОКОЛЕБАНИЯ В ЦАПФЕ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА УПЛОТНЯЮЩУЮ СПОСОБНОСТЬ КОЛЕСА

Ю. В. Чигарев, А. В. Кузьмицкий (БАТУ)

Известно, что ходовые системы сельскохозяйственных агрегатов оказывают отрицательное влияние на структурные свойства почвы. В результате воздействия колеса на почву увеличиваются ее плотность, твердость, сопротивление обработке; изменяется агрегатный состав, что в конечном итоге существенно отражается на плодородии.

В числе основных факторов, определяющих процесс уплотнения, называют прежде всего вес машины, а также вибрацию остова, возникающую при работе двигателя, различных вращающихся узлов и деталей. Неровности на поверхности, по которой перемещается машина, приводят в колебательное движение корпус, что усиливает динамическое воздействие. Вибрация и колебания передаются на почву, вызывая упругие и упруго-вязкие деформации.

Кроме названных факторов, представляют интерес также колебания, возникающие в области цапфы на границе, отделяющей вращающуюся часть машины (собственно колесо) от невращающейся (остова). Возникновение указанных колебаний связано как со случайными факторами, так и с кинематикой самого колеса.

Принято считать, что зона контакта цапфы с колесом симметрична относительно вертикальной оси и что равнодействующая нагрузки приложена в нижней точке по линии центров. Причем данная схема в равной степени относится и к подшипникам скольжения, и к подшипникам качения.

Однако очевидно, что в период неустановившегося движения (разгон, торможение), при наезде на различного рода препятствия, с изменением тягового усилия на крюке и других факторов зона контакта (а значит, и точка приложения равнодействующей) будет смещаться на некоторый угол в ту или иную сторону от вертикали, совершая колебательные движения. После достижения некоторого предельного положения, определяемого величиной возмущающей силы, наступает срыв и точка контакта начинает движение в противоположную сторону. Следовательно, можно утверждать, что под действием постоянно изменяющихся внешних условий точка контакта вынужденно перемещается относительно центра колеса, т. е. имеет место автоколебательный процесс.

Перемещение зоны контакта происходит не мгновенно, а с определенной скоростью, при этом каждая точка указанной зоны, в т. ч. и точка приложения равнодействующей получают дополнительную составляющую скорости.

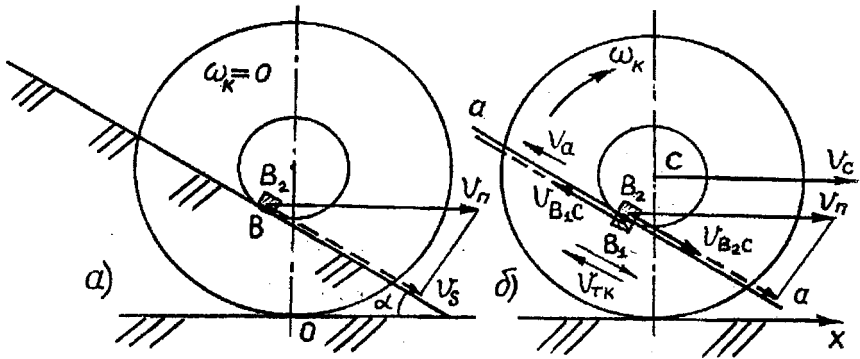


Рис. 1. Схема качения колеса: а) мгновенная картина процесса ($\omega_K=0$); б) составляющие скоростей при качении: B — точка контакта цапфы с колесом; B_1 — элемент колеса; B_2 — элемент цапфы

Отличие предлагаемой модели от общепринятой состоит в констатации активной роли скорости V_{B2C} (рис.1): это не скорость скольжения цапфы относительно колеса, а составляющая скорости ее абсолютного движения.

Являясь активной, составляющая V_{B2C} определяется исходя из законов динамики, и вследствие этого она по сути переменна. Скорость же V_{B1C} при постоянной частоте вращения колеса постоянна. Решение заключается в том, что точка контакта сама вынужденно движется относительно центра C с некоторой скоростью V_{TK} , удовлетворяющей условию $V_{TK} = |V_{B1C} - V_{B2C}|/2$. В этом случае большая из скоростей замедляется на величину V_{TK} , а меньшая увеличивается на эту же величину, так что в итоге $|V_{B1C}| = |V_{B2C}|$, что и требуется по условию качения. Таким образом, автоколебательный процесс выступает как синхронизатор качения. Установлено, что величина угловой скорости ω_{TK} перемещения точки приложения равнодействующей определяется по выражению

$$\omega_{TK} = \omega_K (1 - \sin \alpha) / (1 + \sin \alpha), \quad (1)$$

где ω_K — угловая скорость колеса;

α — центральный угол отклонения точки от вертикали.

Как следует из приведенного выражения, с уменьшением центрального угла угловая скорость точки контакта возрастает.

Значение ω_{TK} зависит также от отношения диаметра цапфы к диаметру колеса и с увеличением указанной величины от 0,05 до 0,15 в диапазоне рабочих скоростей 8...12 км/ч и радиуса колеса 0,5...0,7 м точка контакта смещается с угловой скоростью 0,03...0,04 с⁻¹, что составляет 1...2° в секунду.

Дополнительная составляющая скорости в точке контакта отклоняет вектор абсолютной скорости колеса на некоторый угол от исходного положения, соответствующего “чистому” качению. Это выражается в изменении положения мгновенного центра скоростей относительно основания и приводит к возникновению дополнительного проскальзывания в зоне контакта колеса с почвой. Причем скорость проскальзывания переменна по знаку и либо увеличивает буксование, если полюс находится выше основания, либо увеличивает “юз”, если полюс расположен ниже плоскости контакта колеса с почвой. Проскальзывание усиливает истирающее воздействие колеса на почвенные частицы, приводя к разрушению почвенных агрегатов.

Установлено, что энергия ΔW , рассеянная в слое почвы толщиной h в течение одного цикла колебаний, определяется по выражению

$$\Delta W = (G / S)^2 \cdot e^{-\mu/2h} \cdot h \cdot (\mu\pi / \omega_{TK}) / (2\rho \cdot C), \quad (2)$$

где G — нагрузка на колесо;

S — площадь контакта колеса с почвой;

μ — постоянная затухания, являющаяся мерой внутреннего трения почвы;

ρ — плотность почвы;

C — скорость распространения деформационной волны.

Как следует из выражения, автоколебания приводят к диссипации энергии, вызывающей переуплотнение почвы. Причем очевидно, что на фоне квадратичной зависимости рассеянной энергии от массы машины даже

незначительные по частоте и амплитуде колебания оказывают значительный уплотняющий эффект.

Определено, что основным конструкторским решением по снижению отрицательного влияния указанных автоколебаний на почву является уменьшение отношения диаметра цапфы к диаметру колеса.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСНЫХ ТРЕЛЕВОЧНЫХ МАШИН С ЛЕСНЫМИ ПОЧВОГРУНТАМИ

А. В. Жуков, Д. В. Клоков, В. Н. Лой, А. Н. Бычек (БГТУ)

В соответствии с концепцией развития лесозаготовительной отрасли лесного комплекса в Республике Беларусь принято решение по созданию собственного лесного машиностроения. Активное участие в решении этой проблемы принимает целый ряд машиностроительных предприятий и, в первую очередь, Минский тракторный завод.

На МТЗ совместно с БГТУ разработан типаж лесных машин на базе тракторов “Беларус”. В настоящее время созданы и выпускаются серийно форвардер МЛПТ-354 и трелевщик ТТР-401 с чокерным оборудованием. Созданы опытные образцы трелевочных машин с пачковым захватом ТТР-402 и тросочокерным технологическим оборудованием МТР-374 на базе шарнирно-сочлененного шасси типа 4К4. Производится доводка лесного шасси типа 6К6 с тандемной тележкой и двигателем увеличенной мощности (73...75 кВт).

С целью обоснования параметров указанных машин в БГТУ разработан комплекс математических моделей процесса работы машин при выполнении ими технологических операций. Ниже приведена методика моделирования процесса движения трелевочных машин. Эта модель