

интервала, полученного при статистической обработке экспериментальных данных (рис. 3).

Возврат селектора в исходное положение происходит за время, не превышающее 0,2—0,5 с, поскольку слив рабочей жидкости из его полости происходит через обратный клапан 8 (см. рис. 2).

Стендовые испытания САПП подтвердили надежность работы селекторов, что является одним из условий эффективного функционирования всей системы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ксеневи́ч И.П., Солонский А.С., Войчинский С.М. Проектирование универсально-пропашных тракторов. — Минск: Наука и техника, 1980. — 320 с. 2. А. с. 634980 (СССР). Устройство автоматического переключения передач транспортного средства/И.П. Ксеневи́ч, А.С. Солонский, Е.Н. Козлов и др. — Оpubл. в Б.И., 1978, № 44. 3. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. — Минск: Выш. шк., 1976. — 416 с. 4. А. с. 887285 (СССР). Устройство для автоматического переключения передач транспортного средства/В.П. Тарасик, И.П. Ксеневи́ч, П.А. Амелеченко и др. — Оpubл. в Б.И., 1981, № 45. 5. Бухарин Н.А., Прозоров В.С., Щукин М.М. Автомобили: Конструкции, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля. — М.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1973. — 504 с.

УДК 629.1.02:681.3.069

Э.И. ЯСЮКОВИЧ, канд. техн. наук (ММИ)

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ХОДОВЫХ СИСТЕМ КОЛЕСНЫХ МАШИН С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭВМ

Параметры ходовых систем колесных машин на упругих пневматиках необходимо выбирать таким образом, чтобы обеспечить наилучшую их курсовую устойчивость, плавность хода, устойчивость движения управляемых колес, минимальные усилия в элементах ходовой системы, износ шин и т.д. В связи с большой сложностью указанной задачи в настоящей работе ставится цель разработки методики для оптимизации параметров ходовой системы, обеспечивающих наилучшую курсовую устойчивость колесной машины и устойчивость движения ее управляемых колес, исключая возможность возникновения их автоколебаний.

Экспериментальные исследования с целью решения указанной задачи становятся практически невозможными в виду чрезмерно большого числа опытов, необходимого для реализации плана эксперимента и обеспечения условий адекватности уравнения регрессии [1]. Поэтому наиболее приемлемым в данном случае является применение математических моделей, которые позволяют проводить указанные исследования на современных быстродействующих электронных вычислительных машинах (ЭВМ).

Известно [2], что угловые колебания управляемых колес ухудшают курсовую устойчивость колесных машин. Причем низкочастотные колебания влияют на них более существенно, чем высокочастотные. Угловые колебания управляемых колес влияют не только на курсовую устойчивость колесных машин. Они способствуют увеличению износа шин и динамических нагрузок на детали ходовой системы, рулевого управления и т.п. [3, 4]. В связи с этим при оптимизации параметров ходовой системы, например параметров установки управляемых колес, критерий эффективности должен учитывать показатели курсовой устойчивости колесной машины и устойчивости движения ее управляемых колес.

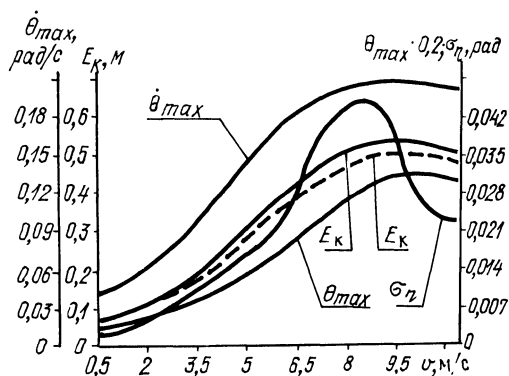


Рис. 1. Зависимости показателей θ_{\max} , $\dot{\theta}_{\max}$, E_k и σ_n от скорости движения трактора.

Для оценки курсовой устойчивости колесной машины можно использовать максимальное значение ее курсового угла θ_{\max} , скорости изменения этого угла $\dot{\theta}_{\max}$ [5] или ширину коридора движения E_k . Значения показателей θ_{\max} и $\dot{\theta}_{\max}$ на некотором конечном интервале времени $[t_n, t_k]$ можно непосредственно определить на математической модели, приведенной в [6], в результате интегрирования уравнений движения.

На рис. 1 приведены теоретические зависимости показателей θ_{\max} , $\dot{\theta}_{\max}$ и E_k от скорости движения колесного трактора класса 1,4, полученные по методике, изложенной в [6]. Эти зависимости свидетельствуют о том, что для оценки курсовой устойчивости трактора достаточно одного из упомянутых показателей. Из анализа данного вопроса следует, что наиболее приемлемым в нашем случае является показатель E_k .

В работе [7] оценку курсовой устойчивости колесных машин рекомендуется проводить по среднеинтегральному значению ширины коридора движения E_n :

$$E_n = \frac{1}{t_k - t_n} \int_{t_n}^{t_k} E_k dt.$$

Значение E_K можно определить по простой формуле

$$E_K = y_c + L \sin |\theta|,$$

где y_c — боковая координата центра масс колесной машины; L, θ — ее база и курсовой угол.

Значение E_K в данном случае определяет ширину коридора движения без учета ширины колеи, так как последняя не оказывает существенного влияния на характер его изменения.

Устойчивость движения управляемых колес можно оценить по среднеквадратическому отклонению амплитуды их угловых колебаний вокруг шкворней σ_η :

$$\sigma_\eta = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\eta_i - \bar{\eta})^2},$$

где η_i — текущее значение угла поворота управляемых колес; $\bar{\eta}$ — его математическое ожидание.

С учетом вышеуказанных требований критерий эффективности E_0 для оптимизации параметров ходовых систем колесных машин должен определяться показателями E_K и σ_η :

$$E_0 = (E_K + \nu \sigma_\eta) / 2, \quad (1)$$

где ν — коэффициент приведения, $\nu = E_{K_{\max}} / \eta_{\max}$. Здесь $E_{K_{\max}}$, η_{\max} — максимальные значения показателя E_K и центрированного значения угла поворота управляемых колес η на интервале времени $[t_n, t_k]$.

Критерий эффективности E_0 получил название обобщенного среднеинтегрального критерия устойчивости.

В настоящей работе для оптимизации параметров ходовых систем колесных машин по предложенному критерию (1) использовался метод наискорейшего спуска [8]. Разработанный и реализованный на алгоритмическом языке ФОРТРАН-IV алгоритм оптимизации работает следующим образом.

Формируется массив WE размерностью NK, где NK — количество оптимизируемых параметров, содержащий текущие значения критерия эффективности — обобщенного среднеинтегрального критерия устойчивости E_0 . Производится последовательно: интегрирование системы дифференциальных уравнений движения; вычисление критерия E_0 и нового шага оптимизации; определение направления поиска и изменение оптимизируемых параметров на шаг их оптимизации в выбранном направлении. Спуск по определяемому антиградиентному направлению производится до тех пор, пока критерий эффективности убывает. Если на k -м шаге поиска критерий эффективности начинает возрастать, то в точке $[k + 1]$ вычисляется новое значение градиента со значением шага измене-

Результаты оптимизации параметров установки управляемых колес трактора МТЗ-80

| Параметр | Единица | Значение параметра |
|------------|------------|-------------------------|
| α_i | рад (град) | 0,096 ($5^\circ 30'$) |
| β_i | рад (град) | -0,0175 (-1°) |
| s_i | мм | 0 |

ния i -го компонента оптимизируемых параметров уменьшенным в два раза.

В качестве примера была проведена оптимизация параметров установки управляемых колес трактора класса 1,4: α_i, β_i, s_i — углы поперечного и продольного наклонов шкворней и вылет управляемых колес соответственно. Результаты оптимизации приведены в табл. 1.

С полученными оптимальными значениями параметров установки управляемых колес было проведено моделирование курсового движения трактора по методике, приведенной в [6]. Расчеты показали, что в этом случае среднеинтегральное значение коридора движения уменьшилось примерно на 7,2 %, среднеквадратическое отклонение амплитуды угловых колебаний управляемых колес — на 28 % в диапазоне скоростей движения до 12 м/с.

На рис. 1 штриховой линией показана зависимость показателя E_k от скорости движения трактора, полученная с оптимальными параметрами установки управляемых колес.

Таким образом, предложенный обобщенный среднеинтегральный критерий устойчивости позволяет определить оптимальные сочетания параметров ходовых систем с целью повышения как курсовой устойчивости колесных машин, так и устойчивости движения их управляемых колес. Применение полученных оптимальных параметров установки управляемых колес трактора МТЗ-80 позволит уменьшить коридор движения трактора в среднем на 7,2 %, среднеквадратическое отклонение амплитуды угловых колебаний управляемых колес — на 28 % в диапазоне скоростей движения до 12 м/с.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. С п и р и д о н о в А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов. — М.: Машиностроение, 1981. — 181 с.
2. А к о п я н Р.А. Пневматическое поддрессирование автотранспортных средств. — Львов: Вища шк., 1980. — 208 с.
3. К о л е с н и к о в К.С. Автоколебания управляемых колес автомобиля. — М.: Гостехтеориздат, 1955, с. 13—238.
4. Т е р л е ц к и й В.Г. Исследование колебаний управляемых колес тракторов кл. 0,6 т. — Тракторы и с.х. машины, 1961, № 8, с. 18—20.
5. Г у с ь к о в В.В. Тракторы. Ч. 2. Теория — Минск: Выш. шк., 1977. — 384 с.
6. Я с ю к о в и ч Э.И. Моделирование на ЭЦВМ курсового движения колесного трактора с учетом поперечных колебаний управляемых колес. — В кн.: Автотракторо-

строение: Теория и конструирование. Минск: Выш. шк., 1983, вып. 18, с. 24—31. 7. ОН 025-319-68. Автомобили. Оценочные параметры управляемости. Методы определения. — В кн.: Автомобилестроение: Автомобили, прицепы и полуприцепы. М.: Изд-во стандартов, 1974, т. 1, ч. 1, с. 107—170. 8. Ф у р у н ж и е в Р.И. Вычислительная техника и ее применение. — Минск: Выш. шк., 1975. — 400 с.

УДК 629.11.012.3.001.24

Р.И. ФУРУНЖИЕВ, д-р техн.наук,
В.А. КИМ, канд.техн.наук,
Г.А. КОЛОСОВ (ММИ)

К ВОПРОСУ О КРИТЕРИИ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ ТЯГОВЫХ И ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН НА УПРУГИХ ПНЕВМАТИКАХ

На современном этапе теория устойчивости движения в достаточной степени разработана только для двухосных автомобилей, результаты которой не могут быть распространены на многоосные автомобили [1].

Как известно, задачи исследования устойчивости можно решать двумя способами: 1) анализом аналитического решения дифференциальных уравнений движения и 2) качественным исследованием при помощи функции Ляпунова. Следует заметить, что аналитическое решение практически получить невозможно, а методика строго построения функции Ляпунова в общем случае не найдена [1].

В данной работе предлагается новый критерий для исследования курсовой устойчивости движения любого экипажа на пневматиках с использованием ЭЦВМ.

Пусть q_1, \dots, q_k — обобщенные координаты многоопорного автомобиля; $\xi_{1л}, \dots, \xi_{пл}, \xi_{1п}, \dots, \xi_{пп}$ — параметры боковой деформации шин; n — число мостов.

В соответствии с [2] и [3] составляются уравнения кинематических связей и динамические уравнения движения. Уравнения кинематических связей первого порядка представляются в продифференцированном один раз по времени виде. Таким образом, дифференциальные уравнения движения многоопорного автомобиля запишутся в виде системы $k + 2n$ уравнений с $k + 2n$ неизвестными:

$$a_{j+2i, j+2i} \ddot{q}_s + b_{j+2i, j+2i}^л \ddot{\xi}_{ил} + b_{j+2i, j+2i}^п \ddot{\xi}_{ип} = d_{j+2i}, \quad (1)$$

где $j = 1, \dots, k$; $i = 1, \dots, n$.

Для исследования курсовой устойчивости автомобиля составляется выражение