

Опасным является сечение консоли у его основания в связи с действием нормальных напряжений

$$\sigma = \frac{1}{4a_1b_1} \left(-P_x + 3P_x \frac{c}{b_1} - P_x \frac{c}{a_1} \right) \leq [\sigma].$$

Максимальные касательные напряжения в том же сечении имеют вид

$$\tau_x = 3P_x / 2a_1b_1 \leq [\tau], \quad \tau_z = 3P_z / 2a_1b_1 \leq [\tau].$$

Таблица 2
Параметры рекомендуемых дисковых исполнительных органов с роликовыми резацами

D_d мм	d_d мм	$2a_1$ мм	$2b_1$ мм	d_p мм	d_m мм	C мм	n
900	150	10	35	19	5	45	18
1200	150	10	35	19	5	45	32

Исходя из результатов расчетов, с учетом характеристик используемых для дисков материалов и технологий изготовления в табл. 2 приведены параметры рекомендуемых дисковых исполнительных органов с роликовыми резацами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мухелишвили Н.И. Некоторые свойства задач математической теории упругости. - М.: Наука, 1966. - 707 с.

ООО "Армраморгранит"

15.X.1995

Изв. НАН и ГИУ Армении (сер. ТН), т. XLIX, № 3, 1995, с. 177-181

УДК 629.114.2.001.42

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Н.А. БАЗИКЯН, Г.В. АМБАРЦУМЯН, А.Н. АЛОЯН

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОДРЕССОРИВАНИЯ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ ПО КРИТЕРИЯМ ПЛАВНОСТИ ХОДА

Անվավոր տրակտորների տատանումներն ուղղահայաց հարթությունում բնութագրող դիֆերենցիալ հավասարումների համակարգի լուծմամբ որոշված են կախոցների կոշտության օպտիմալ արժեքներն ըստ առջևի և հետևի անիվների առանցքներով կախոցավորված զանգվածների ուղղահայաց արագացումների նվազագույն արժեքների: Որպես ելակետային վերցված են ՄՏՁ-80 համապիտանի - շարահերքային տրակտորի անվաղուղիների, կախոցների առանձգամարդո բնութագրերը՝ պարսպ ընթացքով և կախովի զուբանով տրանսպորտային վիճակում:

Решением системы дифференциальных уравнений, описывающих колебания колесного трактора в вертикальной плоскости, определены оптимальные (по

минимуму вертикальных ускорений поддресоренных масс над осями передних и задних колес) значения жесткостей соответствующих подвесок. В качестве исходных взяты упруго-демпфирующие характеристики подвесок и колес универсально-пропанного трактора МТЗ-80 на холостом ходу и с навесным плугом в транспортном положении.

Ил. 2. Библиогр.: 3 назв.

Optimal values for rigidities of corresponding suspensions have been determined by solving the differential equation system describing wheeled tractor vibrations in the vertical plane (with vertical acceleration minimum of cushioned masses over the front or back wheel axes).

Elastic damping characteristics of suspensions and wheels for the all-purpose tractor МТЗ-80 with an idle stroke and mounted plough in transport position are taken as initial ones.

Ил. 2. Ref. 3.

Плавность хода колесных самоходных машин является одним из важнейших эксплуатационных качеств. Она характеризует возможность их длительной работы в интервале эксплуатационных скоростей, не только без снижения надежности работ машины, но и без неприятных ощущений и быстрой утомляемости водителя, обусловленных колебаниями машины. Причем, если оценка самоходных машин выполняется по критериям плавности хода, то задача существенно усложняется. Это объясняется тем, что довольно сложно учесть все особенности восприятия вибрации человеческим организмом.

В результате многочисленных исследований, направленных на выявление влияния вибрации на организм человека, выработаны рекомендации по нормированию колебаний, обобщенных в двух основных нормативных документах: Нормы международной организации по стандартизации ISO и ГОСТ 12.1.012-78 [1-2]. Одним из важнейших этапов создания самоходных машин, удовлетворяющих указанным требованиям, является выбор оптимальных параметров подвесок на этапе их проектирования.

Систему дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами и нулевыми начальными условиями, описывающих колебания колесного трактора в вертикальной плоскости, можно представить в следующем матричном виде:

$$M\ddot{z} + K\dot{z} + Cz = Pf(t), \quad (1)$$

где M , K , C — матрицы распределения масс, демпфирования и жесткости; z — вектор-столбец координат смещения; P — вектор-столбец амплитуд возбуждающих сил.

Вводя обозначения $y_i = z_i$, $i = 1, \dots, 5$, $y_i = \dot{z}_{i-1}$, $i = 6, \dots, 10$, система (1) принимает вид

$$y + Ay = P_1 f(t), \quad (2)$$

где A и P_1 — блочные матрицы вида $A = \begin{pmatrix} M^{-1} \cdot K & M^{-1} \cdot C \\ -I & O \end{pmatrix}$,

$P_1 = \begin{pmatrix} M^{-1} \cdot P & O \\ O & I \end{pmatrix}$, I — единичная матрица.

Для нахождения общего решения системы (2) необходимо вычисление однородной системы

$$\dot{y}_i + Ay_i = 0. \quad (3)$$

Характеристическое уравнение однородной системы (3) имеет вид

$$|A + \lambda I| = 0. \quad (4)$$

Решая уравнение (4) относительно λ , получим собственные значения оператора A и соответствующие решения однородной системы (3):

$$y_i = \varphi_i(t), \quad i = 1, 2, \dots, 10. \quad (5)$$

Общее решение неоднородной системы (2) имеет вид:

$$y_i = \varphi_i(t) + \psi_i(t), \quad i = 1, 2, \dots, 10, \quad (6)$$

где $\psi_i(t)$ — частное решение неоднородного уравнения (2).

При решении системы уравнения функции возбуждения аппроксимировались следующим образом:

$$F_1(t) = \frac{h_0}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi v}{l} t \right), \quad (7)$$

$$F_2(t) = \frac{h_0}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi v}{l} \left(t - \frac{L}{v} \right) \right), \quad (8)$$

где h_0 — амплитуда неровностей дороги (поля), l — длина волн неровностей, L — межосевое расстояние передней и задней мостов машины, v — скорость движения машины.

При расчетах в качестве исходных были выбраны упруго-демпфирующие характеристики подвесок и колес универсально-пропанного трактора МТЗ-80, а также его линейные и весовые параметры [3].

Для определения параметров поддрессоривания остова трактора необходимо было выбрать оптимальные упругие характеристики подвески передних и задних колес, а именно: жесткости упругих элементов при заданных значениях прогибов подвески и сил сопротивления, величина которых у исследуемых вариантов подвесок известна заранее.

Определение указанных параметров производилось при движении трактора с плугом ПН-3-35 в транспортном положении и на холостом ходу, через единичную неровность высотой 50 мм и длиной 700 мм, со скоростью 5 м/с.

При подборе параметров подвески интенсивность колебаний остова трактора оценивалась по максимальным значениям вертикальных ускорений при движении через единичную неровность. По максимальным среднеквадратичным значениям вертикальных ускорений поддрессоренных масс над осями передних и задних колес определялась оптимальная величина жесткости подвески передних и задних колес. При этом некоторым значениям задавались жесткости передней подвески трактора, отличные от исходной $2C_{п1} = 720 \text{ кН/м}$, и также предполагалось, что в отличие от серийного, задний мост поддрессорен упругими элементами, имеющими суммарную жесткость $2C_{з1} = 160 \text{ кН/м}$.

Подбор оптимальных параметров подвесок производился следующим образом. Вначале, сохраняя постоянную величину жесткости задних колес определялась оптимальная величина жесткости передних колес, а затем — оптимальная величина жесткости подвески задних колес.

На рис. 1 приведены графики подбора суммарной жесткости упругих элементов подвески передних и задних колес по минимуму вертикальных ускорений поддрессоренных масс над осями передних Z_{Π} и задних Z_3 колес соответственно.

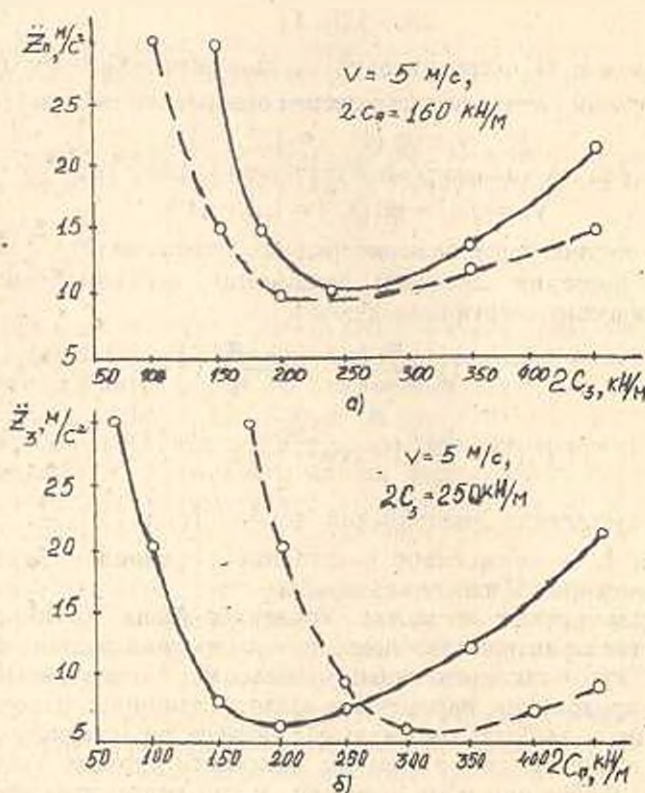


Рис. 1. Зависимости $\ddot{Z} = f(c)$ для передних (а) и задних (б) колес: — на холостом ходу, — с навесным плугом ПН-3-35.

Сравнительный анализ полученных результатов расчетов позволил установить, что наиболее приемлемой жесткостью в отличие от существующей (по минимуму вертикальных ускорений поддрессоренных масс трактора) является: для передней подвески — $2C_{\Pi} = 225 \dots 275$ кН/м, задних колес — $2C_3 = 175 \dots 225$ кН/м на холостом ходу и $2C_{\Pi} = 200 \dots 250$ кН/м и $2C_3 = 275 \dots 325$ кН/м с плугом ПН-3-35 в транспортном положении.

Следующим этапом исследования являлась оценка плавности хода трактора по полученным оптимальным значениям жесткости передних и задних колес. При этом значения жесткости упругих элементов изменялись как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения.

На рис. 2 представлены амплитудно-скоростные характеристики вертикальных среднеквадратичных ускорений на сиденье водителя в зависимости от скорости движения при различных значениях жесткости передней и задней подвесок. Результаты расчетов показали, что при

оптимальных (расчетных) значениях жесткости упругих элементов подвесок передних и задних колес во всех случаях движения машино-тракторного агрегата (МТА) обеспечивается наилучшая плавность хода, при этом связные величин вертикальных среднеквадратичных ускорений на сиденье водителя достигает более 50%.

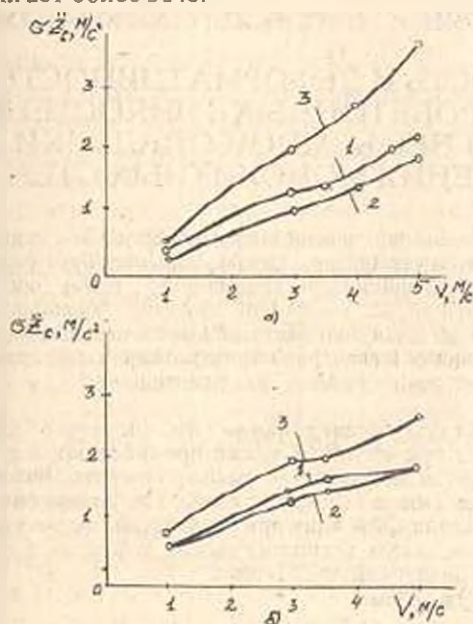


Рис. 2. Зависимости $\sigma_{z_c} = f_2(c_p)$ для передней и задней подвесок: а) на холостом ходу 1, 2, 3 – $2C_{pr} = 250, 200, 150$ кН/м; б) с плугом в транспортном положении: 1, 2, 3 – $2C_{pr} = 350, 300, 250$ кН/м.

Таким образом, плавность хода универсально-пропашного колесного трактора кл. 14 кН (МТЗ-80) в характерных режимах неудовлетворительна из-за отсутствия эффективной системы поддрессирования его остова. Это объясняется тем, что обоснование и выбор упруго-демпфирующих характеристик подвески в большинстве случаев проводится заводом-изготовителем без учета реальных эксплуатационных условий тракторов данного класса.

Определены оптимальные значения жесткости систем трактора. Причем большой диапазон изменения этих значений выдвигает необходимость установления на серийных тракторах этого класса подвесок с регулируемой характеристикой.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 12.1.012-78. Вибрация. Общие требования безопасности. - М.: Изд-во стандартов. 1978. - С.
2. МС. ИСО-2631-78. Руководство по оценке воздействия общей вибрации на теле человека. Изд-е 2, 1978, стр. 20. УДК 534.1.619.014.45, группа Т-58 СССР.
3. Забродский В.М. и др. Ходовые системы тракторов: Справочник. - М., Вгропромиздат. 1986. - 271 с.