

УДК 629.1

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СТАБИЛИЗАТОРОВ БОКОВЫХ КРЕНОВ НА ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНЫХ И ЛЕСОТРАНСПОРТНЫХ МАШИНАХ

А. В. ЖУКОВ

Белорусский технологический институт

Рассматривается вопрос эффективности установки стабилизаторов боковых кренов на лесозаготовительных и лесотранспортных машинах. Примененная методика позволяет оценить поперечную статическую и динамическую устойчивость различного типа лесных машин.

Как известно, эксплуатация лесных машин, связанных с транспортировкой леса и другими заготовительными операциями, производится в сложных путевых условиях. При движении лесовозных автопоездов, челюстных погрузчиков, трелевочных, валочно-трелевочных и других машин, особенно на подъездных путях, не имеющих усовершенствованных покрытий, на лесосеке наблюдаются случаи значительного бокового крена машин. При работе на косогорах, в условиях пересеченной местности нередко создаются опасные ситуации в отношении поперечной устойчивости машины.

Поперечная устойчивость лесной машины может быть нарушена на стоянке. Это особенно характерно для трелевочных машин, подтаскивающих хлысты на косогорах, машин, имеющих гидроманипуляторы для бесчokerного набора пакета, валочно-пакетирующих, валочно-трелевочных и др.

Одно из эффективных средств повышения боковой устойчивости транспортных систем — установка стабилизаторов поперечной устойчивости. В зависимости от условий эксплуатации, типа и назначения машины параметры стабилизатора и эффективность его использования могут быть различны. Наиболее прост, надежен и распространен торсионный стабилизатор. При несимметричных воздействиях от неровностей на ходовые органы правого и левого бортов машины торсион скручивается, препятствуя боковому крену поддрессоренной массы машины. Это же происходит и при действии постоянных боковых сил (движение или стоянка на косогоре, боковое подтаскивание груза, движение по криволинейной траектории и др.).

Конструкция стабилизатора такова [3], что он реагирует только на поперечные или вертикальные несимметричные воздействия и не препятствует вертикальным перемещениям поддрессоренных масс машины. Таким образом, вертикальная жесткость подвески при установке стабилизатора не изменяется, но увеличивается ее угловая жесткость. Поэтому в случае установки стабилизатора при значительных скоростях движения следует ожидать некоторого ухудшения динамической поперечной устойчивости машины и плавности ее хода.

Рассмотрим поперечную устойчивость наиболее типичной и распространенной транспортной системы (например, автомобиля, колес-

ного или гусеничного трактора и др.), имеющей упругую подвеску корпуса к ходовым органам. Коэффициент статического крена для такой системы определяется выражением [5], [1]

$$K_v^{ст} = \frac{C_\varphi}{C_\varphi - Mg\rho_{кр}}, \quad (1)$$

где C_φ — суммарная угловая жесткость подвески транспортной системы;

M — величина подрессоренной массы;

g — ускорение свободного падения;

$\rho_{кр}$ — радиус крена системы.

При вычислениях приняты следующие значения расчетных параметров: $M = 24 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{см}$; $\rho_{кр} = 98 \text{ см}$; $C_\varphi = 6,7 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{см}/\text{рад}$.

Для рассматриваемого случая коэффициент статического крена составил 1,52. При установке стабилизатора с угловой жесткостью $C_{ст} = 4,3 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{см}/\text{рад}$ коэффициент $K_v^{ст}$ снизился до 1,26.

Приведенные данные указывают на значительное улучшение статической устойчивости системы в случае применения стабилизатора. Критический угол косогора для системы без стабилизатора составляет $13,7^\circ$, а со стабилизатором 21° , то есть устойчивость возрастает на 35%.

Коэффициент динамического крена для рассматриваемой транспортной системы без учета величины неподдресоренных масс, запаздывания воздействия на оси, при линейных характеристиках подвески может быть определен по формуле [5]

$$K_v = \sqrt{\frac{m^4 + 4h^2\omega^2}{(n^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2}}, \quad (2)$$

где ω — частота возмущающей силы (при гармоническом воздействии $\omega = \frac{2\pi v}{L_n}$, v — скорость движения, L_n — длина неровности пути);

$2h = \frac{k_\varphi}{I}$ (k_φ — коэффициент сопротивления подвески поперечно-угловым колебаниям, I — момент инерции полуприцепа в поперечной вертикальной плоскости);

$$m^4 = \frac{C_\varphi^2}{I^2};$$

$$n^2 = \frac{C_\varphi - Mg\rho_{кр}}{I}.$$

По приведенной формуле вычислены (при $k_\varphi = 16,3 \cdot 10^4 \text{ кг} \cdot \text{сек} \cdot \text{см}/\text{рад}$, $I = 1,7 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2 \cdot \text{см}$) зависимости $K_v = f(\omega)$ для системы без стабилизатора и с ним, представленные на рис. 1 (кривые 1 и 2).

Как видно из рисунка, система без стабилизатора в условиях статического нагружения ($\omega = 0$) менее устойчива, чем со стабилизатором. Это наблюдается при значениях ω до 1,8 1/сек. С увеличением ω более 8 1/сек стабилизатор ухудшает поперечную устойчивость рассматриваемого объекта.

При повышении жесткости стабилизатора (кривая 3) устойчивость системы сначала улучшается, а затем снижается. При $\omega > 8$ 1/сек, как и ранее, K_v практически неизменно.

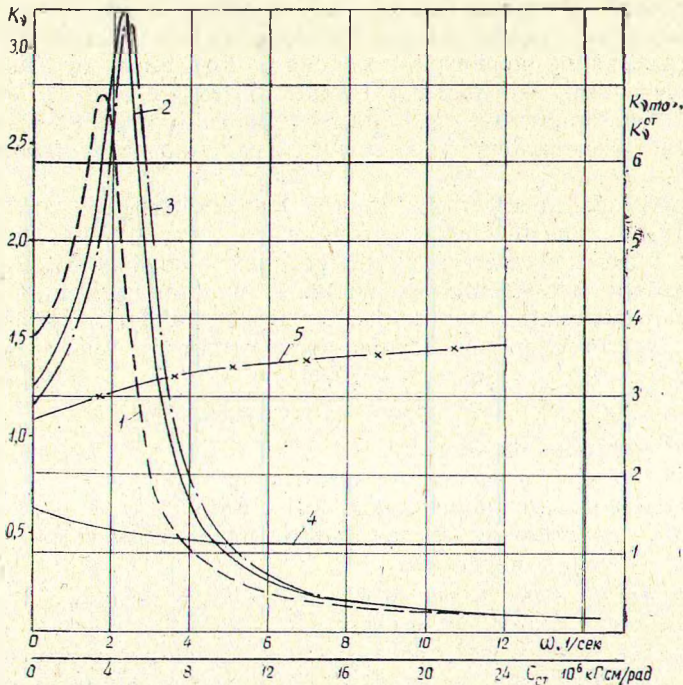


Рис. 1. Зависимость коэффициентов динамического и статического крена от частоты ω и жесткости стабилизатора.

$$\begin{aligned}
 1 - K_v &= f(\omega); \quad C_{ст} = 0; & 2 - K_v &= f(\omega); \quad C_{ст} = 4,33 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{см/рад}; \\
 3 - K_v &= f(\omega); \quad C_{ст} = 7 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{см/рад}; & 4 - K_v^{ст} &= f(C_{ст}); \\
 5 - K_v^{max} &= f(C_{ст}).
 \end{aligned}$$

На рис. 1 (кривая 4) графически показана зависимость коэффициента статического крена от жесткости стабилизатора. Характер кривой указывает на существенное уменьшение K_v при увеличении $C_{ст}$ до $8 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{см/рад}$. При $C_{ст} > 8 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{см/рад}$ значение K_v почти постоянно.

Увеличение коэффициента динамического крена при возрастании $C_{ст}$ представлено кривой 5. Особенно сильно растет K_v^{max} при изменении $C_{ст}$ от 0 до $12 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{см/рад}$.

Повышение жесткости стабилизатора для улучшения статической устойчивости транспортной машины целесообразно только до определенного предела (в рассматриваемом случае до $8 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{см/рад}$).

Итак, введение в подвеску транспортной машины стабилизатора улучшает ее статическую устойчивость. Это же можно сказать и о динамической устойчивости, но только для небольших скоростей движения.

Вопрос о целесообразности установки стабилизатора на лесных машинах следует рассматривать конкретно для определенной системы с учетом анализа частотных характеристик воздействия и самой машины. Если диапазон частот воздействия рассмотренной транспортной системы, заключенный в пределах от 1,8 до 5—6 1/сек является нерабочим, кратковременным, то целесообразно вводить стабилизатор с боковой жесткостью $4,33 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{см/рад}$ и даже несколько большей. Этот вывод можно отнести к транспортной системе типа лесовозного автопоезда, но с учетом конкретных условий эксплуатации.

Исследования показали, что стабилизаторы необходимо устанавливать на машинах, выполняющих технологические операции на стоянках (подтаскивание деревьев, их повал, погрузка), особенно в условиях пересеченной местности и горных, а также при небольших скоростях движения. Это можно прямо отнести к трелевочным и транспортным тягачам, валочно-трелевочным, валочно-пакетирующим и другим машинам.

Для примера рассмотрим влияние установки стабилизатора боковых кренов на динамическую устойчивость самоходно-погрузочной машины при подъеме хлыстов в процессе их подтаскивания гидроманипулятором. При исследованиях использована динамическая модель системы [6], примененная при изучении трактора ТБ-1 для бесчелюстной трелевки хлыстов. Условие устойчивости трактора имеет вид

$$M_c > \frac{4PLm_2 k_1^2}{(2m_2 + 3m_1)(k_1^2 + k_2^2)}, \quad (3)$$

где P — ускоряющая сила;
 m_1 и m_2 — дискретные массы хлыста [5];
 k_1 и k_2 — составляющие частоты колебаний;
 L — расстояние от оси опрокидывания до точки сосредоточения массы m_2 .

При подъеме хлыста весом $G_x = 0,5 T$ за комель при значениях ускоряющей силы 200 кг и расстоянии $L = 12,3 \text{ м}$ момент сопротивления крену статических сил больше опрокидывающего момента, то есть $M_c > 4 T \cdot \text{м}$. Статический момент M_c без учета ветровой нагрузки составляет $4,75 T \cdot \text{м}$.

Установка на тракторе стабилизатора боковых кренов с угловой жесткостью $40 T \cdot \text{м/рад}$ способствует повышению поперечной устойчивости системы при тех же условиях. Проверка по формуле (3) дает $M_c > 3,5 T \cdot \text{м}$, то есть опрокидывающий момент снизился на $0,5 T \cdot \text{м}$. Угол статического крена уменьшился от $1^\circ 5'$ до $54'$, а динамического от 48 до $42'$. Исследования показывают, что в случае применения стабилизатора могут быть увеличены значения ускоряющих (замедляющих) сил, вследствие чего существенно возрастает производительность погрузочных операций.

Рассмотрим более сложный случай применительно к двухосному колесному транспортно-трелевочному тягачу с учетом запаздывания воздействия на его заднюю ось.

Формула коэффициента динамичности, выведенная по методике Н. А. Взятышева [1], с учетом запаздывания воздействия на оси и в предположении линейности подвески имеет вид

$$K_T = \sqrt{\frac{(k_{\varphi_2} \omega \sin \omega \tau_2 + C_{\varphi_1} + C_{\varphi_2} \cos \omega \tau_2)^2 + (k_{\varphi_2} \omega \cos \omega \tau_2 + k_{\varphi_1} \omega - C_{\varphi_2} \sin \omega \tau_2)^2}{(n^2 - \omega^2)^2 + 4h^2 \omega^2}}, \quad (4)$$

где C_{φ_1} и C_{φ_2} , k_{φ_1} и k_{φ_2} — угловые жесткости и коэффициенты сопротивления угловым колебаниям соответственно передней и задней осей трактора;

$\tau_2 = \frac{L}{v}$ — запаздывание воздействия на заднюю ось по отношению к передней (L — база трактора);

$$n^2 = \frac{C_{\varphi_1} + C_{\varphi_2} - Mg\rho_{кр}}{I},$$

где I — момент инерции трактора и пакета хлыстов в поперечной плоскости;

$\rho_{кр}$ — радиус крена подрессоренной массы;

$$2h = \frac{k_{\varphi_1} + k_{\varphi_2}}{I}$$

Приняты следующие основные параметры тягача: вес трактора вместе с приходящейся на него частью веса пакета хлыстов — 12 400 кг; коэффициент сопротивления шин — 24 кг·сек/см; вертикальная жесткость шин — 450 кг/см; вертикальная жесткость рессор — 550 кг/см; колесная колея — 216 см; рессорная колея — 127 см.

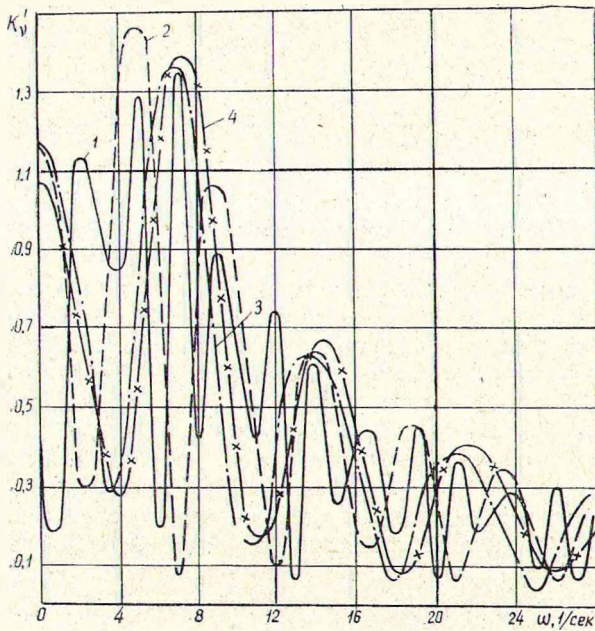


Рис. 2. Зависимость K_d^T от частоты ω для двухосного транспортно-трелевочного тягача.

1 — $v = 5$ км/час; 2 — $v = 10$ км/час; 3 — $v = 15$ км/час;
4 — $v = 15$ км/час ($C_{ст} = 6 \cdot 10^6$ кг·см/рад).

Вычисленные с помощью ЭЦВМ «Минск-22» зависимости $K_d^T = f(\omega)$ для скоростей движения 5, 10 и 15 км/час приведены на рис. 2. Каждой скорости движения соответствует отдельная кривая с несколькими максимумами, что вызвано запаздыванием воздействия. Для кривых $K_d^T = f(\omega)$ характерно быстрое затухание. Так, при частоте 28 1/сек и всех скоростях движения максимальные значения коэффициента динамичности 0,25—0,30. Наибольшие максимумы наблюдаются при малых частотах. Статический коэффициент бокового крена составляет 1,19. Максимальное значение коэффициента динамичности, равное 1,5, как показывают исследования, наблюдается при $v = 12$ км/час. При длине неровности 1 м и скорости 5, 10, 15, 20, 30 км/час коэффициент динамического крена составляет соответственно 0,88; 0,25; 0,15; 0,20; 0,25.

На резонансном режиме, как видно из рис. 3, коэффициент K_d^T возрастает до скорости 12 км/час, затем плавно снижается до $v = 30$ км/час. При дальнейшем увеличении скорости K_d^T снова растёт.

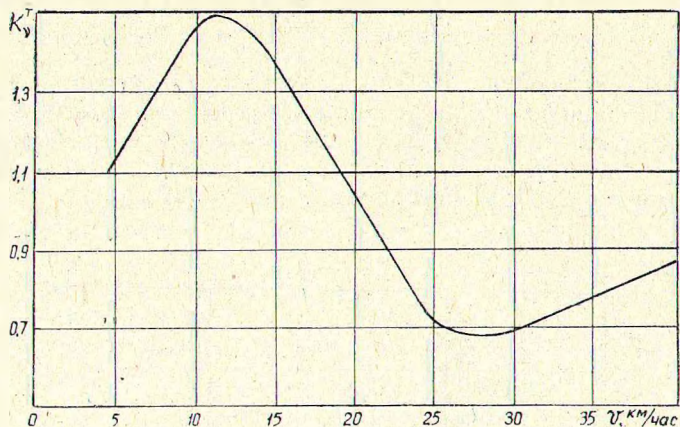


Рис. 3. График изменения резонансных значений K_y^T от скорости движения.

Таким образом, наибольшее значение коэффициента динамического крена наблюдается в диапазоне скоростей от 10 до 15 км/час. Для $v = 15$ км/час на рис. 2 построена кривая 4, соответствующая работе транспортно-трелевочного тягача, имеющего стабилизатор поперечной устойчивости с угловой жесткостью 6-10 кг·см/рад. Из рисунка видно, что устойчивость рассматриваемой системы со стабилизатором при данной скорости движения улучшается до частоты воздействия 6 1/сек. Затем динамическая устойчивость транспортно-трелевочного тягача несколько снижается, однако указанное ухудшение несущественно, так как абсолютные значения K_y^T при $\omega > 9$ 1/сек уже невелики.

При скоростях движения меньше 15 км/час влияние стабилизатора на увеличение поперечной устойчивости более существенно.

Учитывая, что в среднем рабочие скорости транспортно-трелевочных колесных машин, особенно в условиях неровного пути, не превышают 10—15 км/час [4], можно считать оправданной установку стабилизатора для повышения поперечной устойчивости.

Применение стабилизаторов боковых кренов позволит существенно повысить производительность труда на погрузке, трелевке и других операциях по заготовке леса. Выбор параметров стабилизаторов и оценка степени целесообразности их установки могут быть произведены по предложенной методике.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Н. А. Взятыйшев. Поперечная устойчивость седельного автопоезда. Журн. «Автомобильная промышленность» № 12, 1964. [2]. Б. Г. Гастев, В. И. Мельников. Основы динамики лесозовозного подвижного состава. Изд-во «Лесная промышленность», М., 1967. [3]. Б. В. Гольд, Г. В. Бромберг. Стабилизаторы поперечной устойчивости транспортных средств с балансирной подвеской. Журн. «Автомобильная промышленность» № 8, 1972. [4]. В. А. Горбачевский. Колесные трелевочно-транспортные машины. Изд-во «Лесная промышленность», М., 1968. [5]. А. В. Жуков и др. Исследование и выбор параметров поперечной устойчивости прицепных автотранспортных средств. Журн. «Автомобильная промышленность» № 1, 1972. [6]. А. В. Жуков. О динамической устойчивости лесозаготовительных самоходно-погрузочных машин. Журн. «Тракторы и сельхозмашины» № 5, 1972.