

Министерство высшего и среднего специального образования УССР

ХАРЬКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

Инженер В. М. БОКЛАГ

**АНАЛИЗ ОБЩЕЙ УСТОЙЧИВОСТИ
ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННЫХ
КОЛЕСНЫХ МАШИН**

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

*Научный руководитель —
кандидат технических наук,
доцент А. Б. ГРЕДЕСКУЛ*

Харьков — 1964

Министерство высшего и среднего специального образования УССР

ХАРЬКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

Инженер В. М. БОКЛАД

Учителя
от ученика
22.5.64
Гречишко

АНАЛИЗ ОБЩЕЙ УСТОЙЧИВОСТИ
ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННЫХ
КОЛЕСНЫХ МАШИН

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель —
кандидат технических наук,
доцент А. Б. ГРЕДЕСКУЛ

Харьков — 1964

Исследование поворота колесных машин

Работа выполнена на кафедре автомобилей и двигателей
Харьковского автомобильно-дорожного института
в содружестве с Харьковским тракторным заводом

ВВЕДЕНИЕ

Выполняя решения XXII съезда КПСС о повышении производительности труда на транспортных работах, отечественная промышленность готовит к производству значительное количество новых автомобилей, тягачей и мощных колесных тракторов. Белорусским автомобильным заводом, Могилевским заводом подъемно-транспортного оборудования, Ленинградским, Онежским и Харьковским тракторными заводами спроектированы и изготовлены опытные образцы шарнирно-сочлененных колесных машин, которые представляют собой систему из двух секций, соединенных вертикальным либо наклонным шарниром поворота и горизонтальным шарниром, позволяющим поворачиваться в поперечной вертикальной плоскости одной секции относительно другой при движении по неровностям.

Быстроходные шарнирно-сочлененные тракторы-тягачи Ленинградского и Харьковского заводов высоко оценены руководителями партии и правительства и очевидно в ближайшие 10—15 лет будут выполнять не только ряд операций сельскохозяйственного производства, но и наиболее трудоемкие дорожно-строительные работы и транспортные работы в сельском хозяйстве.

Транспортные скорости различных шарнирно-сочлененных колесных машин находятся в пределах 25—50 км/час, поэтому обеспечение их устойчивости движения является одной из наиболее важных задач.

В диссертационной работе на основании литературных данных и отчетов о результатах испытаний отечественных и зарубежных образцов рассмотрены наиболее опасные случаи нарушения устойчивости шарнирно-сочлененных колесных машин. Исходя из предварительного кинематического и динамического анализа поворота произведено общее исследование их поперечной устойчивости и стабилизации.

I. Постановка вопроса и задачи исследования

Создание автомобилей высокой проходимости, тяжелых тракторов с двумя ведущими мостами, снабженных шинами большого диаметра и увеличенной ширины либо пневмокатками, вызвало необходимость совершенствования способа поворота. Если

применение управляемых колес на обычных автомобилях является наилучшим конструктивным решением, то у автомобилей с двумя ведущими мостами, снабженных шинами повышенной проходимости, особенно сильно проявляются следующие недостатки:

1. Необходимость установки в приводе к управляемым колесам дорогостоящих и малонадежных карданов равных угловых скоростей.

2. Чрезмерное увеличение длины поворотных цапф, вызывающее повышенную склонность управляемых колес к автоколебаниям, перегрузку деталей рулевой трапеции, непропорциональное увеличение ширины колеи.

3. Общее усложнение конструкции переднего ведущего моста.

4. Ограничение минимального радиуса поворота, обусловленное, как применением шин большого диаметра либо ширины, так и кинематическим несоответствием между действительным углом поворота управляемых колес, обеспечиваемым рулевой трапецией, и теоретически необходимым углом поворота.

5. Зависимость возможности поворота от состояния грунта (коэффициента сцепления, коэффициента сопротивления качению, глубины колеи и т. д.).

Кроме того, повышенное сопротивление повороту шин с большим объемом воздуха вызывает скручивание рессор и деталей рулевой трапеции под действием реактивных моментов, которые, в случае применения обычных шин, не учитываются вследствие их малой величины.

Шарниро-сочлененные колесные машины, осуществляющие поворот бортом (аналогично гусеничным тягачам), лишены значительной части указанных недостатков. Однако особенности бортового поворота колесных тягачей обуславливают другие крупные недостатки — повышенный износ шин, низкую устойчивость против заноса при движении на транспортных скоростях, невозможность плавного изменения радиуса поворота, а следовательно, и трудность сохранения прямолинейного движения, чрезмерно большие затраты мощности на поворот по сравнению с другими видами колесных машин.

Для шарниро-сочлененных машин скольжение колес на повороте нехарактерно, а в ряде случаев полностью исключено.

В процессе сравнительных испытаний колесных машин с различными вариантами поворота установлено, что при одинаковых весовых, геометрических и мощностных параметрах шарниро-сочлененные колесные машины развивают более высокую среднюю скорость, большое тяговое усилие при маневрировании, имеют меньшие затраты мощности на передвижение, лучшую проходимость, обеспечивают значительно большую грузоподъемность, чем колесные машины, управляемые обычными способами, вследствие наличия горизонтального шарнира, почти полностью исключающего закручивающие моменты в раме. Благодаря наличию горизон-

talного шарнира, применению шин низкого давления с большим объемом воздуха и увеличенным числом слоев корда, ряд конструкций шарниро-сочлененных колесных машин выполнен без подвески.

В настоящее время известны следующие виды шарниро-сочлененных колесных машин.

1. Шарниро-сочлененные автомобили.

2. Тракторы-тягачи.

3. Тандем-тракторы.

Несмотря на многообразие шарниро-сочлененных колесных машин, последние в большинстве случаев используются в качестве тягачей. Поэтому с целью упрощения терминологии в дальнейшем шарниро-сочлененные колесные машины будем называть шарниро-сочлененными тягачами.

Наряду с указанными многочисленными положительными качествами их конструктивная схема обладает рядом недостатков. Важнейшие из этих недостатков, выявленные при испытаниях опытных образцов различных типов шарниро-сочлененных тягачей, следующие.

1. Пониженная поперечная устойчивость, являющаяся следствием наличия горизонтального шарнира и смещения центров тяжести секций относительно первоначальной продольной оси симметрии при повороте.

2. Неустойчивость прямолинейного движения и трудность его стабилизации вследствие действия поперечных сил инерции, увеличивающихся с уменьшением радиуса поворота.

3. Неустойчивость прямолинейного движения вследствие автоколебаний, которые могут возникнуть в гидравлической системе усилителя рулевого управления.

4. Галопирование шарниро-сочлененных тягачей.

5. Чрезмерная величина радиуса продольной проходимости шарниро-сочлененных автомобилей вследствие их большой длины.

Анализ конструктивной схемы шарниро-сочлененного тягача показал, что одним из видов неустойчивости тягачей могут оказаться автоколебания секций, аналогичные автоколебаниям управляемых колес автомобиля, которые исследованы К. С. Колесниковым.

Рассматривая отрицательные свойства шарниро-сочлененных тягачей, можно заметить, что их плохая устойчивость является одним из наиболее важных недостатков.

Вышеприведенные виды неустойчивости не исключают остальных случаев нарушения устойчивости — при торможении, при отрыве одного или нескольких колес от дороги, занос при движении тягача с эластичными колесами на высоких скоростях и т. д., которые могут произойти с шарниро-сочлененным тягачем, но являются общими для различных видов колесных машин и разработаны достаточно полно.

Указанные недостатки нельзя рассматривать как постоянные, органически присущие шарнирно-сочлененным тягачам качества, — необходимо их изучать и найти способы их устранения.

Однако, вследствие того, что шарнирно-сочлененные тягачи начали получать широкое распространение сравнительно недавно, в настоящее время опубликовано чрезвычайно мало работ, посвященных исследованию их устойчивости. Указанные работы не дают полного исследования какого-либо вида неустойчивости шарнирно-сочлененных тягачей, в ряде случаев содержат принципиальные ошибки (И. Рокар, В. Ф. Бухель и Е. В. Колинс) и носят чисто эпизодический характер.

До сих пор не рассмотрены кинематика и динамика шарнирно-сочлененных тягачей, без чего невозможно исследование их устойчивости.

Поэтому на основании общих методов исследования устойчивости колесных машин и анализа видов неустойчивости, характерных для шарнирно-сочлененных тягачей, были выделены следующие задачи исследования:

1. Исследование кинематики шарнирно-сочлененного тягача при повороте.
2. Исследование динамики шарнирно-сочлененного тягача при повороте.
3. Исследование поперечной устойчивости шарнирно-сочлененных тягачей.
4. Анализ стабилизации шарнирно-сочлененных тягачей.
5. Разработка методики определения веса каждой секции, моментов инерции и координат центров тяжести.

Последний вопрос введен в задачи исследования для обеспечения возможности практической оценки устойчивости тягачей на основании расчетных зависимостей, разработанных в первых четырех разделах.

2. Кинематика шарнирно-сочлененного тягача при повороте

Стабилизация колесных машин важна прежде всего при высоких скоростях на дорогах с достаточно большими коэффициентами сцепления, когда движение с двумя ведущими мостами нелестообразно. Поэтому при исследовании кинематики и динамики тягача основное внимание уделено повороту тягача с одним ведущим мостом и частично исследован поворот с двумя ведущими мостами.

В отличие от поворота прицепов и полуприцепов, свободно катящихся за тягачем, угол поворота секций шарнирно-сочлененного тягача изменяется принудительно. Вначале увеличение угла поворота происходит за счет подкатывания ведомого моста к ведущему, т. к. колеса ведущего моста нагружены активным крутящим моментом двигателя. Однако при больших углах поворота сокращение расстояния между центрами осей колес не сможет быть компенсировано подкатом одного из мостов — поворот будет

происходить за счет качения колес совместно с боковым скольжением.

Момент начала скольжения колес при криволинейном движении тягача с изменяющимся радиусом поворота определяется критическим углом поворота. Графический анализ, подтвержденный экспериментами на самоходной и схематической моделях, показал, что вне зависимости от параметров тягача, критический угол поворота всегда больше 90° . Таким образом, поворот тягачей с одним ведущим мостом при движении по твердому грунту происходит за счет подкатывания секций.

Аналогичная картина получается при повороте тягача с двумя ведущими мостами, снабженного межосевым дифференциалом.

При повороте на месте секции тягача с двумя ведущими мостами, у которого отсутствует межосевой дифференциал, подкатываются навстречу друг другу только в пределах боковых зазоров в трансмиссии. При этом угол поворота ряда отечественных тягачей, определенный аналитически, составляет $4—6^\circ$. Дальнейший поворот происходит за счет деформации шин, упругих элементов трансмиссии и, наконец, за счет скольжения колес по опорной поверхности.

При криволинейном движении тягача, у которого ось шарнира поворота значительно смещена от центрального положения по длине рамы, вследствие кинематического несоответствия между одинаковыми числами оборотов колес переднего и заднего мостов и различными радиусами поворота центров мостов, колеса моста, движущегося с большим радиусом поворота, тормозят движение тягача. Поэтому значительное смещение оси шарнира поворота вперед вызывает появление дестабилизирующего момента и наоборот.

При криволинейном движении шарнирно-сочлененного тягача с изменяющимся углом поворота каждая секция движется вокруг своего мгновенного центра вращения. Положение мгновенных центров определяется угловыми скоростями поворота секций, их геометрическими размерами и углами бокового увода шин.

Угловые скорости передней и задней секций тягача с передним ведущим мостом и жесткими колесами соответственно равны

$$\omega_1 = \frac{V_1 \sin \Theta + l_2 \dot{\Theta}}{l_2 + l_1 \cos \Theta} \quad (1)$$

$$\omega_2 = \frac{V_1 \sin \Theta - l_1 \cos \Theta \cdot \dot{\Theta}}{l_2 + l_1 \cos \Theta}$$

где: Θ — угол между продольными осями симметрии секций (угол поворота тягача);

$\dot{\Theta}$ — первая производная угла поворота по времени (угловая скорость в шарнире поворота);

V_1 — скорость движения центра переднего моста;
 l_1 ; l_2 — длина передней и задней секций.

Зависимости, аналогичные уравнениям (1), выведены для тягача с задним ведущим мостом. Несколько более сложные уравнения получены для тягача с эластичными колесами в случае движения как с передним, так и с задним ведущим мостом. На основании указанных зависимостей определены радиусы поворота передней и задней секций при движении тягача как с передним, так и с задним ведущим мостом.

Так как в ряде заграничных работ содержатся данные о попытках стабилизировать прямолинейное движение шарниро-сочлененных машин путем наклона оси шарнира поворота, в диссертации исследован поворот тягача с наклонным шарниром. Оказалось, что если ось шарнира поворота наклонена под острым углом к секции, не имеющей горизонтального шарнира, при повороте тягача увеличивается высота центра шарнира поворота и центров тяжести секций и возникает стабилизирующий момент и наоборот.

Повышению эффективности влияния наклона оси шарнира поворота на стабилизацию способствует расположение его по длине рамы в зоне максимальных изгибающих моментов, а также увеличение угла наклона и уменьшение высоты центров тяжести относительно горизонтальной плоскости, проходящей через оси колес тягача. Если горизонтальные координаты центров тяжести секций относительно осей колес больше вертикальных координат относительно этой горизонтальной плоскости и угол поворота меньше пятнадцати градусов, при вычислении стабилизирующего момента можно пользоваться упрощенной формулой:

$$M_{ct} = \frac{(1+k_1) \operatorname{tg} \gamma_0 \sin \theta}{(1+k_1 \cos \theta)^2} [G_1 l'_1 k_1 + G_2 l'_2] \quad (2)$$

$$\text{где: } k_1 = \frac{l_1}{l_2}$$

γ_0 — угол наклона оси шарнира поворота при прямолинейном движении;

l'_1, l'_2 — горизонтальные координаты центров тяжести секций относительно осей мостов; причем, если центры тяжести находятся внутри колесной базы тягача l'_1 и $l'_2 > 0$;

G_1, G_2 — вес передней и задней секций шарниро-сочлененного тягача.

Если центры тяжести секций находятся вне колесной базы тягача, для получения положительного стабилизирующего момента необходимо ось шарнира поворота наклонять под острым углом к секции, имеющей горизонтальный шарнир.

Результаты исследования поворота тягача с наклонным шарниром подтверждены испытаниями схематической модели.

3. Динамика шарниро-сочлененного тягача при повороте

Исследование динамики тягача в первом приближении произведено при следующих допущениях:

- а) тягач движется по горизонтальной поверхности;
- б) подвеска отсутствует, а колеса тягача жесткие;
- в) трение в межколесном дифференциале отсутствует;
- г) центры тяжести секций расположены в вертикальных продольных плоскостях симметрии;
- д) ввиду малых скоростей движения шарниро-сочлененных тягачей (до 52 км/час), силой сопротивления воздуха пренебрегаем;
- е) ввиду относительно небольших значений угловой скорости в шарнире поворота, характерных для стабилизации прямолинейного движения, пренебрегаем также влиянием инерционных моментов сочлененных секций на перераспределение вертикальных реакций.

Поскольку динамика тягача зависит от того, какой мост является ведущим (передний или задний), а также от расположения горизонтального шарнира (в передней либо в задней секции), в диссертации подробно рассмотрена динамика наиболее распространенной схемы тягача — с передним ведущим мостом и горизонтальным шарниром, расположенным в задней секции. Для остальных конструктивных схем приведены только результаты исследования.

Силы инерции и инерционные моменты, действующие на тягач, определяются путем подстановки результатов кинематического анализа, частично представленных уравнением (1), в выражения

$$\begin{aligned} P_{jx1} &= m_1 [\dot{V}_1 + l'_1 \omega^2_1] \\ P_{jy1} &= m_1 [R_1 \omega^2_1 - l'_1 \dot{\omega}_1] \\ P_{jx2} &= m_2 [\dot{V}_2 - l'_2 \omega^2_2] \\ P_{jy2} &= m_2 [R_2 \omega^2_2 + l'_2 \dot{\omega}_2] \\ M_{jz1} &= I_1 \dot{\omega}_1 \\ M_{jz2} &= I_2 \dot{\omega}_2 \end{aligned} \quad (3)$$

Эти выражения выведены на основании общих законов аналитической механики применительно к шарниро-сочлененному тягачу.

Здесь:

P_{jx1}, P_{jy1} — продольная и поперечная силы инерции передней секции тягача;

P_{jx2}, P_{jy2} — продольная и поперечная силы инерции задней секции тягача;

M_{jz1} ; M_{jz2} — инерционные моменты секций относительно вертикальных осей, проходящих через центры тяжести;
 m_1 ; m_2 — масса передней и задней секций;
 \dot{V}_1 ; \dot{V}_2 — ускорения центров мостов передней и задней секций;
 ω_1 ; ω_2 — угловые ускорения секций;
 I_1 ; I_2 — моменты инерции передней и задней секций.

Исходя из известных величин сил, действующих на тягач, на основании общих законов механики были определены реакции на колесах. При этом вместо сил, действующих на каждое колесо в отдельности, находили величины суммарных реакций, действующих на оси, и моменты, вызывающие перераспределение вертикальных реакций между колесами.

Принималось во внимание, что, в отличие от автомобиля, благодаря горизонтальному шарниру, тягач представляет собой статически определимую трехопорную систему. Двумя опорами являются колеса секции, не имеющей горизонтального шарнира, третьей — равнодействующая вертикальных реакций на колесах секции с горизонтальным шарниром.

Смещение третьей опоры — центра моста секции с горизонтальным шарниром — даже при повороте на месте вызывает перераспределение вертикальных реакций между колесами секции без горизонтального шарнира (вне зависимости от действия поперечных сил инерции).

Определение реакций на колесах и сил инерции позволило исследовать поперечную устойчивость шарниро-сочлененных тягачей, которая при повороте значительно ухудшается вследствие смещения центров тяжести секций относительно начальной продольной оси симметрии тягача. Кроме того, горизонтальный шарнир допускает опрокидывание секций независимо друг от друга.

Если в начальный период потери устойчивости опрокидывается одна секция, то после выбора зазора в горизонтальном шарнире секции опрокидываются совместно (ограничители обычно допускают относительные угловые перемещения секций в пределах $15 \div 25^\circ$).

Однако движение тягача нельзя считать устойчивым и в том маловероятном случае, когда не произойдет совместного опрокидывания секций. Следовательно общими условиями поперечной устойчивости различных типов шарниро-сочлененных тягачей будут уравнения:

$$\begin{aligned} \frac{Z_1}{2} - \frac{M_{n1}}{B} &= 0 \\ \frac{Z_2}{2} - \frac{M_{n2}}{B} &= 0 \end{aligned} \quad (4)$$

где:

Z_1 ; Z_2 — суммарные вертикальные реакции на осях тягача;
 M_{n1} ; M_{n2} — моменты, перераспределяющие вертикальные реакции между колесами;
 B — ширина колеи.

При сопоставлении уравнений (4) и результатов предварительного анализа динамики криволинейного движения тягача с передним ведущим мостом, у которого горизонтальный шарнир расположен в задней секции, выяснено, что величина предельного угла поперечного уклона, при котором секция, не имеющая горизонтального шарнира, опрокинется, определяется следующим выражением:

$$\operatorname{tg} \beta' = \frac{A_2(0, 5B + l_2 \sin \theta) - (G_1 l_2 + G_2 l'_2) \sin \theta}{A_1 + A_3(0, 5B + l_2 \sin \theta)} \quad (5)$$

где:

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{h_r}{l_1 \cos \theta + l_2} \left\{ G_1 \cos \nu [l_2 + (l_1 - l'_1) \cos \theta] + \right. \\ &\quad \left. + G_2 l'_2 \cos \theta \cos (\nu - \theta) \right\} - G_2 (h_r + h_2) \sin \theta \sin (\nu - \theta) + G_1 h_1 \cos \nu; \\ A_2 &= \frac{G_1 (l_1 - l'_1 + l_2 \cos \theta) + G_2 l'_2 \cos \theta}{l_1 + l_2 \cos \theta}; \\ A_3 &= \frac{(G_1 + G_2) h_r + G_1 h_1 + G_2 h_2 \sin \nu}{l_1 + l_2 \cos \theta}; \end{aligned}$$

ν — угол между осью колес секции без горизонтального шарнира и уклоном;

h_r — высота горизонтального шарнира;

h_1 ; h_2 — высота центра тяжести передней и задней секции относительно оси горизонтального шарнира.

Несколько более простое уравнение определяет устойчивость секции с горизонтальным шарниром. Однако, ввиду того, что секция без горизонтального шарнира полностью воспринимает момент, возникающий вследствие смещения центров тяжести секций относительно первоначальной продольной оси симметрии при повороте, при прочих одинаковых параметрах ее устойчивость хуже, чем секции с горизонтальным шарниром.

При криволинейном движении устойчивость секции без горизонтального шарнира определяется следующим выражением:

$$\beta = - \operatorname{arc} \sin \frac{A_6}{\sqrt{A_5^2 + A_4^2}} + \beta' \quad (6)$$

где:
 A_4 ; A_5 ; A_6 — члены, учитывающие действие сил инерции;
 β' — критический угол поперечного уклона при статическом повороте, определяемый уравнением (5).

Исследование уравнений (5) и (6) показало, что разграничение вопроса об опрокидывании тягача на поперечную и продольную устойчивость не имеет смысла. Таким образом, исследование поперечной устойчивости сводится к отысканию наименее устойчивого положения тягача, характеризующегося двумя углами,— предельным углом поперечного уклона β и углом ν — между осью колес секции, не имеющей горизонтального шарнира, и уклоном.

Уравнение (6), записанное в несколько ином виде, дает возможность определить критическую скорость в наиболее общем случае движения.

Для оценки устойчивости шарнирно-сочлененного тягача необходимо знать вес каждой секции, моменты инерции и координаты центров тяжести.

Вес и координаты центров тяжести определяются на основании теоретического анализа динамики при повороте и приведены в настоящем разделе. Для экспериментального определения моментов инерции используются данные анализа стабилизации, поэтому их определение рассмотрено в следующем разделе.

Вес и координаты центров тяжести секций шарнирно-сочлененного тягача можно найти на основании методики определения координат центров тяжести автомобиля, что требует разъединения секций и для значительного количества шарнирно-сочлененных тягачей представляет большие трудности.

При определении веса и горизонтальных координат центров тяжести секций неразъединенного шарнирно-сочлененного тягача можно написать три уравнения статики (т. к. тягач представляет собой статически определимую трехопорную систему), в то время как неизвестных четыре: $G_1; G_2; l_1^1; l_2^1$. С целью отыскания дополнительного (четвертого) уравнения предложен метод фиктивного разъединения секций. Тягач поворачивают на некоторый фиксированный угол Θ , а к секции, имеющей горизонтальный шарнир, прикладывают вертикальную силу F , противоположную силе веса. Силу F постепенно увеличивают и для ряда значений на основании известных трех уравнений статики строят график ее зависимости от момента, перераспределяющего вертикальные реакции между колесами секции, не имеющей горизонтального шарнира. Предполагают, что вследствие действия силы F , вес одной секции не влияет на величину суммарной вертикальной реакции на колесах другой секции и наоборот. Значения момента, вычисленного на основании известных трех уравнений статики и замеров реакций на осях при различных значениях силы F , будут соответствовать действительности только в том случае, когда сила F устранит влияние веса одной секции на суммарную вертикальную реакцию на колесах другой секции. Тогда искомую величину силы F можно установить по точке пересечения расчетного графика зависимости силы F от фиктивного момента и ее зависимости от действительного момента, перераспределяющего реакции между колесами, найденного экспериментально.

Зная величину силы F , обеспечивающей фиктивное разъединение секций, можно составить и решить четыре уравнения, соответствующие четырем неизвестным — $G_1; G_2; l_1^1; l_2^1$. После этого определение вертикальных координат центров тяжести не будет представлять особых затруднений.

4. Стабилизация шарнирно-сочлененного тягача

Исследование стабилизации шарнирно-сочлененного тягача произведено с допущением о том, что колеса тягача жесткие, но к ним приложены такие же моменты, которые возникают при качении эластичных колес с боковым уводом в случае действия на них сил, приложенных к жестким колесам. Остальные допущения, принятые в предыдущей главе, оставлены без изменения.

Как показал анализ оценки погрешности, вносимой изменением траектории движения вследствие деформации элементов ходовой системы и бокового увода шин, это допущение на точность результатов влияет незначительно. Кроме того, исходя из конструктивно-компоновочных соображений, параметры шарнирно-сочлененных тягачей большей частью выбирают такими, что последние либо обеспечивают стабилизацию с большим запасом, либо заранее не обеспечивают стабилизации тягача, что можно обнаружить, не прибегая к уточненным исследованиям.

Исследование стабилизации разделяется на два вопроса — стабилизацию тягача при движении с достаточно большими углами поворота и стабилизацию при движении с весьма малыми углами поворота (стабилизация при прямолинейном движении).

Как при больших, так и при весьма малых углах поворота на тягач действуют следующие силы и моменты, оказывающие влияние на его стабилизацию.

1. Поперечные силы инерции — $P_{jy1}; P_{jy2}$.
2. Сила сопротивления качению задних ведомых колес — X_2 и продольная сила инерции задней секции P_{jx2} при движении тягача с передним ведущим мостом. Силы X_1 и P_{jx1} при движении с задним ведущим мостом.
3. Инерционные моменты секций M_{jz1} и M_{jz2} .
4. Стабилизирующий момент, возникающий при наклоне оси шарнира поворота.
5. Момент трения в рулевом управлении.
6. Моменты, необходимые для поворота мостов вместе с колесами вокруг вертикальных осей, проходящих через центры мостов — $M_1; M_2$.
7. Моменты M_{n1f} и M_{n2f} , возникающие вследствие неравенства касательных реакций на колесах секций при действии сил и моментов M_{n1} и M_{n2} , перераспределяющих вертикальные реакции между колесами тех же секций.

8. Гирокопические моменты вращающихся колес.

9. Моменты M_{k1} и M_{k2} продольных касательных сил, действующие вокруг центров мостов и возникающие вследствие различной величины угловых ускорений колес мостов при криволинейном движении с изменяющимся радиусом поворота.

10. Моменты шин, катящихся с боковым уводом, — $M_{ш1}; M_{ш2}$.

При исследовании стабилизации тягача как свободной системы (без воздействия водителя на органы управления) при прямолинейном движении на основании второго закона Ньютона, принципа Даламбера и теоремы о равновесии системы, состоящей из нескольких твердых тел, можно сказать, что сумма сил, действующих в центре шарнира поворота равна нулю. Поэтому, учитывая все стабилизирующие и возмущающие факторы, действующие при весьма малых углах поворота, можно вывести следующее уравнение возмущенного движения:

$$B_0 \ddot{\theta} + B_1 V \dot{\theta} + B_2 \theta + \frac{L}{I_1 I_2} M_{tp} \frac{\dot{\theta}}{|\theta|} = 0 \quad (7)$$

где: $B_0; B_1; B_2$ — коэффициенты, зависящие от параметров тягача, шин и режима движения;
 L — база тягача.

Анализ уравнения (7) показал, что, согласно теореме Ляпунова о неустойчивости движения, любой тягач, в рулевом механизме и в шарнире поворота которого действуют силы трения, при определенном угле поворота — θ_δ , неустойчив. Однако в результате подсчетов, произведенных для ряда тягачей отечественного производства, установлено, что при движении со скоростями $V > 30$ км/час величина зоны безразличного равновесия не превосходит $\pm 30'$.

Величина зоны безразличного равновесия определяется следующим выражением:

$$\theta_\delta = \pm \frac{L}{I_1 I_2} \cdot \frac{M_{tp}}{B_2} \quad (8)$$

Смещение оси шарнира поворота по длине рамы, допускаемое компоновкой тягача, и прочие факторы, кроме M_{tp} не оказывают существенного влияния на величину зоны безразличного равновесия.

Исследование стабилизации при весьма малых углах поворота на основе математической теории устойчивости движения Ляпунова показало, что прямолинейное движение тягача будет стабилизировано, если $B_0 > 0; B_1 > 0; B_2 > 0$. Причем коэффициент B_0 при практически встречающихся параметрах тягачей всегда положителен, если $B_1 > 0$.

Величину коэффициента B_1 с точностью до 5—10% характеризует выражение

$$B_1 = \frac{I_1}{I_1 - I_2}, \quad (9)$$

а коэффициент B_2 определяется уравнением

$$B_2 = A_6 + \frac{V^2}{L} (m_1 A_1 + m_2 A_2) \quad (10)$$

Выражения для коэффициентов $A_1; A_2; A_6$ сложны по структуре. Однако для тягачей с передним ведущим мостом, у которых ось шарнира поворота находится в непосредственной близости от оси переднего моста, а горизонтальный шарнир выполнен в передней секции, они с достаточной степенью точности могут быть выражены уравнениями:

$$A_1 = \frac{1}{I_1} \left[-l'_1 + (c_1 a_1 + f h_r) \left(1 - \frac{l'_1}{L} \right) \right] \\ A_2 = -\frac{l'_2}{I_2} \\ A_6 = Z_2 f + m_2 V \left(1 - \frac{h_2 + h_r}{I_1 L} f \right) + M_{ct}, \quad (11)$$

где: a_1 — длина контактной площадки передних шин;
 c_1 — коэффициент пропорциональности, обычно $c \approx 0.3$;
 f — коэффициент сопротивления качению колес.

На основании уравнений (10) и (11) определена критическая скорость, характеризующая границы стабилизированного прямолинейного движения.

Исследование уравнений (7—11) показало, что стабилизировать прямолинейное движение тягача можно, располагая центр тяжести передней секции перед осью моста, а шарнир поворота в непосредственной близости от переднего моста. При этом стабилизация будет в очень малой степени зависеть от того, какой мост является ведущим — передний или задний. Исследование уравнений (7—11) показало также, что хотя расположение горизонтального шарнира в задней секции и наклон оси шарнира поворота способствуют стабилизации, их влияние не настолько значительно, чтобы рекомендовать специально выполнять тягачи с такими параметрами.

Уравнения (7—11) позволяют проверять стабилизацию существующих тягачей и выбирать параметры вновь проектируемых машин.

Результаты исследования стабилизации тягача на повороте совпадают с исследованием при прямолинейном движении. Стабилизацию тягача на повороте достаточно полно может характеризовать величина и направление суммарного момента всех сил, действующих относительно оси шарнира поворота, который определяется из уравнения равновесия какой-либо секции относительно оси шарнира поворота. Рассмотрев равновесие задней секции, суммарный момент M можно определить так:

$$M = Fh = Y_2l_2 - P_{jy2}(l_2 - l'_2) + M_{n2f} + M_{w2} + M_{jz2} - M_{ct}, \quad (12)$$

где: F — сила, действующая на гидроцилиндр поворота;
 h — плечо действия силы F относительно вертикальной оси, проходящей через ось шарнира поворота.

На основании исследования стабилизации при повороте разработана методика определения моментов инерции секций без расчленения тягача.

Результаты исследования стабилизации на повороте и уравнение (12) могут быть использованы для расчета рулевого управления.

5. Экспериментальное исследование стабилизации шарнирно-сочлененного тягача с помощью самоходной модели

Анализ процесса стабилизации шарнирно-сочлененного тягача основан на результатах исследования кинематики и динамики тягача при повороте. Поэтому экспериментальная проверка теоретических результатов исследования стабилизации является одновременно проверкой результатов исследования кинематики и динамики тягача при повороте.

Экспериментальное исследование стабилизации шарнирно-сочлененных тягачей на реальных машинах с целью отыскания наилучшей конструктивной схемы тягача требует изготовления многочисленных опытных образцов с различными компоновочными параметрами.

Кроме того, испытание реального образца шарнирно-сочлененного тягача как свободной системы на устойчивость движения связано с большим риском.

Более доступным методом проверки теоретических разработок является эксперимент на самоходной модели, допускающей изменение исходных параметров в широких пределах.

Проверка исследований с помощью моделей широко используется в авиации, прокатном производстве, судостроении, теплотехнике и других областях науки такими крупными учеными как М. В. Келдыш, М. Я. Алферьев, А. А. Гухман, А. А. Ильюшин, М. В. Кирличев, Л. И. Седов, Ю. М. Чижиков и др.

В последнее время экспериментальное исследование устойчивости движения автомобильных поездов на моделях было проведено Ширяевым П. П. под руководством доктора технических наук Я. Х. Закина.

Предварительное экспериментальное исследование кинематики тягача с вертикальным и наклонным шарнирами, определение величины стабилизирующего момента проводилось на схематической модели, допускающей широкое изменение исходных параметров.

Самоходная модель, предназначенная для проверки теоретических исследований стабилизации и динамики тягача, обеспечивала возможность изменения в широких пределах следующих параметров — базы, ширины колеи, положения шарнира поворота по длине рамы, наклона оси шарнира поворота, привода на передний либо задний мост, на оба моста, расположения горизонтального шарнира (в передней либо в задней секции), жесткости шин, формы и размеров контактных площадок, веса каждой секции, моментов инерции и соотношений между ними, координат центров тяжести секций. Самоходная модель спроектирована на основании теории подобия.

Между мощностью, скоростью, геометрическими и весовыми параметрами были установлены соотношения, при которых модель соответствовала реальным тягачам.

При проведении экспериментов не ставилась задача посредством испытаний самостоятельно исследовать устойчивость движения шарнирно-сочлененных тягачей,— необходимо было лишь проверить теоретические выводы путем сопоставления последних с результатами экспериментов.

При криволинейном движении сопоставлялись теоретические подсчеты величины силы F (см. уравнение 12) с экспериментальными данными. На модели гидроцилиндры реального тягача, на которые действует сила F были заменены специальной динамометрической тягой с наклеенными на нее четырьмя тензометрическими датчиками. Усилие в тяге, преобразованное проволочными датчиками в электрический сигнал, через усилитель 8АНЧ-7М подавалось на гальванометр магнитоэлектрического осциллографа Н-700.

Помимо силы, действующей на динамометрическую тягу, при экспериментальном исследовании осциллографом записывались также импульсы отметчиков чисел оборотов, установленных на всех четырех колесах, показания датчика угла поворота, величина силы тока в моторах, которая указывала, работает ли модель на тяговом режиме или моторы тормозят движение.

Все прочие геометрические и весовые параметры модели замерялись перед каждым характерным заездом обычными способами, принятыми при испытании автомобилей.

Чтобы вес проводов, соединяющих модель с источниками тока и измерительной аппаратурой, не влиял на движение и показания осциллографа, последние крепились к поворотной траверсе, установленной на щеточном токосъемнике. Во время движения поворотная траверса поворачивалась вслед за моделью от руки.

Из всего многообразия шарнирно-сочлененных тягачей были выбраны пять наиболее типичных случаев, полностью характери-

зующих различные виды конструктивных схем тягачей. Параметры модели подбирались в соответствии с характерными видами конструктивных схем тягачей, а затем модель испытывалась при различных скоростных режимах и углах поворота.

Результаты сравнения теоретических зависимостей и данных эксперимента приведены для следующих типов шарнирно-сочлененных тягачей.

1. Тягач с передним ведущим мостом, вертикальный шарнир поворота смешен к заднему мосту, горизонтальный шарнир расположен в задней секции.

2. Тягач с задним ведущим мостом, наклонный шарнир поворота ($\gamma_0 = 20^\circ$) расположен в центре, горизонтальный шарнир находится в задней секции.

3. Тягач с задним ведущим мостом, вертикальный шарнир поворота смешен к переднему мосту, горизонтальный шарнир расположен в передней секции.

4. Тягач с передним ведущим мостом, вертикальный шарнир поворота смешен к переднему мосту, горизонтальный шарнир расположен в передней секции.

5. Тягач с задним ведущим мостом, горизонтальный шарнир расположен в передней секции, шарнир поворота смешен вперед.

Во всех перечисленных случаях были проведены эксперименты для различных углов поворота.

Результаты экспериментального исследования криволинейного движения модели с различными параметрами при различных скоростных режимах достаточно точно совпадают с теоретическими подсчетами и, таким образом, подтверждают правильность проведенного теоретического исследования.

Экспериментальное исследование при прямолинейном движении проводилось на той же установке, которая служила для исследования стабилизации на повороте.

При экспериментальном исследовании стабилизации прямолинейного движения динамометрическая тяга снималась, а винты крепления тяги служили ограничителями угла поворота для предотвращения заезда модели на расстояние, превышающее длину соединительных проводов.

Модель разгонялась до тех пор, пока не наблюдалось нарушение устойчивости прямолинейного движения, регистрируемое осциллографом с помощью датчика угла поворота.

По результатам расшифровки осциллограмм сравнивалась величина действительной критической скорости и теоретической, подсчитанной на основании уравнения (10), а также проверялось основное требование устойчивости — $B_0 > 0; B_1 > 0; B_2 > 0$.

Результаты экспериментального исследования стабилизации прямолинейного движения подтвердили теоретические выводы.

Ввиду того, что теоретические разработки о влиянии сил инерции на динамику шарнирно-сочлененных тягачей принципиально совпадают с аналогичными работами, посвященными динамике

автомобиля, эти разделы диссертации не нуждались в специальной проверке помимо проведенного экспериментального исследования стабилизации.

Поэтому для проверки теоретических выводов о величине вертикальных реакций на колесах тягача было достаточно экспериментально выявить зависимости между вертикальными реакциями на колесах, углом поворота, положением горизонтального шарнира и шарнира поворота по длине рамы при повороте на месте.

Суммарные вертикальные реакции на осях и колесах модели определялись непосредственным взвешиванием. Обработка результатов эксперимента подтвердила теоретические зависимости.

Выводы

1. Потребность в высокоманевренных автомобилях и тягачах со всеми ведущими колесами, на которых установлены шины большого диаметра и ширины либо пневмокатки, вызвала необходимость создания шарнирно-сочлененных тягачей.

2. Поворот шарнирно-сочлененных тягачей с одним ведущим мостом на достаточно большие углы ($\Theta = 90^\circ$) происходит путем подкатывания колес ведомой секции, а поворот тягачей с двумя ведущими мостами, снабженных межосевым дифференциалом, — путем подкатывания колес обоих секций навстречу друг другу.

3. При повороте шарнирно-сочлененных тягачей с двумя ведущими мостами без межосевого дифференциала колеса моста, движущегося с большим радиусом поворота, тормозят движение тягача вне зависимости от типа привода (механический, гидравлический либо электрический).

Поэтому в случае смещения оси шарнира поворота от центрального положения по длине рамы вперед возникает момент, дестабилизирующий прямолинейное движение тягача, а при смещении назад — стабилизирующий момент.

4. Указанные моменты, возникающие вследствие кинематического несоответствия между одинаковыми числами оборотов колес переднего и заднего мостов и различными радиусами поворота центров мостов, не могут обеспечить стабилизации шарнирно-сочлененных тягачей.

5. При движении шарнирно-сочлененного тягача с переменным радиусом поворота каждая секция движется вокруг своего мгновенного центра вращения. Положение мгновенных центров вращения зависит от длины секций, угла поворота, скорости изменения угла поворота и скорости движения тягача.

6. Наклон оси шарнира поворота шарнирно-сочлененного тягача вызывает при повороте изменение высоты расположения центра шарнира и центров тяжести сочлененных секций, в результате чего возникает стабилизирующий момент $M_{ст}$, — прямо пропорциональный синусу угла поворота тягача и тангенсу угла наклона оси шарнира поворота.

7. Наклон оси шарнира поворота не может обеспечить стабилизацию прямолинейного движения шарнирно-сочлененных тягачей при повышенных скоростях.

8. Расчетные зависимости, разработанные в диссертации, позволяют аналитически определить величину продольных и поперечных сил инерции, а также реакций на колесах шарнирно-сочлененного тягача при криволинейном движении.

9. Исследование динамики шарнирно-сочлененного тягача при повороте позволило разработать методику определения веса секций и координат их центров тяжести, согласно которой указанные величины можно найти, не прибегая к расчленению тягача на две секции.

10. Поперечная устойчивость шарнирно-сочлененных тягачей вследствие смещения центров тяжести секций относительно начальной продольной оси симметрии при повороте и наличия горизонтального шарнира хуже, чем обычных автомобилей, однако при существующих параметрах тракторов-тягачей обеспечивает возможность движения на склонах крутизной до $15-20^\circ$. Полученные зависимости позволяют аналитически определить границы поперечной устойчивости шарнирно-сочлененных тягачей любых типов.

11. Вследствие наличия трения в шарнире поворота, а также в сочленениях рулевого управления существует зона безразличного равновесия, которая определяется абсолютной величиной угла безразличного равновесия. Если угол поворота тягача по абсолютной величине меньше угла безразличного равновесия, на рулевое колесо не передаются никакие стабилизирующие и возмущающие факторы.

12. Величина угла безразличного равновесия существенно зависит от положения центров тяжести секций, их веса, от трения в сочленениях рулевого управления, суммарного действия стабилизирующих и возмущающих факторов и в гораздо меньшей степени от положения оси шарнира поворота по длине рамы. Как показали вычисления, при движении со скоростями $V > 25$ км/час угол безразличного равновесия ряда отечественных тягачей не превышает $\pm 45'$.

13. Стабилизация тягача при прямолинейном движении обеспечивается соблюдением трех условий— $B_0; B_1; B_2 > 0$, где $B_0; B_1; B_2$ —коэффициенты, величина которых зависит от параметров тягача и жесткости шин.

14. Исследование величины этих коэффициентов показывает, что стабилизация может быть обеспечена расположением шарнира поворота в непосредственной близости от переднего моста, а центра тяжести передней секции вне колесной базы тягача. Такая компоновка принятая Белорусским и Могилевским заводами.

При соблюдении указанных рекомендаций обеспечивается стабилизация тягачей как с передним, так и с задним ведущим мостом.

15. В диссертации разработаны достаточно простые расчетные зависимости, пригодные для практического определения параметров, обеспечивающих стабилизацию тягачей, и проверки стабилизации существующих тягачей.

16. Результаты теоретического исследования стабилизации тягача на повороте совпадают с результатами анализа стабилизации при прямолинейном движении. На основании исследования стабилизации тягача на повороте разработана методика определения моментов инерции секций, не требующая расчленения тягача.

В результате исследования стабилизации тягача на повороте получены аналитические зависимости, позволяющие определить нагрузку на рулевое управление тягача.

17. Проверка полученных выводов с помощью многочисленных экспериментов на самоходной и схематической моделях, допускающих изменение исходных параметров в широких пределах, с достаточной степенью точности подтвердила правильность теоретических исследований.

ОПУБЛИКОВАННЫЕ РАБОТЫ АВТОРА ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ:

1. Поворот тягача с шарнирной рамой. «Тракторы и сельскохозяйственные машины». 1963, № 1.
2. Способы повышения устойчивости шарнирно-сочлененных тракторов-тягачей. «Машиностроение». Издание института технической информации ГНТК СМ УССР. 1963, № 6.
3. Поперечная устойчивость трактора-тягача на уклоне. «Тракторы и сельскохозяйственные машины». 1964, № 5.