

**МОДЕЛЬ ОЦЕНКИ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ
АВТОТРАНСПОРТНОГО ПОЕЗДА И РЕЗУЛЬТАТЫ ЕЕ АНАЛИЗА**
Ю.Н. Строганов, Н.Н. Белова, О.Г. Огнев, А.Н. Максимов, В.А. Андреев

Реферат. Автотранспортные поезда (АТП) – продолжают оставаться одним из основных видов транспорта в сельском хозяйстве. Однако их аварийность достаточно высока. Научные исследования процесса движения автомобильного транспорта, в основном, предусматривают улучшение их конструктивных характеристик и эксплуатационных режимов. Основным способом снижения аварийности АТП остается ограничение скоростного режима. Существуют способы обеспечения устойчивости движения АТП путем изменения конструкции прицепных устройств. Цель исследований – анализ математической модели устойчивости движения АТП для выявления критических факторов ее нарушения, оптимизации конструктивно-эксплуатационных параметров АТП, повышения прогнозируемости поведения АТП на трассе (при наличии боковых внешних воздействий: имитация резких поворотов, смещения груза в транспортном средстве и др.), формулирования основных направлений совершенствования его устойчивости и управляемости. Использовали методы анализа и синтеза, математического анализа, векторной геометрии. Боковое воздействие приводит к увеличению импульса АТП (боковые колебания увеличивают скорость), либо к нарушению устойчивости (выход амплитуды движения за пределы трассы, опрокидывание) его движения. Увеличение импульса прицепа снижает общую устойчивость АТП (критический угол смещения дышла, при котором автопоезд начинает «складываться» уменьшается на 9...56 %). Повышение импульса транспортирующего средства устойчивости увеличивает (критический угол смещения дышла возрастает на 33...173 %). Геометрические размеры дышла и прицепа слабо влияют на устойчивость АТП. Увеличение длины дышла снижает устойчивость (уменьшает критический угол его «складывания») на 5,5...14,7 %. Увеличение длины прицепа повышает устойчивость: критический угол «складывания» возрастает на 8...22 %. Боковое смещение («занос») элементов АТП на трассе более чем на 0,5...0,95 м приводит к его выходу за границы безопасного транспортного коридора (выезду за пределы трассы) или повышает вероятность столкновения со встречными транспортными средствами.

Ключевые слова: автотранспортный поезд, устойчивость движения, математическая модель, анализ механизма.

Введение. Одним из основных способов перевозки грузов производственными структурами в РФ остается использование автотранспортных средств (АТС), в частности, автопоездов (АТП). При их эксплуатации ежегодно, вследствие дорожно-транспортных происшествий (ДТП), в России гибнет около 15 тыс. человек, число пострадавших – превышает 150 тыс. человек [1]. Каждое десятое ДТП – происходит с участием грузовых автомобилей и АТП [2], причем такие ДТП сопровождаются наиболее тяжелыми последствиями в плане материальных потерь и человеческих жертв [1, 2].

Исследования российскими и зарубежными учеными поведения АТС на трассах, как правило, посвящены вопросам оптимизации конструктивных характеристик механизмов ходовой части, подвески и управления [3, 4, 5], совершенствования эксплуатационных режимов [6, 7, 8] и динамики АТП [9, 10]. При этом вопросы обеспечения устойчивости движения АТС, и особенно АТП, на трассах практически не исследуются. Под устойчивостью движения АТП авторы понимают отсутствие критических отклонений от заданной (оптимальной) траектории перемещения АТП и его отдельных элементов в пределах дорожного коридора трассы.

При всем многообразии существующих конструктивно-технологических решений, основным способом обеспечения именно

устойчивости движения АТП на трассе остается ограничение его скоростного режима, чего очень часто просто недостаточно.

Авторы разработали способ обеспечения (и математическую модель оценки) устойчивости движения АТП путем изменения конструкции прицепных устройств [11, 12, 13], актуальность и практическая значимость которого подтверждена рядом патентов.

Цель исследований – анализ разработанной математической модели устойчивости движения АТП для выявления критических факторов нарушения устойчивости, оптимизации конструктивно-эксплуатационных параметров, повышения прогнозируемости поведения, формулирования основных направлений оптимизации устойчивости и управляемости АТС.

Условия, материалы и методы. Поскольку основная задача обеспечения устойчивости движения АТП по трассе заключается в сохранении заданной (оптимальной) траектории его перемещения (особенно при наличии внешнего дестабилизирующего воздействия), для анализа самого механизма ее обеспечения использовали закон сохранения импульса замкнутой системы. АТП рассматривали как трехзвенный механизм (рис. 1) с двумя подвижными соединениями. Причем элементы *П* и *ТС* считали жестко зафиксированными (относительно линии *О* движения АТП), а элемент *Д* – обладающим возможностью поворачиваться относительно линии *О*.

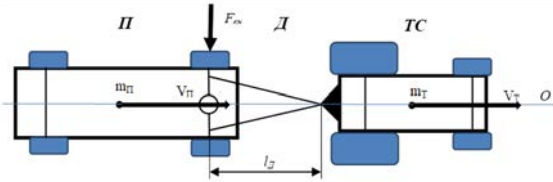


Рис. 1 – Состав АТП: ТС – транспортирующее средство, П – прицеп с опорно-поворотной платформой (ОПП), Д – дышло, $F_{вн}$ – внешнее воздействие, l_D – длина дышла, $m_П, m_T, V_П, V_T$ – масса и скорость соответственно прицепа и транспортирующего средства; O – линия направления движения.

Устойчивость движения АТП на трассе оценивали по вероятности его возвращения к исходной траектории после окончания внешнего воздействия. При криволинейном движении АТП (поворот, перестраивание в другой ряд и др.) дополнительным, усложняющим фактором будут силы инерции элементов ТС и П, повышающие вероятность бокового смещения (заноса) элементов АТП относительно траектории его движения.

Изменение импульса замкнутой системы возможно только при приложении внешних сил, причем важны не только величина и направление такого воздействия $F_{вн}$, но и его длительность:

$$\frac{d\bar{p}}{dt} = \frac{d(m\bar{V})}{dt} = \bar{F}_{вн}, \quad (1)$$

где $d\bar{p}$ – изменение импульса системы; m, V – соответственно масса и скорость АТП; dt – продолжительность внешнего воздействия.

Тогда, на основе закона сохранения импульса замкнутой системы, для движения АТП можно записать выражение (1) как:

$$m_{ТС}\bar{V}_{i_{ТС}} + m_{П}\bar{V}_{i_{П}} = \text{Const} = m_{ТС}\bar{V}_{i+1_{ТС}} + m_{П}\bar{V}_{i+1_{П}} + \bar{F}_{вн}t, \quad (2)$$

где i – этапы (время) движения АТП.

Можно выделить несколько характерных этапов движения АТП (расположение его элементов), вследствие внешнего воздействия.

Первый этап. Внешнее воздействие $F_{вн}$ увеличивает суммарный импульс АТП. При-

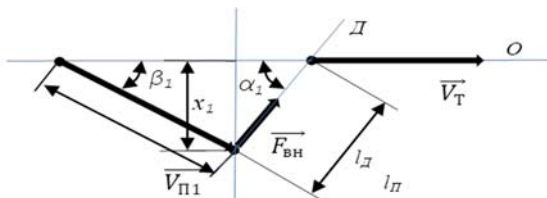


Рис. 2 – Положение элементов АТП в конце 1-го этапа: x_1 – боковое смещение (занос) прицепа; α_1, β_1 – угол поворота соответственно дышла и оси прицепа относительно первоначального направления движения; $l_D, l_П$ – длина соответственно дышла и прицепа; $F_{вн}$ – внешнее воздействие; $V_{П1}, V_T$ – скорость соответственно прицепа и транспортирующего средства; D – ось расположения дышла; O – линия направления движения.

чем будет изменяться импульс только последнего элемента АТП – П, поскольку ОПП прицепа закреплена свободно и может достаточно легко перемещаться относительно элементов ТС и П. Изменением импульса элемента а – ТС можно пренебречь (расчеты показывают, что оно не превышает десятых долей процента общего импульса АТП).

Закон сохранения импульса системы (2) в конце 1-го этапа (рис. 2) можно выразить как:

$$m_T\bar{V}_T + m_{П}\bar{V}_{П1} + \bar{F}t = m_T\bar{V}_T + m_{П}\bar{V}_{П1} = \text{Const}. \quad (3)$$

Скорость элемента П, в конце 1-го этапа, можно определить как:

$$\bar{V}_{П1} = \frac{m_{П}\bar{V}_{П1} + \bar{F}_{вн}t}{m_{П}}, \quad (4)$$

$$\bar{V}_{П1} = \frac{F_{вн}t}{m_{П} \sin \beta_1}. \quad (5)$$

Скорость бокового смещения (заноса) элемента П:

$$V_{Пбок} = \frac{F_{вн}t}{m_{П}}. \quad (6)$$

Величина бокового смещения (заноса) элемента П:

$$x_1 = V_{Пбок}t = \frac{F_{вн}t^2}{m_{П}} = l_D \sin \alpha_1 = l_{П} \sin \beta_1. \quad (7)$$

Углы отклонения осей дышла (элемента Д) и прицепа (элемента П) от направления движения в конце 1-го этапа будут, соответственно:

$$\alpha_1 = \arcsin\left(\frac{x_1}{l_D}\right) = \frac{l_{П}}{l_D} \sin \beta_1. \quad (8)$$

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{x_1}{l_{П}}\right) = \frac{l_D}{l_{П}} \sin \alpha_1. \quad (9)$$

Второй этап. Пространственная несогласованность векторов $V_{П1}$ и V_T элементов П и ТС приводит к появлению стабилизирующей внутренней силы $F_{см}$, пытающейся восстановить первоначальное положение элементов П и ТС механизма (рис. 2). Возвращение элемента П в первоначальное положение (вектор скорости $V_{П2}$ совпадает с осью движения O) происходит при смещении (повороте) элемента ТС механизма от носительной оси O . Тогда выражение (2) примет вид:

$$m_T\bar{V}_T + m_{П}\bar{V}_{П2} = m_T\bar{V}_T + m_{П}\bar{V}_{П2} = \text{Const}. \quad (10)$$

Перемещение элементов АТП будет задаваться движением элемента Д, перемещение которого (рис. 3), в свою очередь, будет определяться действующим на него импульсом (сдвигающей силой $V_{сдвД}$, равной сумме проекций импульсов элементов П и ТС на ось Д):

$$\bar{p}_D = m_T V_T \cos \alpha_1 + m_{П} V_{П1} \sin(90^\circ - \alpha_1 - \beta_1). \quad (11)$$

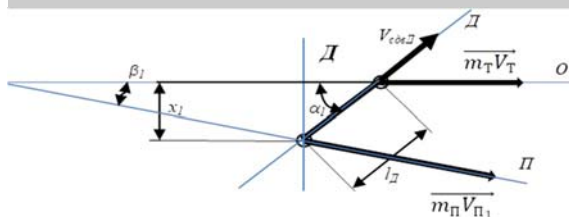


Рис. 3 – Силы, действующие на элемент Д в начале 2-го этапа: x_1 – боковое смещение (занос) прицепа; α_1, β_1 – угол поворота соответственно дышла и оси прицепа относительно первоначального направления движения; l_D – длина дышла; $V_{совд}$ – сдвигающая сила; $m_{\Pi}V_{\Pi 1}, m_TV_T$ – импульс соответственно прицепа и транспортирующего средства; Π – ось расположения прицепа; D – ось расположения дышла; O – линия направления движения.

Направление сдвигающей силы (вдоль линии D) будет определять и возможность стабилизации колебательных перемещений АТП вследствие внешних воздействий: колебания системы будут либо затухающими – $V_{совд}$ направлена вправо-вверх вдоль линии D , либо нарастающими – $V_{совд}$ направлена влево-вниз вдоль линии D .

Этот этап заканчивается при совмещении элемента Π с линией O . Продолжительность возвращения элемента Π на линию O (время этапа) будет определяться действием проекции суммы импульсов элементов Π и $ТС$ на ось D :

$$\begin{aligned} \vec{p}_D &= (m_{\Pi}V_{\Pi 1} \sin(90^\circ - \alpha_1 - \beta_1) + m_TV_T \cos \alpha_1)t_2 = \\ &= (m_{\Pi} + m_T)\vec{V}_{совд} = \frac{(m_{\Pi} + m_T)l_D}{t_2}. \end{aligned} \quad (12)$$

$$t_2 = \sqrt{\frac{(m_{\Pi} + m_T)l_D}{m_{\Pi}V_{\Pi 1} \sin(90^\circ - \alpha_1 - \beta_1) + m_TV_T \cos \alpha_1}}. \quad (13)$$

Величина бокового смещения (заноса) элементов $ТС$ и Π будет:

$$x_2 = x_{ТС} = l_D \sin \alpha_1 = x_1. \quad (14)$$

Скорость $V_{совд}$ элемента D вдоль линии D :

$$\vec{V}_{совд} = \frac{l_D}{t_2}, \quad (15)$$

а ее проекция на линию, перпендикулярную оси O , определит скорость бокового заноса (сдвига) элемента Π (а также $ТС$):

$$V_{Пбок_2} = V_{совд} \sin \alpha_1 = \frac{l_D}{t_2} \sin \alpha_1 = \frac{x_2}{t_2}. \quad (16)$$

Угол отклонения оси элемента $ТС$ от оси O будет:

$$\gamma_2 = \arcsin\left(\frac{x_2}{l_{ТС}}\right). \quad (17)$$

Скалярные значения скоростей элементов АТП в конце 2-го этапа:

$$V_{T_2} = \frac{(m_{\Pi}V_{\Pi 1} \sin \beta_1)}{(m_T \sin \gamma_2)}. \quad (18)$$

Третий этап. Элемент Π , вернувшись в первоначальное положение (вдоль оси O – рис. 4), под действием силы инерции $F_{ин}$ при-

нимает положение (поворачивается), как показано на рис. 5. При этом силы инерции действуют только на элемент Π , который (вследствие наличия ОПП) имеет возможность смещаться относительно оси O . Положение элемента $ТС$ на этом этапе можно считать неизменным.

Таким образом, силу инерции $F_{ин}$ можно рассматривать в качестве возмущающей (поддерживающей) колебательный процесс смещения элементов АТП относительно оси O):

$$F_{ин} = m_{\Pi} \alpha_2 = m_{\Pi} \frac{2x_2}{t_2^2}, \quad (19)$$

где α_2 – ускорение, приобретенное элементом Π в конце 2-го этапа.

Продолжительность этапа будет определяться окончанием действия сил инерции. При оценке поворота элемента Π относительно оси O , исходя из условия симметрии треугольников, образованных расположением элементов Π и D , были получены следующие зависимости:

$$\beta_3 = 2 \arctg\left(\frac{l_D \sin \alpha_2}{l_{\Pi} + l_D \cos \alpha_2}\right). \quad (20)$$

$$\alpha_3 = \arccos\left(\frac{l_{\Pi} + l_D \cos \alpha_2 - l_{\Pi} \cos \beta_3}{l_D}\right). \quad (21)$$

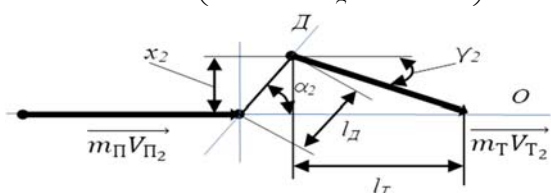


Рис. 4 – Положение элементов АТП в начале 3-го этапа: x_2 – боковое смещение (занос) транспортирующего средства; α_2 – угол поворота дышла; γ_2 – угол поворота транспортирующего средства; l_D, l_T – длина соответственно дышла и транспортирующего средства; $m_{\Pi}V_{\Pi 2}, m_TV_{T2}$ – импульс соответственно прицепа и транспортирующего средства; D – ось расположения дышла; O – линия направления движения.

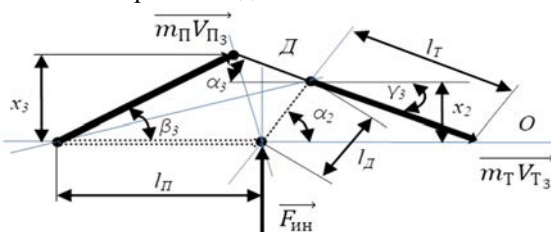


Рис. 5 – Положение элементов АТП в конце 3-го этапа: x_2, x_3 – боковое смещение (занос) соответственно транспортирующего средства и прицепа; α_2, α_3 – угол поворота дышла в начале и в конце этапа; γ_3 – угол поворота транспортирующего средства; β_3 – угол поворота прицепа; l_D, l_{Π} – длина соответственно дышла и прицепа; $m_{\Pi}V_{\Pi 3}, m_TV_{T3}$ – импульс соответственно прицепа и транспортирующего средства; D – ось расположения дышла; O – линия направления движения; $F_{ин}$ – сила инерции.

$$\gamma_3 = \gamma_2. \quad (22)$$

Величина бокового смещения x_3 элемента Π в конце 3-го этапа:

$$x_3 = l_{\Pi} \sin \beta_3. \quad (23)$$

Время действия сил инерции на элемент Π (время 3-го этапа):

$$t_3 = \sqrt{\frac{2x_3}{\alpha_3}}. \quad (24)$$

Четвертый этап. Пространственная несогласованность векторов импульсов элементов Π и $ТС$, действующих на элемент $Д$, приводит к его повороту относительно элементов АТП. При этом элемент $Д$, проворачиваясь по часовой стрелке, в начале 4-го этапа совмещается с линией элемента $ТС$, способствуя возвращению вектора импульса движения элемента $ТС$ на линию движения $О$ (рис. 6), а затем, продолжая свой поворот, ускоряет процесс этого возврата. В конце 4-го этапа элементы механизма АТП принимают положение, симметричное их расположению в начале 2-го этапа (рис. 7).

Условие сохранения импульса движения АТП (2), в конце 4-го этапа, примет вид:

$$m_T \bar{V}_T + m_{\Pi} \bar{V}_{\Pi} = m_T \bar{V}_{T_3} + m_{\Pi} \bar{V}_{\Pi_3} = m_T \bar{V}_T + m_{\Pi} \bar{V}_{\Pi_4} = \text{Const}. \quad (25)$$

Время 4-го этапа:

$$t_4 = \frac{V_{T_4} \sin \gamma_3}{x_2}. \quad (26)$$

Величина бокового смещения x_4 элемента Π в конце 4-го этапа:

$$x_4 = x_3 + V_{\Pi_4} \cos \beta_3. \quad (27)$$

Угол отклонения элемента Π от линии $О$ будет определяться как:

$$\beta_4 = \arcsin \left(\frac{x_4}{l_{\Pi}} \right). \quad (28)$$

В дальнейшем этапы 2...4 движения АТП повторяются. Таким образом, этот процесс следует признать колебательным, а изменение значений бокового смещения (заноса) элементов x , как и углов смещения (α , β или γ), можно рассматривать в качестве параметров колебательного процесса. Их уменьшение (с каж-

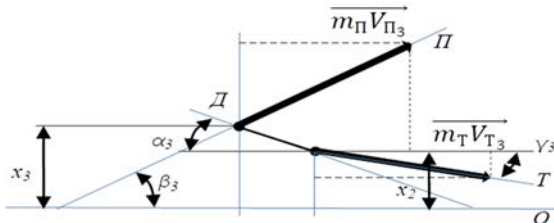


Рис. 6 – Силы, действующие на элемент $Д$ в начале 4-го этапа: x_2 , x_3 – боковое смещение начала и конца дышла; α_3 – угол поворота дышла; β_3 – угол поворота транспортирующего средства; $m_{\Pi} V_{\Pi_3}$, $m_T V_{T_3}$ – импульсы соответственно прицепа и транспортирующего средства; $Д$, $Т$, Π – ось расположения соответственно дышла, транспортирующего средства и прицепа; $О$ – линия направления движения.

дым новым циклом) будет характеризовать процесс как затухающий, и наоборот.

Результаты и обсуждение. На основе изложенной модели движения АТП на трассе при внешнем воздействии, были установлены граничные условия и характерные факторы, позволяющие определить критические режимы и параметры колебательного процесса, воздействующего на устойчивость движения АТП.

Наиболее опасные участки приложения внешнего воздействия к АТП. Максимальное воздействие на устойчивость АТП, относительно других углов его направления, оказывает внешнее воздействие, перпендикулярное линии движения.

Наиболее опасными (для обеспечения устойчивости движения АТП) участками приложения внешнего воздействия представляются те элементы механизма АТП (рис. 1), которые обладают наибольшими степенями свободы движения:

для двухосного прицепа – линия передней оси прицепа (в ее пересечении с продольной осью прицепа одновременно расположен центр ОПП прицепа);

для одноосного прицепа – место крепления дышла прицепа к фаркопу (прицепному устройству $ТС$).

Приложение внешнего воздействия в других точках приведет скорее к деформациям элементов АТП, чем к потере курсовой устойчивости.

Предельно допустимая величина внешнего воздействия (для обеспечения курсовой устойчивости движения АТП). При определении максимально допустимого внешнего воздействия следует учитывать как величину внешней силы, так и продолжительность ее действия (при прочих равных условиях, кратковременное воздействие скорее приведет к деформациям элементов АТП, чем к нарушению его курсовой устойчивости). В итоге внешний (дестабилизирующий) импульс лучше выразить в процентах от начального импульса всей системы АТП.

Предельная допустимая величина внешне-

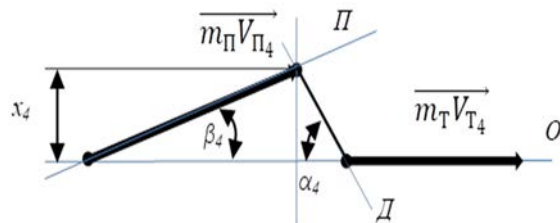


Рис. 7 – Положение механизма АТП в конце 4-го этапа: x_4 – боковое смещение прицепа; α_4 – угол поворота дышла; β_4 – угол поворота прицепа; $m_{\Pi} V_{\Pi_4}$, $m_T V_{T_4}$ – импульсы соответственно прицепа и транспортирующего средства; $Д$, Π – ось расположения соответственно дышла и прицепа; $О$ – линия направления движения.

го импульса определится из условия возврата элемента D АТП в первоначальное положение, что требует наличия внешней сдвигающей силы $V_{сдвД}$, направленной вдоль оси D и поворачивающей (посредством сдвига элемента D) элемент Π к его первоначальному положению (рис. 8).

Критическое значение угла α_1 поворота оси D будет определяться превышением проекции импульса элемента $ТС$ на ось D над проекцией на эту же ось импульса элемента Π :

$$(m_T V_T)_D > (m_{\Pi} V_{\Pi})_D. \quad (29)$$

С учетом вышеприведенных зависимостей (2–28):

$$x_1 = V_{\Pi_{бок}} t = \frac{F_{вн} t^2}{m_{\Pi}} = l_D \sin \alpha_1 = l_{\Pi} \sin \beta_1.$$

$$\alpha_1 = \arcsin \left(\frac{x_1}{l_D} \right) = \frac{l_{\Pi}}{l_D} \sin \beta_1.$$

$$\beta_1 = \arcsin \left(\frac{x_1}{l_{\Pi}} \right) = \frac{l_D}{l_{\Pi}} \sin \alpha_1. \quad (30)$$

$$\bar{V}_{\Pi} = \frac{m_{\Pi} \bar{V}_{\Pi} + \bar{F}_{вн} t}{m_{\Pi}} = \frac{F_{вн} t}{m_{\Pi} \sin \beta_1},$$

можно определить критические значения соответствующих параметров АТП, приводящих к нарушению его курсовой устойчивости: при нарушении равенства (29) сдвигающая сила $V_{сдвД}$ приводит к дестабилизации всей системы.

Анализ зависимостей критических значения α_1 (угла поворота относительно линии движения) позволяет утверждать, что увеличение импульса прицепа (с 1500 до 12000 кг*м/с² – в 8 раз) снижает общую устойчивость АТП: критический угол смещения дышла, по достижении которого автопоезд начинает «складываться» уменьшается на 9...56 % (с 66...88° до 30...80°). В то же время повышение импульса транспортирующего средства (с 3000 до 7000 кг*м/с² – в 2,3 раза) воздействует на устойчивость АТП положительным образом: критический угол смещения дышла повышается на 33...173 % (рис. 9).

На основании анализа системы уравнений (30) можно утверждать, что размеры дышла и прицепа достаточно слабо влияют на устойчивость АПТ (рис. 10, 11). Так, увеличение длины дышла в 2,5 раза (с 1 до 2,5 м) снижает устойчивость АТП (уменьшает критический

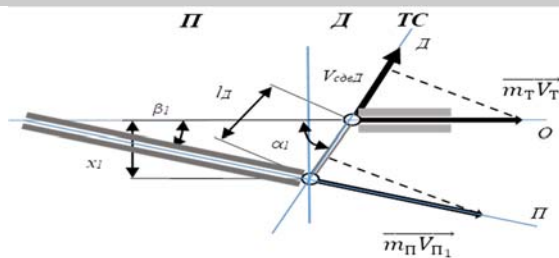


Рис. 8 – К условию определения максимального допустимого внешнего воздействия: x_1 – боковое смещение (занос) прицепа; α_1 – угол поворота дышла; β_1 – угол поворота прицепа; l_D – длина дышла; $m_{\Pi} V_{\Pi}$, $m_T V_T$ – импульс соответственно прицепа и транспортирующего средства; $V_{сдвД}$ – сдвигающая сила; D , Π – ось расположения соответственно дышла и прицепа; O – линия направления движения.

угол его «складывания») на 5,5...14,7 % (с 80...87° до 76...82°). Увеличение длины прицепа в 3 раза (с 2 до 6 м), наоборот, несколько повышает устойчивость АТП: критический угол «складывания» увеличивается на 8...22 % (с 68...80° до 82...86°).

Предельно допустимая величина внешнего воздействия (для обеспечения устойчивости АТП в безопасном коридоре движения) может быть оценена либо по выходу бокового смещения x_1 прицепа за границы безопасного транспортного коридора (ширина трассы или полосы дороги), либо по превышению величины этого показателя относительно длины дышла прицепа (АТП начинает «складываться»). С учетом рассчитанных критических углов «складывания» АТП (см. рис. 9...11) предельное значение бокового смещения (выхода за границы безопасного транспортного коридора) элементов АТП на трассе определится как:

$$x_1 = V_{\Pi_{бок}} t = \frac{F_{вн} t^2}{m_{\Pi}} = l_D \sin \alpha_1 = l_{\Pi} \sin \beta_1 = \frac{h_{ДП} - h_{ТС}}{2}, \quad (31)$$

где $h_{ДП}$ – ширина дорожной полосы, м;
 $h_{ТС}$ – ширина транспортного средства, м.

Подставляя в выражение (31) величины: $h_{ДП}=2,75...3,75$ м [14] и $h_{ТС}=1,5...2,6$ м [15], получим $0,08 \text{ м} \leq x_1 \leq 1,13$ м. Наиболее же «распространенное» значение $x_1 \approx 0,5...0,95$ м.

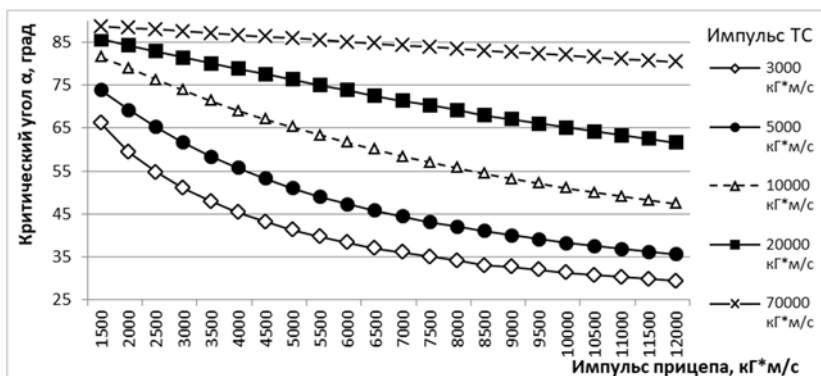


Рис. 9 – Критические значения α_1 (угла поворота относительно линии движения): $m_T=600...3000$ кг, $m_{\Pi}=300...5000$ кг, $V=3...20$ м/с, $l_D=2,0$ м, $l_{\Pi}=6,0$ м.

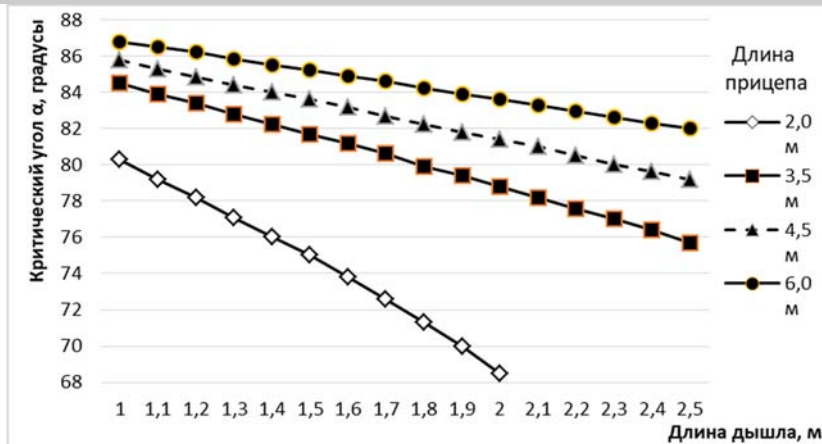


Рис. 10 – Критические значения α_l (угла поворота относительно линии движения) в зависимости от длины прицепа и дышла: $m_T=600$ кг, $m_{IT}=300$ кг, $V=5$ м/с.

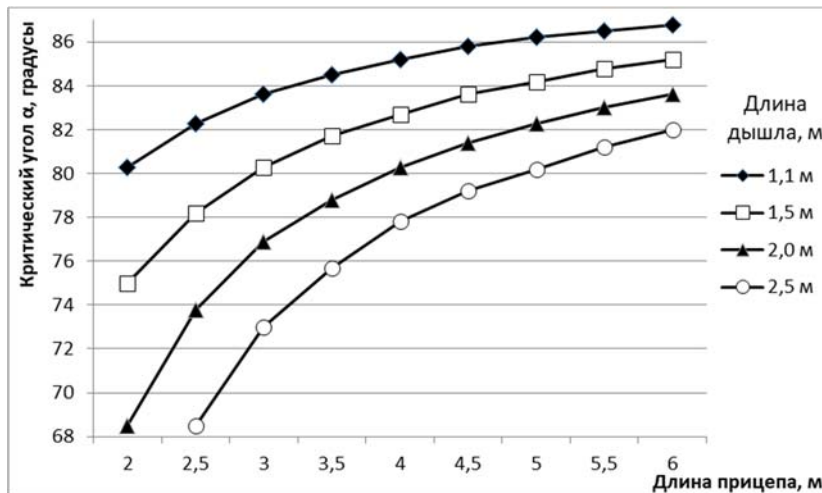


Рис. 11 – Влияние длины прицепа и дышла на устойчивость АТП (критическое значение α_l – угла поворота относительно линии движения): $m_T=600$ кг, $m_{IT}=300$ кг, $V=5$ м/с.

Выводы. Проведенный анализ математической модели движения АТП, основанной на материалах нескольких патентов и лабораторных испытаний, позволил установить критические значения параметров, нарушающих устойчивость его движения, что позволит в дальнейшем повысить прогнозируемость поведения АТП на трассе, оптимизировать его конструктивно-эксплуатационные параметры (например, соотношение длин прицепа и дышла), выявлять основные направления повышения устойчивости АТС.

Максимальное негативное влияние на устойчивость АТП оказывает внешнее воздействие, перпендикулярное линии его движения. Для двухосного прицепа направление воздействия – совпадает с линией передней оси прицепа; для одноосного – проходит через точку крепления дышла прицепа к фаркопу (прицепному устройству). Другие варианты приложения внешнего воздействия приведут скорее к деформациям элементов АТП, чем к потере его курсовой устойчивости.

Предельно допустимые характеристики внешнего воздействия определяются не столько величиной внешней силы, сколько продолжительностью ее приложения, а также значе-

ниями импульсов прицепа и транспортирующего средства. Так, увеличение импульса прицепа (в 8 раз) снижает общую устойчивость АТП (критический угол смещения дышла, по достижении которого автопоезд начинает «складываться») уменьшается на 9...56 %. Повышение импульса транспортирующего средства (в 2,3 раза) увеличивает устойчивость АТП (критический угол смещения дышла возрастает на 33...173 %).

Геометрические размеры дышла и прицепа влияют на устойчивость АТП достаточно слабо. Увеличение длины дышла в 2,5 раза снижают ее (уменьшает критический угол «складывания») на 5,5...14,7 %. Увеличение длины прицепа в 3 раза, наоборот, несколько повышает устойчивость АТП: критический угол «складывания» возрастает на 8...22 %.

Боковое смещение («занос») элементов АТП на трассе более чем на 0,5...0,95 м, скорее всего, приведет к его выходу за границы безопасного транспортного коридора (выезду за пределы трассы) или повысит вероятность столкновения со встречными транспортными средствами.

Литература

1. Показатели состояния безопасности дорожного движения: официальный сайт. URL: <http://stat.gibdd.ru/> (дата обращения: 21.01.2020).
2. Самые частые ДТП в России. URL: <https://journal.tinkoff.ru/stat-dtp/> (дата обращения: 21.01.2020).
3. Simniceanu L. The study of the car's stability using a simplified model // IOP Conf. Ser.-Mat. Sci. 2019. Vol. 568. 012053. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/568/1/012053> (дата обращения: 03.02.2022). doi: 10.1088/1757-899X/568/1/012053.
4. Simulation of car movement along circular path / A. I. Fedotov, D. A. Tikhov-Tinnikov, N. I. Ovchinnikova, et al. // IOP Conf. Ser.: Earth Env. 2017. Vol. 87. 082018. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/87/8/082018> (дата обращения: 03.02.2022). doi: 10.1088/1755-1315/87/8/082018.
5. Experimental studies of the car-trailer system when passing by a suddenly appearing obstacle in the aspect of active safety of autonomous vehicles / L. Prochowski, T. Pusty, M. Gidlewski, et al. // IOP Conf. Ser.-Mat. Sci. 2018. Vol. 421. 032024. URL: <https://opscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/421/3/032024> (дата обращения 03.02.2022). doi: 10.1088/1757-899X/421/3/032024.
6. Mathematical models to determine the influence of road parameters and conditions on vehicular speed / V. G. Kozlov, A. V. Skrypnikov, V. V. Samcov, et al. // J. Phys.: Conf. Ser. 2019. Vol. 1333. 032041. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1333/3/032041> (дата обращения 03.02.2022). doi: 10.1088/1742-6596/1333/3/032041.
7. Więckowski D., Pusty T., Jędryś P. Influence of the vertical load exerted by the trailer on the coupling device on towing vehicle's steerability and stability // IOP Conf. Ser.-Mat. Sci. 2016. Vol. 148. 012031. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/148/1/012031> (дата обращения 03.02.2022). doi: 10.1088/1757-899X/148/1/012031.
8. Research on Road Safety Evaluation in Curves Based on TruckSim-Simulink Co-simulation / C. Sun, J. Wang, L. Xie, et al. // IOP Conf. Ser.-Mat. Sci. 2018. Vol. 392. 062157. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/392/6/062157> (дата обращения 03.02.2022). doi: 10.1088/1757-899X/392/6/062157.
9. Tarmaev A. A., Petrov G. I., Filippov V. N. Analysis of freight cars wheels wear based on mathematical modeling of the dynamics of their movement // J. Phys.: Conf. Ser. 2019. Vol. 1172. 012087. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1172/1/012087> (дата обращения 03.02.2022). doi: 10.1088/1742-6596/1172/1/012087.
10. Abdullah M. A., Jamil J. F., Salim M. A. Dynamic performances analysis of a real vehicle driving // IOP Conf. Ser.-Mat. Sci. 2015. Vol. 100. 012017. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/100/1/012017> (дата обращения 03.02.2022). doi: 10.1088/1757-899X/100/1/012017.
11. Stroganov Y. N., Stroganova O. Yu., Ognev O. G. Improving design safety of tractor-trailers by upgrading towing couplers // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering: 2019 International Conference on Innovations in Automotive and Aerospace Engineering. 2019. P. 012028. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/632/1/012028> (дата обращения: 02.03.2022). doi: 10.1088/1757-899X/632/1/012028.
12. Model for assessing the road train stability movement / Y. N. Stroganov, V. V. Belov, G. M. Mikheev, et al. // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2020. P. 012009. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/604/1/012009> (дата обращения: 02.03.2022). doi: 10.1088/1755-1315/604/1/012009.
13. Analysis of model for assessing the road train movement stability / Yu. N. Stroganov, V. V. Belov, N. N. Belova, et al. // Journal of Physics: Conference Series: II International Scientific Conference on Metrological Support of Innovative Technologies. 2021. P. 42051. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1889/4/042051> (дата обращения: 02.03.2022). doi: 10.1088/1742-6596/1889/4/042051.
14. Национальный стандарт Российской Федерации. Геометрические элементы автомобильных дорог. URL: https://road-project.okis.ru/file/road-project/Literature/52399_Geometricheskie_elementy.pdf (дата обращения: 01.12.2020).
15. ГОСТ 33987-2016. Транспортные средства колесные. Массы и размеры. Технические требования и методы определения (с внесенными поправками). URL: <http://docs2.kodeks.ru/document/1200145826/> (дата обращения 01.12.2020).

Сведения об авторах

Строганов Юрий Николаевич – кандидат технических наук, доцент кафедры подъемно-транспортных машин и роботов, e-mail: urij.stroganov@mail.ru
 Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина», Екатеринбург, Россия

Белова Надежда Николаевна – кандидат технических наук, доцент кафедры математики, физики и информационных технологий, e-mail: bnn.belova@yandex.ru
 Чувашский государственный аграрный университет, Чебоксары, Россия

Огнев Олег Геннадьевич – доктор технических наук, зав. кафедрой прикладной механики, физики и инженерной графики, e-mail: ognew.og@mail.ru
 Санкт-Петербургский государственный аграрный университет, Санкт-Петербург, Россия

Максимов Алексей Николаевич – кандидат физико-математических наук, зав. кафедрой математики, физики и информационных технологий, e-mail: alexei.maksimov@yandex.ru
 Андреев Владимир Александрович – старший преподаватель кафедры математики, физики и информационных технологий, e-mail: aiwoland7@rambler.ru
 Чувашский государственный аграрный университет, Чебоксары, Россия

MODEL FOR ASSESSING THE STABILITY OF THE MOVEMENT OF A MOTOR TRANSPORT TRAIN AND THE RESULTS OF ITS ANALYSIS

Yu.N. Stroganov, N.N. Belova, O.G. Ognev, A.N. Maksimov, V.A. Andreev

Abstract. Motor transport trains (MTT) – continue to be one of the main modes of transport in agriculture. However, their accident rate is quite high. Scientific studies of the process of movement of motor vehicles mainly provide for the improvement of their design characteristics and operating modes. The main way to reduce the accident rate of MTT is to limit the speed limit. There are ways to ensure the stability of the movement of MTT by changing the design of trailers.

The purpose of the research is to analyze the mathematical model of the stability of the movement of the MTT to identify critical factors for its violation, optimize the design and operational parameters of the MTT, increase the predictability of the behavior of the MTT on the track (in the presence of lateral external influences: simulating sharp turns, displacement of cargo in the vehicle, etc.), formulating the main directions for improving its stability and manageability. We used the methods of analysis and synthesis, mathematical analysis, vector geometry. Lateral impact leads to an increase in the MTT momentum (lateral oscillations increase the speed), or to a violation of stability (movement amplitude beyond the track, overturning) of its movement. An increase in the momentum of the trailer reduces the overall stability of the MTT (the critical angle of displacement of the drawbar, at which the road train begins to "fold", decreases by 9–56%). Increasing the momentum of the transport vehicle increases stability (the critical angle of displacement of the drawbar increases by 33–173%). The geometric dimensions of the drawbar and the trailer have little effect on the stability of the MTT. An increase in the length of the drawbar reduces stability (reduces the critical angle of its "folding") by 5.5–14.7%. Increasing the length of the trailer increases stability: the critical angle of "folding" increases by 8–22%. Lateral displacement ("skidding") of MTT elements on the track by more than 0.5–0.95 m will lead to its going beyond the boundaries of the safe transport corridor (driving out of the track), or increase the likelihood of a collision with oncoming vehicles.

Keywords: motor transport train, motion stability, mathematical model, mechanism analysis.

References

1. Indicators of the state of road safety: official website. [Internet]. Official website. [cited 2020, January 20]. Available from: <http://stat.gibdd.ru/>.
2. The most frequent road accidents in Russia. [Internet]. Official website. [cited 2020, January 20]. Available from: <https://journal.tinkoff.ru/stat-dtp/>.
3. Simniceanu L. The study of the car's stability using a simplified model. [Internet]. IOP Conf. Ser.-Mat. Sci. 2019; Vol. 568. 012053 p. [cited 2022, March 02]. Available from: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/568/1/012053>. doi: 10.1088/1757-899X/568/1/012053.
4. Fedotov AI, Tikhov-Tinnikov DA, Ovchinnikova NI. Simulation of car movement along circular path. [Internet]. IOP Conf. Ser.: Earth Env. 2017; Vol.87. 082018 p. [cited 2022, March 02]. Available from: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/87/8/082018>. doi: 10.1088/1755-1315/87/8/082018.
5. Prochowski L, Pusty T, Gidlewski M. Experimental studies of the car-trailer system when passing by a suddenly appearing obstacle in the aspect of active safety of autonomous vehicles. [Internet]. IOP Conf. Ser.-Mat. Sci. 2018; Vol. 421. 032024 p. [cited 2022, March 02]. Available from: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/421/3/032024>. doi: 10.1088/1757-899X/421/3/032024.
6. Kozlov VG, Skrypnikov AV, Samcov VV. Mathematical models to determine the influence of road parameters and conditions on vehicular speed. [Internet] J. Phys.: Conf. Ser. 2019. Vol. 1333. 032041 p. [cited 2022, March 02]. Available from: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1333/3/032041>. doi: 10.1088/1742-6596/1333/3/032041.
7. Więckowski D, Pusty T, Jędrzyś P. Influence of the vertical load exerted by the trailer on the coupling device on towing vehicle's steerability and stability. [Internet]. IOP Conf. Ser.-Mat. Sci. 2016. Vol. 148. 012031 p. [cited 2022, March 02]. Available from: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/148/1/012031>. doi: 10.1088/1757-899X/148/1/012031.
8. Sun C, Wang J, Xie L. Research on road safety evaluation in curves based on trucksim-simulink co-simulation. [Internet]. IOP Conf. Ser.-Mat. Sci. 2018. Vol. 392. 062157 p. [cited 2022, March 02]. Available from: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/392/6/062157>. doi: 10.1088/1757-899X/392/6/062157.
9. Tarmaev AA, Petrov GI, Filippov VN. Analysis of freight cars wheels wear based on mathematical modeling of the dynamics of their movement. [Internet]. J. Phys.: Conf. Ser. 2019. Vol. 1172. 012087 p. [cited 2022, March 02]. Available from: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1172/1/012087>. doi: 10.1088/1742-6596/1172/1/012087.
10. Abdullah MA, Jamil JF, Salim MA. Dynamic performances analysis of a real vehicle driving. [Internet]. IOP Conf. Ser.-Mat. Sci. 2015. Vol. 100. 012017 p. [cited 2022, March 02]. Available from: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/100/1/012017>. doi: 10.1088/1757-899X/100/1/012017.
11. Stroganov YN, Stroganova OYu, Ognev OG. Improving design safety of tractor-trailers by upgrading towing couplers. [Internet] IOP Conference Series: Materials Science and Engineering: 2019 International Conference on Innovations in Automotive and Aerospace Engineering. 2019; 012028 p. [cited 2022, March 02]. Available from: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/632/1/012028>. doi: 10.1088/1757-899X/632/1/012028.
12. Stroganov YN, Belov VV, Mikheev GM. Model for assessing the road train stability movement. [Internet]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2020; 012009 p. [cited 2022, March 02]. Available from: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/604/1/012009>. doi: 10.1088/1755-1315/604/1/012009.
13. Stroganov YuN, Belov VV, Belova NN. Analysis of model for assessing the road train movement stability. [Internet]. Journal of Physics: Conference Series: II International Scientific Conference on Metrological Support of Innovative Technologies. 2021; 42051 p. [cited 2022, March 02]. Available from: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1889/4/042051>. doi: 10.1088/1742-6596/1889/4/042051.
14. National standard of the Russian Federation. [Internet]. Geometric elements of highways. [cited 2020, December 01]. Available from: https://road-project.okis.ru/file/road-project/Literature/52399_Geometricheskie_elementy.pdf.
15. GOST 33987-2016. Vehicles are wheeled. Masses and sizes. Technical requirements and methods of determination (as amended). [Internet]. [cited 2020, December 01]. Available from: <http://docs2.kodeks.ru/document/1200145826/>.

Authors.

Stroganov Yuri Nikolaevich, Ph. D. of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Hoisting and Transporting Machines and Robots, e-mail: urij.stroganov@mail.ru
 Ural Federal University named after the First President of Russia B.N. Yeltsin, Yekaterinburg, Russia
 Belova Nadezhda Nikolaevna, Ph. D. of Technical Sciences, Associate Professor of Department of Mathematics, Physics and Information Technologies, e-mail: bnn.belova@yandex.ru
 Chuvash State Agrarian University, Cheboksary, Russia
 Ognev Oleg Gennadievich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Applied Mechanics, Physics and Engineering Graphics, e-mail: ognew.og@mail.ru
 Saint-Petersburg State Agrarian University, Saint-Petersburg, Russia
 Maksimov Aleksey Nikolaevich, Ph. D. of Phys.-Math. Sci, Associate Professor, Head of the Department of Mathematics, Physics and Information Technologies, e-mail: alexei.maksimow@yandex.ru
 Andreev Vladimir Alexandrovich, senior lecturer of Department of Mathematics, Physics and Information Technologies, e-mail: aiwoland7@rambler.ru
 Chuvash State Agrarian University, Cheboksary, Russia