

На правах рукописи

ЖЕЛДАК Константин Валентинович

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ОСНОВНОГО
МЕХАНИЗМА ТОРМОЗНОЙ РЫЧАЖНОЙ ПЕРЕДАЧИ
ЧЕТЫРЁХОСНОГО ГРУЗОВОГО ВАГОНА**

Специальность

**05.22.07 “Подвижной состав железных дорог,
тяга поездов и электрификация”**

АВТОРЕФЕРАТ

**диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук**

Москва– 2002

Работа выполнена на кафедре “Грузовая работа и подвижной состав”
Сибирского государственного университета путей сообщения (НИИЖТ)

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор
Туранов Хабибулла Туранович

Официальные оппоненты – доктор технических наук, профессор
Анисимов Петр Степанович
(МИИТ)

– кандидат технических наук, доцент
Казаринов Александр Валентинович
(УП ВНИИЖТ)

Ведущее предприятие – Западно-Сибирская железная дорога

Защита состоится “ 5 ” апреля 2002 г. на заседании
диссертационного совета Д 218.005.01 в Московском государственном уни-
верситете путей сообщения (МИИТ) по адресу: 127994, ГСП, г. Москва, ул.
Образцова, 15, ауд. 1235. 1400

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета.

Автореферат диссертации разослан “ 5 ” марта 2002 г.

Отзыв на автореферат в 2-х экземплярах, заверенный гербовой печат-
тью, просим направлять по адресу университета.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
д.т.н., профессор



Г.И. Петров

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

В сравнении с другими видами транспорта железнодорожный транспорт характеризуется меньшими энергетическими затратами, большими возможностями автоматизации перевозочного процесса, регулярностью перевозок, надежностью, безопасностью движения и достаточно высокой скоростью. Однако для повышения конкурентоспособности железных дорог помимо указанных преимуществ необходимо дальнейшее повышение скорости не только пассажирских, но и грузовых поездов. При этом особую роль играют тормозные системы, от эффективности которых, определяемой длиной тормозного пути, зависит максимальная допустимая скорость и обеспечение безопасности движения поездов.

Тормозная рычажная передача (ТРП) представляет собой одну из наиболее сложных механических систем, применяемых на подвижном составе. В тоже время автотормозная техника является одним из важнейших элементов железнодорожного транспорта, от уровня развития и состояния которого в значительной мере зависит безопасность движения поездов.

В диссертационном исследовании рассмотрено движение звеньев только основного механизма с одной степенью подвижности, состоящего из пяти (в случае сферического соединения поршня со штоком) или четырёх (в случае жёсткого соединения поршня со штоком) подвижных звеньев – поршня со штоком, движущегося относительно жестко прикрепленного к раме вагона тормозного цилиндра, горизонтальных головного и тылового рычагов, один из которых (например, тыловой рычаг) шарнирно связан с кронштейном тормозного цилиндра, а другой (головной рычаг) – со штоком, связанным с поршнем со сферической парой (или жёстко), и затяжки, шарнирно связывающей горизонтальные головной и тыловой рычаги между собой. В случае сферического соединения поршня со штоком такой механизм является шестизвенным, а в случае жёсткого соединения – пятизвенным и в обоих случаях рычажным механизмом с одной степенью подвижности. По этой причине данный механизм ТРП имеет своеобразную структуру, которая не укладывается в известные в теории механизмов структуры традиционных механизмов различных технологических машин.

Таким образом, основной механизм ТРП грузовых вагонов из-за своеобразия структуры относится к особому классу механизмов, требующего разработки своего подхода для построения математической модели движений их звеньев.

В связи с этим актуальной прикладной задачей, имеющей большое значение для развития федерального железнодорожного транспорта и транспортной науки, является построения математической модели основного механизма тормозных рычажных передач грузовых вагонов, способствующей обоснованию новой конструкции их тормозного оборудования.

Содержание диссертационного исследования полностью соответствует приоритетному направлению развития науки и техники (пп. 7.2 “Новые конструкции тормозного оборудования грузовых вагонов” пункта 7 “Повышение безопасности движения”) перечня актуальных проблем научно-

технического развития железнодорожного транспорта в 20001-20002 годах, утверждённой Указанием МПС России от 17.11.2000 г. № М-2775у.

Цель исследований. Совершенствование основного механизма тормозной рычажной передачи четырёхосного грузового вагона, заключающееся в разработке методики расчёта их кинематических характеристик по обоснованию размеров плеч рычагов и затяжки и причин износов манжеты и шарнирных соединений этого механизма в удобном для использования вычислительных средств виде.

Объект исследования. Тормозная рычажная передача четырёхосного грузового вагона.

Методика исследования. Анализ структуры ТРП грузовых вагонов выполнен методами векторной алгебры, широко применяемого в теории механизмов, и приспособывания, известным в теории колебаний, позволяющими успешно решить поставленную прикладную задачу по обоснованию выбора рациональных размеров плеч рычагов и затяжки этой передачи уже на стадии проектирования с широким использованием современной системы математических расчетов MathCAD.

Научная новизна. Научную новизну представляют:

- разработанная на основе векторной алгебры и метода приспособывания математическая модель основного механизма ТРП 4-хосного грузового вагона при различных способах закрепления штока к поршню (*жесткого и сферического*), а также при соединении головного рычага и затяжки посредством кулисного камня, предназначенная для предотвращения поворота и изгиба штока;

- установленные при определении функций положения точек и звеньев основного механизма ТРП четырёхосного грузового вагона с использованием математической модели случаи представления результатов вычисления функции положения звена в виде комплексных чисел, приводившие к невозможности дальнейшего расчета кинематических характеристик механизма аналитическим методом, которые подтверждают нерациональность и необоснованность заданных значений конструктивных размеров таких механизмов, если даже они имеют оптимальную структуру.

Практическая ценность. Практическую ценность составляют:

- методика и практические результаты расчётов по обоснованию размеров плеч рычагов и затяжки основного механизма ТРП четырёхосного грузового вагона. Так, например, для случая, когда шток и поршень образует сферическую пару, при заданных размерах плеч головного и тылового рычагов рациональным размером плеч затяжки является $655 < EC < 1040$ мм, при взаимном уменьшении размеров плеч этих рычагов до значения $AE = BC = 185$ мм длина затяжки должна быть $EC > 664$ мм, а при взаимном увеличении размеров плеч этих рычагов изменение длины затяжки не оказывает влияние на работу механизма;

- рекомендации о необходимости внесения корректив в заданные значения конструктивных размеров звеньев основного механизма ТРП в случае возникновения комплексных чисел при вычислении функции положения

звена (подбирая их методом последовательного перебора до тех пор, пока результаты расчётов функции положения искомого звена не будут представлены действительными числами);

- установленная *причина повышенного износа* манжеты и шарнирных соединений, подтверждённая анализом траектории центра шарнира головного рычага со штоком относительно центра шарнира этого рычага с затяжкой в конце периода работы тормозной рычажной передачи (в случае соединения поршня со штоком сферической парой, этот центр *описывает дугу окружности*, что, в свою очередь, приводит к повороту штока, а в случае жёсткого соединения поршня со штоком - к изгибу штока);

- рекомендации о необходимости соединения головного рычага и затяжки посредством кулисного камня, предназначенного для предотвращения поворота и изгиба штока, *где изменение размеров плеч рычагов и затяжки от чертёжных не оказывает влияние на работоспособность механизма* (т.е. на передаточное число ТРП).

Достоверность полученных результатов. Достоверность результатов математического моделирования и вычислительных экспериментов по определению кинематических характеристик разработанной математической модели основного механизма ТРП 4-хосного грузового вагона доказаны достаточно точным совпадением их результатов с построенными графическими зависимостями традиционным способом.

Реализация результатов исследований.

Разработанная методика реализована в виде пакета программ для ПЭВМ, находящегося в Сибирском государственном университете путей сообщения. Программа используется в научных исследованиях и учебном процессе кафедры «Грузовая работа и подвижной состав». Подготовлены предложения (схемные решение и пакет программ), которые могут быть использованы при модернизации существующих конструкций тормозной рычажной передачи четырехосных грузовых вагонов и проектировании вновь строящихся. Результаты исследований приняты Службой вагонного хозяйства Западно-Сибирской железной дороги в качестве справочного материала.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы доложены и обсуждены:

на научн.-техн. конф. СГУПСа (НИИЖТа) (1998-2001 гг.), научн.-техн. конф. «Транссиб-99» (Новосибирск, 1999 г.), Международной научн.-техн. конф. и Российской научной школе молодых ученых и специалистов, посвящённой 275-летию РАН, «Системные проблемы качества, математического моделирования и информационных технологий» (на секции «Автоматизация конструкторского и технологического проектирования изделий приборостроения и машиностроения». Сочи, 1999 г.), на заседании Западно-Сибирского филиала Всероссийского семинара по теории механизмов и машин ИМАШа (Новосибирск, 1999 г.), третьей и четвертой научн.-техн. конф. «Ресурсосберегающие технологии на железнодорожном транспорте» (Москва, 2000-2001 гг.), научн.-техн. конф. УрГУПСа «Фундаментальные и прикладные исследования - транспорту» (Екатеринбург, 2000 г.), научн.-техн. конф. ИрИИТа «Повышение эффективности работы железнодорожного

транспорта Сибири” (Иркутск, 2000 г.);

на научн.-практ. конф.: десятой и одиннадцатой научн.-практ. конф. по проблемам машиностроения и горных машин СибГИУ (Новокузнецк, 1999, 2000 гг.), научн.-практ. конф. “Новые технологии – железнодорожному транспорту: подготовка специалистов, организация перевозочного процесса, эксплуатация технических средств” по программе сетевого инновационного форума “ТрансСибВуз-2000” (Омск, 2000 г.), на VIII Всероссийском съезде по теоретической и прикладной механике (г. Пермь, 2001 г.), на заседаниях кафедр “Грузовая работа и подвижной состав” СГУПС (Новосибирск, 1998-2001 гг.) и “Вагоны и вагонное хозяйство” МИИТ (Москва, 2001 г.).

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 11 научных работах.

Структура и объём работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырёх глав с выводами в каждой из них, выводов и рекомендаций, списка использованной литературы, включающего 93 наименования, содержит 159 страниц основного текста, 86 рисунков и 3 Приложения.

Автор выражает искреннюю благодарность *Ш.Х. Туранову* за содействие и оказанную помощь и поддержку при выполнении данного диссертационного исследования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дана общая характеристика работы с обоснованием актуальности темы.

В первой главе “Состояние вопроса и задачи исследования” выполнен обзор работ, посвященных исследованию кинематических характеристик ТРП грузовых вагонов, и сформулированы задачи исследования.

Особо отметим, что значительный вклад в развитие и совершенствование тормозных систем грузовых вагонов, методов их расчета и проектирования внесли: В.Г. Иноземцев, П.Т. Гребенюк, В.В. Крылов, В.И. Крылов, В.М. Казаринов, В.Ф. Ясенцев, Л.А. Вуколов, В.А. Шепетильников, П.С. Анисимов, А.И. Турков, М.И. Глушко, Г.В. Гогричани, В.Г. Асадченко, В.Е. Попов, Л.В. Балон, А.В. Казаринов, Е.И. Кузьмина, М.Г. Погребинский, Г.В. Никитин, В.И. Астахов, В.А. Юдин, А.Н. Шамаков, М.П. Гребенюк, В.А. Гулак, В.В. Саломатин, В.А. Карпычев, Э.И. Галай, Ю.А. Якимец, А.С. Авакумов, А.Б. Болотина и другие.

Во второй главе “Математическое моделирование движений основного механизма тормозной рычажной передачи четырехосных грузовых вагонов” изложены результаты математического моделирования основного механизма ТРП в случаях соединения штока к поршню сферической парой и жесткого соединения на основе методов векторной алгебры и припасовывания с последующим применением вычислительной среды MathCAD.

ТРП представляет собой систему рычагов, триангелей, башмаков с тормозными колодками, соединенных тягами и затяжками (рис. 1).

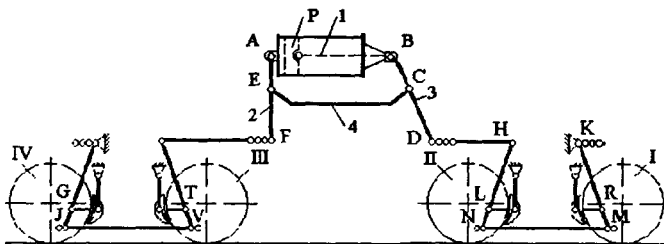


Рис. 1. Структурная схема ТРП 4-осного грузового вагона

При поступлении воздуха в тормозной цилиндр поршень P со штоком 1 перемещается вправо, горизонтальный рычаг 3 вращается относительно точки C , перемещает тягу DH и поворачивает вертикальный рычаг HN относительно точки L . Нижний конец N прижимает триангель с башмаками и парой тормозных колодок к колесной паре. После прижатия первой (II) пары колодок шарнир в точке L становится неподвижным и при дальнейшем движении рычага влево через затяжку NM поворачивается рычаг KM , прижимая к колесной паре вторую (I) пару колодок. Рычаги HN и KM , а также тяга DH и шарнир в точке D становятся неподвижными. Рычаг BD перемещает вправо затяжку 4 через тягу QF , рычаг QV прижимает третью (III) пару колодок к колесной паре. Дальнейшее вращение рычага QV будет происходить вокруг неподвижной точки T , вследствие чего затяжка JV переместится влево, и рычаг UJ прижмет четвертую (IV) пару колодок к колесам. Рычаги QV и UJ , а также тяга QF и шарнир в точке F становятся неподвижными.

При этом основной механизм ТРП грузовых вагонов структурно может быть расчленен на следующие группы звеньев:

- начальное звено (поршень P тормозного цилиндра) с заданным относительным движением;
- первая группа звеньев, состоящая из горизонтального тылового рычага 2, соединенного со стойкой, и затяжки 4, которая подвижно соединена, в свою очередь, с другим подвижным звеном (горизонтальным головным рычагом 3), и образующая группу Ассура первого вида BVB (B – вращательная пара);
- вторая группа звеньев, которая состоит из штока 1, соединенного с начальным звеном (поршнем P) с заданным относительным движением, и горизонтальным головным рычагом 3, который подвижно соединен, в свою очередь, с другим подвижным звеном (с затяжкой 4), и также образующие группу Ассура первого вида BVB .

Для составления векторной модели механизма рассмотрим структурную схему основного механизма ТРП, показанную на рис. 2, где обозначены: P – поршень; 1 – шток, соединенный с поршнем сферической парой; 2 и 3 – левая и правая горизонтальные тяги; 4 – затяжка; S_4 – центр масс 4-го звена. На ней также обозначены: s_1P – перемещение поршня P со штоком 1, являющегося обобщенной координатой механизма, m ; $\phi_1(s_1)$ – функция положения штока 1, рад.; $\phi_2(s_1)$ и $\phi_3(s_1)$ – функции положения левого и право-

$$\left. \begin{aligned} (A0 + s1) + PB \cdot \cos(\phi11(s1)) + BC \cdot \cos(\phi31(s1)) = \\ = AE \cdot \cos(\phi21(s1)) + EC \cdot \cos(\phi41(s1)); \\ PB \cdot \sin(\phi11(s1)) + BC \cdot \sin(\phi31(s1)) = AE \cdot \sin(\phi21(s1)) + EC \cdot \sin(\phi41(s1)), \end{aligned} \right\} (2)$$

где $\{PB, AE, EC, BC\} = const$; $\{sP, \phi11(s1), \phi21(s1), \phi31(s1), \phi41(s1)\} = var$.

Модуль вектора AP

$$|\overline{AP}| = |A0 + s1P|, \quad (3)$$

где $A0$ – расстояние между центром шарнира A и серединой поршня P при отпущенном состоянии тормоза, м; $s1P$ – перемещение поршня P со штоком 1, м.

В системе (2) число неизвестных, равное пяти, превышает число уравнений. Поэтому для решения этой системы задаемся перемещением поршня P в виде sP , функциями положения штока $\phi11(s1)$ и правой горизонтальной тяги $\phi31(s1)$.

Исходя из этого, модулем вектора \overline{PB} задаемся, а направление этого вектора в виду подвижного соединения штока 1 с поршнем P примем в виде линейной зависимости от перемещения поршня со штоком:

$$\phi11(s1) = m \cdot s1P, \quad (4)$$

где m – коэффициент, характеризующий значение угла поворота штока 1 от его перемещения, рад/м.

Коэффициент m в формуле (4) определяем по формуле:

$$m = \frac{\Delta\phi11}{\Delta s1P}, \quad (5)$$

где $\Delta\phi1$ – приращение угла поворота штока 1, рад; $\Delta s1P$ – приращение перемещения поршня со штоком, м.

В свою очередь, $\Delta\phi1$ определим по формуле

$$\Delta\phi11 = \frac{\max \phi11 - \min \phi11}{a}, \quad (6)$$

где $\max \phi11$ и $\min \phi11$ – максимальное и минимальное значение угла поворота штока 1, принимаемые равным 1° и 0° соответственно; a – число рассматриваемых положений поршня со штоком, принимаемое равным 20.

Приращение перемещение поршня P со штоком определим по формуле

$$\Delta s1P = \frac{s1P_k - s1P1}{a}, \quad (7)$$

где $s1P_k$ – конечное положение штока в первой фазе движения, принимаемое равным 0.02 м; $s1P1$ – начальное положение штока в первой фазе движения, принимаемое равным 0 м.

Вектор \overline{BC} известен по значению, а направление этого вектора считаем заданным в виде линейной зависимости от перемещения поршня со штоком

$$\phi31(s1) = \min \phi31 + k \cdot s1P, \quad (8)$$

где $\min \phi31$ – минимальное значение угла поворота горизонтальной тяги 3, рад., принимаемое, равным $90 \frac{\pi}{180}$; k – коэффициент, характеризующий из-

менение угла поворота горизонтальной тяги 3 от перемещения поршня со штоком, рад/м, определяемый по формуле

$$k = \frac{\Delta\phi_{31}}{\Delta s_{1P}}, \quad (9)$$

где $\Delta\phi_{31}$ – приращение угла поворота горизонтальной тяги 3, рад.:

$$\Delta\phi_{31} = \frac{\max \phi_{31} - \min \phi_{31}}{a}, \quad (10)$$

где $\max \phi_{31}$ – максимальное значение угла поворота горизонтальной тяги 3, рад., принимаемое $93 \frac{\pi}{180}$.

Систему уравнений (2) перепишем в виде

$$\left. \begin{aligned} EC \cdot \cos(\phi_{41}(s1)) + AE \cdot \cos(\phi_{21}(s1)) &= A(s1); \\ EC \cdot \sin(\phi_{41}(s1)) + AE \cdot \sin(\phi_{21}(s1)) &= B(s1). \end{aligned} \right\}, \quad (11)$$

где $A(s1) = (A0 + s1) + PB \cdot \cos(\phi_{11}(s1)) + BC \cdot \cos(\phi_{31}(s1));$

$$B(s1) = PB \cdot \sin(\phi_{11}(s1)) + BC \cdot \sin(\phi_{31}(s1)). \quad (12)$$

Из второго уравнения системы (10) находим

$$\sin(\phi_{21}(s1)) = \frac{B(s1) - EC \cdot \sin(\phi_{41}(s1))}{AE}. \quad (13)$$

После несложных преобразований получим:

функцию положения затяжки 4

$$\phi_{41}(s1)_{1,2} = \arcsin \left(\frac{L(s) \cdot B(s) \pm \sqrt{L^2(s) \cdot B^2(s) - (L^2(s) - A^2(s))(A^2(s) + B^2(s))}}{A^2(s) + B^2(s)} \right) \quad (14)$$

функцию положения горизонтальной тяги 2

$$\phi_{21}(s1) = \arcsin \left(\frac{B(s1) - EC \cdot \sin(\phi_{41}(s1))}{AE} \right) \quad (15)$$

Координаты центра шарнира P отыщем по зависимостям

$$\left. \begin{aligned} xP(s1) &= A0 + s1; \\ yP(s1) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Координаты центра шарнира B отыщем по зависимостям

$$\left. \begin{aligned} xB(s1) &= (A0 + s1) + PB \cdot \cos(\phi_{11}(s1)); \\ yB(s1) &= PB \cdot \sin(\phi_{11}(s1)). \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Функции положения точек E и F определим проецированием на координатные оси векторов \overline{AE} и \overline{AF}

$$\left. \begin{aligned} xH(s1) &= AH \cdot \cos(\phi_{21}(s1)); \\ yH(s1) &= AH \cdot \sin(\phi_{21}(s1)), \quad H \in \{E, F\}. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Для определения координат центра масс S4 затяжки 4 и точек C и D горизонтального рычага 3 рассматривая контуры, ABCA, ABDA и AES4A записывая условия их замкнутости и проецируя векторы полученных уравнений на координатные оси, получим

$$\left. \begin{aligned} xK(s1) &= xB(s1) + BK \cdot \cos(\phi_{31}(s1)); \\ yK(s1) &= yB(s1) + BK \cdot \sin(\phi_{31}(s1)), \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

где $K \in \{C, D\}$.

$$\begin{aligned}xS4(s1) &= xE(s1) + ES4 \cdot \cos(\phi41(s1) + \chi); \\yS4(s1) &= yE(s1) + ES41 \cdot \sin(\phi41(s1) + \chi).\end{aligned}\quad (20)$$

Аналогичным образом выполнены моделирование кинематических характеристик основного механизма тормозной рычажной передачи *во второй и третьей фазах*.

В третьей главе "Разработка методики расчета кинематических характеристик тормозной рычажной передачи грузовых вагонов" изложены результаты вычислительных экспериментов по определению размеров плеч рычагов и затяжки основного механизма ТРП в случаях соединения штока к поршню сферической парой и жесткого соединения.

Для моделирования на ЭВМ кинематических характеристик необходимо задать основные конструктивные размеры звеньев и отдельные параметры, характеризующие взаимное расположение этих звеньев, а также аналитические выражения функций положения звеньев и передаточные функции в виде аналогов скоростей и ускорений точек и звеньев основного механизма ТРП.

Для примера приведём результаты вычислительных экспериментов во второй фазе движения основного механизма ТРП. Исходными данными для расчета кинематических характеристик ТРП являлись следующие значения конструктивных размеров звеньев 4-хосного крытого грузового вагона, тормозное устройство которого снабжено чугунными колодками: $AE=BC=0.195$, $AF=BD=0.66$, $EC=0.935$, $ES4=0.475$ - размеры плеч горизонтальных тяг и затяжки, м; $A0=0.215$, $PB=0.605$ – принятые нами размеры тормозного цилиндра, м; $s2Pк=0.06$ - конечное положение штока в первой фазе движения, м.

Вычисления кинематических характеристик основного механизма тормозных рычажных передач грузовых вагонов производили с использованием универсальной системы математических расчетов - MathCAD в следующей последовательности:

выбирали шаг изменения угла поворота штока по формуле (5);

выбирали шаг вычисления параметров, т.е. приращения перемещения поршня пневмоцилиндра, м;

$$\Delta s2P = \frac{s2Pк - s2P1}{a} = \frac{0.06 - 0.02}{20} = 0.002;$$

$$s2P1 = 0.02; s2P2 = s2P1 + \Delta s2P; s2 = s2P1, s2P2, \dots, s2Pк.$$

вычисляли значения функции положения затяжки 4, позволяющей определять два значения корня этой функции.

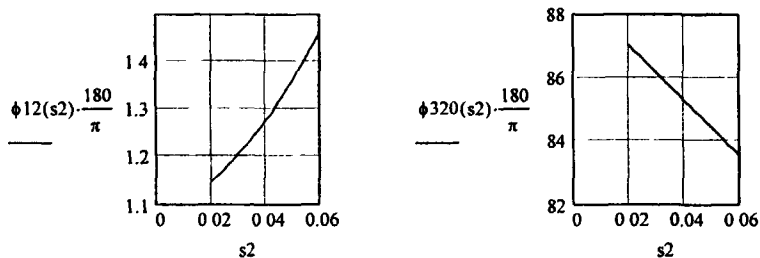


Рис. 3. Функции положения углов поворота штока 1 $\phi_{12}(s_2)$ (а) и звена 3 $\phi_{320}(s_2)$ (б)

Анализ графических зависимостей функций положения характерных точек звеньев основного механизма тормозной рычажной передачи показывает, что характер изменения этих функций полностью соответствуют реальному движению этих звеньев, чем и подтверждается достоверность полученных формул, аналитически описывающих движения каждого звена такого многозвенного механизма.

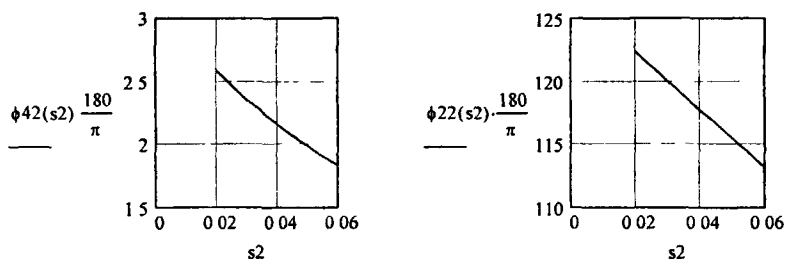


Рис. 4. Функции положения затяжки (а) и левой горизонтальной тяги (б)

Результаты вычисления функции положения $\phi_{22}(s_2)$ левой горизонтальной тяги (рис. 3 и 4) показывают, что при увеличении перемещения поршня P данная тяга поворачивается по направлению отсчета углов. Это означает, что данный корень описывает реальные движения затяжки 4 и горизонтальной тяги 2.

Проекции на координатные оси функций положения центров шарниров B , C , E , D и F , а также центра масс звена 4 вычисляем с последующим одновременным построением графических зависимостей перемещений этих точек от изменения хода поршня. Для оценки достоверности результатов численных экспериментов все эти зависимости представлены на одном графике (рис. 5).

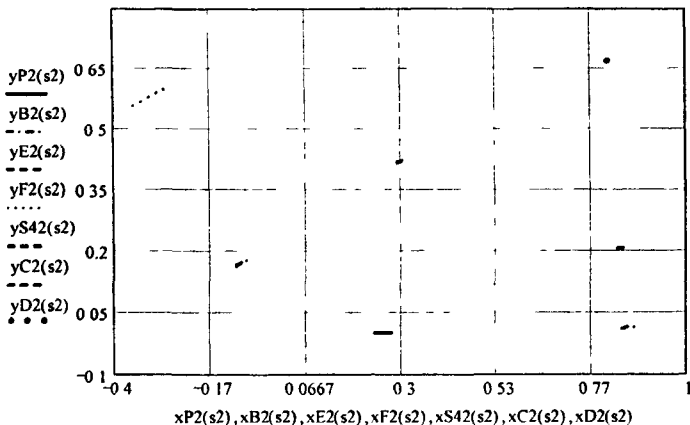


Рис. 5. Траектории характерных точек механизма ТРП

В четвертой главе "Моделирование кинематических характеристик основного механизма тормозной рычажной передачи в случае закрепления затяжки к головному рычагу посредством кулисного камня" изложены результаты вычислительных экспериментов по определению размеров плеч рычагов и затяжки основного механизма ТРП в случаях соединения штока к поршню кулисным камнем.

Анализ траектории центра шарнира головного рычага со штоком (точка *B*) относительно центра шарнира этого рычага с затяжкой (точка *C*) в конце периода работы тормозной рычажной передачи в случае соединения поршня со штоком сферической парой описывает дугу окружности, что, в свою очередь, приводит к повороту штока, а в случае жёсткого соединения поршня со штоком показывает на движение по дуге окружности. Такое движение точки *B* головного рычага 3 приводит к изгибу штока. Именно по этой причине происходит повышенный износ манжеты и шарнирных соединений.

В связи с этим для устранения имеющихся недостатков основного механизма ТРП возникает необходимость соединения головного рычага и затяжки посредством кулисного камня, предназначенного для предотвращения поворота и изгиба штока.

Для практической реализации такого подхода следует совершенствовать конструкцию основного механизма тормозной рычажной передачи путём соединения головного рычага и затяжки посредством кулисного камня, где затяжка связана с ограничителем хода сферической формы, жёстко связанным с рамой кузова вагона (рис. 6) (Подана заявка на изобретение от 20.06.01 № 2001117391).

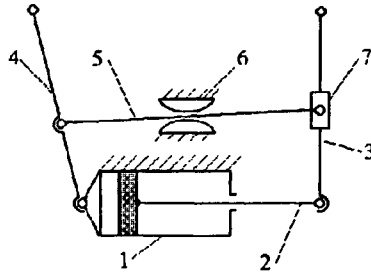


Рис. 6. Схема основного механизма ТРП при соединении затяжки с головным рычагом посредством кулисного камня

На рис. 6 обозначены: 1 – тормозной цилиндр; 2 – шток; 3 – головной рычаг; 4 – тыловой рычаг; 5 – затяжка; 6 – ограничитель хода; 7 – кулисный камень.

В предлагаемой схеме основного механизма затяжка 5 совершает поступательное и вращательное движение, причем отклонение ее геометрического центра будет в пределах ограничителя хода 6, имеющего сферические поверхности и жестко закрепленного к раме кузова вагона. Положение ограничителя хода 6 позволяет перемещаться кулисному камню 7 в небольших пределах, и таким образом сохраняется передаточное число тормозной передачи без существенных изменений. В дальнейшем при необходимости регулировки передаточного числа изменяют положение ограничителя хода 6 в продольной оси относительно корпуса тормозного цилиндра. Данное техническое решение за счет введения в конструкцию этого механизма кулисного камня 7 позволит повысить надежность работы основного механизма ТРП в целом увеличением подвижности кинематических пар звеньев.

Исходя из этого, рассмотрим математические модели движения рычагов ТРП, состоящие из трех фаз: *первая фаза* – движение головного горизонтального рычага 3 и кинематически связанной с ним посредством кулисного камня 5 затяжки 4 до остановки тылового горизонтального рычага 2, *вторая фаза* – движение левой горизонтальной тяги 2 и связанного с ним рычажной передачи, приводящей к дожатию левых тормозных колодок к колесным парам, при неподвижном шарнире *D*, и *третья фаза* – движение тыловой горизонтальной тяги 4 и связанного с ним рычажной передачи, приводящей к дожатию правых тормозных колодок к колесным парам, относительно неподвижного центра шарнира *C*, соединяющего затяжку 4 с головной горизонтальной тягой 3 посредством кулисного камня 5.

Моделирование кинематических характеристик основного механизма тормозной рычажной передачи в *первой* фазе движения. В *первой* фазе движения рычагов ТРП происходит движение головного горизонтального рычага 3 и кинематически связанной с ним посредством кулисного камня 5 затяжки 4 до остановки тылового горизонтального рычага 2 (рис. 7).

Для составления векторной модели механизма рассмотрим структурную схему основного механизма ТРП, показанную на рис. 7, где затяжка 4 соеди-

нена к головной горизонтальной тяге 3 посредством кулисного камня 5.

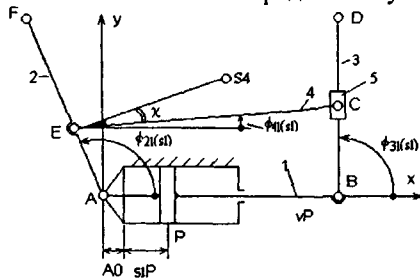


Рис. 7. Структурная модель основного механизма ТРП в первой фазе движения при соединении затяжки с головным рычагом посредством кулисного камня

На рис. 7 обозначены: P – поршень; 1 – шток жёстко соединённый с поршнем; 2 и 3 – тыловая и головная горизонтальные рычаги; 4 – затяжка; S4 – центр масс затяжки 4, 5 – кулисный камень. На ней также обозначены: $s1P$ – перемещение поршня P со штоком 1, являющегося обобщенной координатой механизма, м; $\phi_{21}(s1)$ и $\phi_{31}(s1)$ – функции положения левого и правого горизонтальных рычагов 2 и 3 соответственно, рад.; $\phi_{41}(s1)$ – функция положения затяжки 4, рад.

Моделирование кинематических характеристик в трех фазах движения звеньев основного механизма ТРП выполнены аналогично, приведенных в главе 2.

Ниже приводим результаты расчета кинематических характеристик в первой фазе движения основного механизма ТРП с заданными на чертежах конструктивными размерами звеньев по вышеизложенной методике:

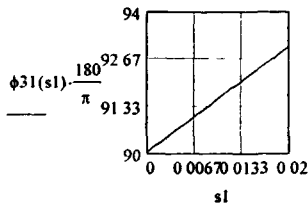


Рис. 8. Функция положения головного горизонтального рычага 3

Анализ графической зависимости $\phi_{31}(s1)$ показывает, что по мере выхода штока угол поворота головного горизонтального рычага 3 увеличивается, что соответствует его реальному движению.

Анализ результатов вычислительных экспериментов по определению проекции на координатные оси функций положения характерных точек P, B, C, D, E, F и S4 (см. рис.9...12) показывает, что по мере выхода штока угол наклона тылового рычага 2 (центров шарниров E и F) уменьшается, а угол наклона горизонтального рычага 3 (центров шарниров C и D) увеличивается, что соответствует его реальному движению. Кроме того, проведены вычис-

лительные эксперименты по обоснованию размеров плеч рычагов ТРП.

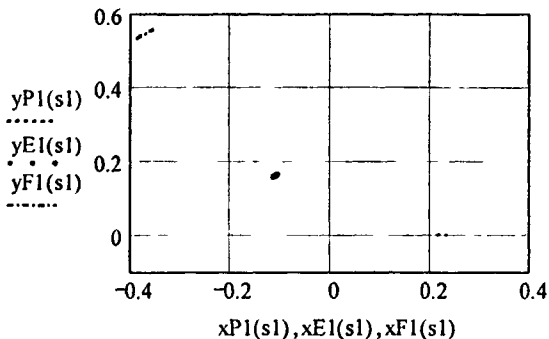


Рис. 9. Проекция функций положения характерных точек P , E и F

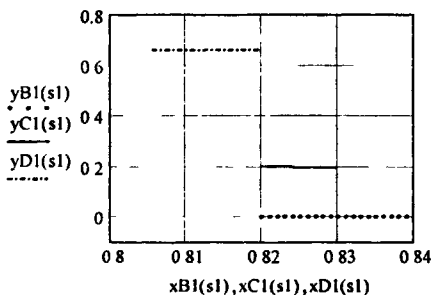


Рис. 10. Проекция функций положения характерных точек B , C и D

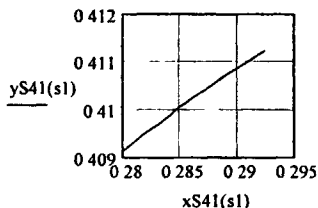


Рис. 11. Проекция функции положения центра масс затяжки $S4$

При этом варьировались размеры плеч головного 3 и тылового 2 рычагов в сторону как увеличения, так и уменьшения при изменении длины затяжки 4. Так, например, при размерах горизонтального и тылового рычагов $AE=0.195$ м, соответствующему чертёжному, и длине затяжки $EC=1.3$ м в результатах отсутствуют комплексные числа, что свидетельствует о рациональности выбранных размеров плеч рычагов ТРП. При взаимном увеличении плеч горизонтального и тылового рычагов до $AE=0.3$ м и при длине затяжки, где $EC=0.935$ м, также в результатах отсутствуют комплексные числа. При ещё большем взаимном увеличении плеч горизонтального и тылового рычагов $AE=0.6$ м и при уменьшенной длине затяжки, равной $EC=0.6$ м, также отсутствуют в результатах комплексные числа. Это означает, что увеличение плеч рычагов основного механизма ТРП не влияет на его работоспо-

способности.

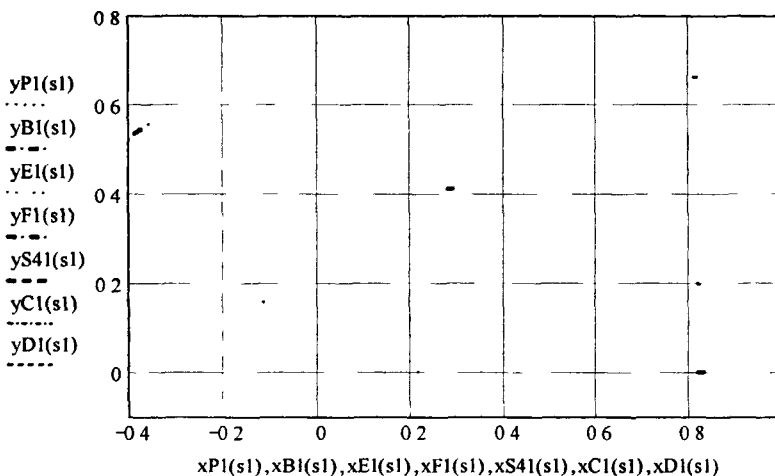


Рис. 12. Положения поршня P и траектории центров шарниров P, B, C, D, E, F и центра масс S4 затяжки 4 при перемещении поршня s_1 от 0 до 0.02 м

При взаимном уменьшении плеч горизонтального и тылового рычагов $AE=0.18$ м и длине затяжки, равной $EC=0.7$ м, также в результатах отсутствуют комплексные числа.

При взаимном уменьшении плеч горизонтального и тылового рычагов $AE=0.18$ м и при длине затяжки, где $EC=1.1$ м также отсутствуют комплексные числа.

Анализ результатов этих исследований показал, что *изменение размеров плеч рычагов и затяжки от чертёжных не влияет* на работоспособность механизма.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Анализ обзора литературных источников, посвящённых работоспособности различных конструктивных исполнений тормозных систем грузовых вагонов, позволил отметить, что неизученными, мало исследованными и во все упущенными из виду исследователями вопросом оказались *построение математической модели и разработка на её основе методики расчёта кинематических характеристик основного механизма ТРП 4-хосных грузовых вагонов по обоснованию размеров плеч рычагов и затяжки* этого механизма.

2. Построенная на основе методов векторной алгебры и припасовывания *математическая модель* основного механизма ТРП 4-хосных грузовых вагонов при различных способах закрепления штока к поршню (*жёсткого и шарнирного*) дала возможность разработать методику расчёта кинематических характеристик звеньев этого механизма с последующим обоснованием размеров плеч рычагов и затяжки.

3. Установленные при определении функций положения точек и звеньев

основного механизма ТРП 4-хосных грузовых вагонов с использованием математической модели случаи представления результатов вычисления функции положения звена в виде *комплексных чисел*, приводившие к невозможности дальнейшего расчета кинематических характеристик механизма аналитическим методом, подтвердили нерациональность и необоснованность заданных значений размеров плеч рычагов.

4. Результаты вычислительных экспериментов позволили разработать рекомендацию о необходимости внесения *корректив в заданные значения конструктивных размеров* звеньев механизма в случае возникновения комплексных чисел при вычислении функции положения звена, следует подбирать их методом последовательного перебора до тех пор, пока результаты расчётов функции положения искомого звена не будут представлены действительными числами.

5. Анализ результатов вычислительных экспериментов по определению функции положения звеньев основного механизма ТРП 4-хосного грузового вагона дал возможность *обосновать размеры плеч рычагов и затяжки* по признакам отсутствия комплексных чисел по ходу вычислений. Так, *например*, для случая, когда шток и поршень образует сферическую пару, при заданных размерах плеч головного и тылового рычагов рациональным размером плеч затяжки является $0.655 < EC < 1.04$ м, при взаимном уменьшении размеров плеч этих рычагов до значения $AE = BC = 0.185$ м длина затяжки должна быть $EC > 0.668$ м, а при взаимном увеличении размеров плеч этих рычагов изменение длины затяжки не оказывает влияние на работу механизма.

6. Анализ траектории центра шарнира головного рычага со штоком относительно центра шарнира этого рычага с затяжкой *в конце периода работы* тормозной рычажной передачи в случае соединения поршня со штоком сферической парой *описывает дугу окружности*, что, в свою очередь, приводит к *повороту* штока, а в случае *жёсткого* соединения поршня со штоком - к *изгибу* штока. Именно по этой причине происходит повышенный износ манжеты и шарнирных соединений.

7. Вычислительные эксперименты, проведенные в универсальной среде математических расчетов MathCAD, *позволили* сделать вывод о необходимости соединения горизонтального головного рычага и затяжки посредством кулисного камня, предназначенного для предотвращения поворота и изгиба штока, а результаты вычислительных экспериментов, проведённых на основе построенной *математической модели* основного механизма для *такого соединения* головного рычага и затяжки, подтвердили, что *изменение размеров плеч рычагов и затяжки от чертёжных не оказывает влияние на работоспособность механизма* (т.е. на передаточное число ТРП).

8. Адекватность построенных математических моделей и результатов вычислительных экспериментов *проверена* разработкой и отладкой программ расчетов кинематических характеристик основного механизма тормозной рычажной передачи четырёхосных грузовых вагонов с использованием аналитических и численных способов.

Таким образом, в диссертационном исследовании содержится новое ре-

шение прикладной задачи по математическому моделированию кинематических характеристик основного механизма тормозной рычажной передачи четырёхосных грузовых вагонов, имеющей существенное значение для развития федерального железнодорожного транспорта и транспортной науки.

Основное содержание диссертационного исследования опубликовано в следующих научных работах:

1. Туранов А.Х., *Желдак К.В.* Моделирование кинематических характеристик тормозных рычажных передач четырехосных грузовых вагонов // Материалы региональной научн.–техн. конф. “Транссиб 1999”. Новосибирск: СГУПС, С. 60-62.

2. Туранов А.Х., *Желдак К.В.* Моделирование движений основного механизма тормозной рычажной передачи четырехосных грузовых вагонов // Материалы Международной научн.–техн. конф. и *Российской научной школы молодых ученых и специалистов*, посвящённой 275-летию РАН, “Системные проблемы качества, математического моделирования и информационных технологий”. Ч.5. Секция “Автоматизация конструкторского и технологического проектирования изделий приборостроения и машиностроения”. Москва- Сочи. 1999. С. 121-123.

3. Туранов А.Х., *Желдак К.В.* Моделирование движений основного механизма тормозной рычажной передачи четырёхосных грузовых вагонов // Труды третьей научн.–техн. конф. “Ресурсосберегающие технологии на железнодорожном транспорте”. М.: МГУПС (МИИТ), 2000. V-10.

4. *Желдак К.В.*, Зверков С.В. Анализ движений рычагов тормозной рычажной передачи четырёхосного грузового вагона / Сборник тезисов докладов Новосибирской межвузовской научн.–практ. конф. «Интеллектуальный потенциал Сибири» Новосибирск: СГУПС, 1999. С. 60 – 61.

5. Туранов(мл) Ш.Х., *Желдак К.В.*, Туранов А.Х. Математическая модель кинематических характеристик основного механизма тормозной рычажной передачи четырёхосных грузовых вагонов / Новые технологии – железнодорожному транспорту: подготовка специалистов, организация перевозочного процесса, эксплуатация технических средств / Сб. научных статей с международным участием в четырех частях. Часть 1 / Омск.: ОмГУПС, 2000. С. 220-223.

6. Туранов(мл) Ш.Х., *Желдак К.В.*, Туранов А.Х. Аналитическое определение функций положения звеньев и их характерных точек основного механизма тормозной рычажной передачи четырёхосных грузовых вагонов / Новые технологии – железнодорожному транспорту: подготовка специалистов, организация перевозочного процесса, эксплуатация технических средств / Сб. научных статей с международным участием в четырех частях. Ч. 1 / Омск.: ОмГУПС, 2000. С. 215-220.

7. *Желдак К.В.* Математическая модель движения основного механизма тормозной рычажной передачи 4-хосных грузовых вагонов / Тез. докл. научн.–техн. конф. Ч.1. “Повышение эффективности и работы железнодорожного транспорта Сибири”. Иркутск: ИрИИТ, 2000. С.90.

8. Туранов(мл.) Ш.Х., *Желдак К.В.*, Туранов А.Х. Обобщённое математическое моделирование движений звеньев кулисных механизмов // Материа-

лы одиннадцатой научн.–практ. конф. по проблемам машиностроения и горных машин. Новокузнецк: СибГИУ, 2001. С. 23-33.

9. Туранов(мл.) Ш.Х., *Желдак К.В.* Моделирование кинематических характеристик основного механизма тормозной рычажной передачи в случае закрепления затяжки к головному рычагу посредством кулисного камня // Тез. докл. четвертой научн.–практ. конф. “Ресурсосберегающие технологии на железнодорожном транспорте”. М.: МИИТ, 2001. IV-33 С.

10. *Желдак К.В.*, Туранов А. Х. Аналитическое описание движений звеньев основного механизма тормозной рычажной передачи четырехосных грузовых вагонов // Сборник молодых ученых СГУПС. 2001. С. 100-115.

11. *Желдак К.В.*, Туранов Ш. Х. Математические модели тормозной рычажной передачи грузового вагона // Труды VIII Всероссийского съезда по теоретической и прикладной механике. Пермь: ИМСС УрОРАН, 2001. С. 257-258. ч

ЖЕЛДАК Константин Валентинович



СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ОСНОВНОГО
МЕХАНИЗМА ТОРМОЗНОЙ РЫЧАЖНОЙ ПЕРЕДАЧИ
ЧЕТЫРЁХОСНОГО ГРУЗОВОГО ВАГОНА

05.22.07 “Подвижной состав железных дорог,
тяга поездов и электрификация”

Подписано к печати 21 февраля а 2002 г.

Формат бумаги 60x84/16

Заказ № 284

Объем 1.5 п.л.

Тираж 80 экз

Типография СГУПС (НИИЖТ), Новосибирск, ул. Д. Ковальчук 191



25. 22

РНБ Русский фонд

2005-4

4704



22 МАР 2002