

Научная статья
УДК 629.369

Методика определения усилий, возникающих в узлах конструкции подвески самоходного модульного транспортного средства

Михаил Александрович Пузров¹, Леонид Александрович Варламов²,
Сергей Львович Тропин³, Александр Николаевич Мисинев⁴

^{1,3}МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

^{2,4}ООО «ОКБ «Спецтяжпроект», Москва, Россия

¹puzrovma@student.bmstu.ru, <https://orcid.org/0000-0002-9986-5535>

²varlamov.leonid@okb-om.ru

³tropin@spectyazh.ru

⁴misinev.alexandr@okb-om.ru

Аннотация. В отечественной и зарубежной литературе отсутствуют методики расчета подвески самоходного модульного транспортного средства (СМТС) с системой сдвоенных рычагов, что может привести к неравнопрочности и неоптимальности разрабатываемой конструкции подвески СМТС. В статье представлена методика определения усилий, возникающих в узлах конструкции подвески СМТС при подъеме и опускании груза.

Целью исследования являлось установление зависимости усилий в исследуемых точках гидравлической подвески с системой сдвоенных рычагов от хода штока гидроцилиндра с помощью кинематического и силового анализа конструкции.

Методология и методы. Исследования проводились с использованием методов математического моделирования, методов теоретической механики.

Результаты и научная новизна. Разработанная методика и полученные зависимости изменения усилий в исследуемых точках от хода штока гидроцилиндра подвески СМТС определяют научную новизну работы.

Практическая значимость работы заключается в том, что представленную в статье информацию можно использовать при проектировании элементов подвески самоходного модульного транспортера и при создании СМТС.

Ключевые слова: самоходное модульное транспортное средство, СМТС, гидравлическая подвеска, кинематический и силовой анализ конструкции.

Для цитирования: Пузров М.А., Варламов Л.А., Тропин С.Л., Мисинев А.Н. Методика определения усилий, возникающих в узлах конструкции подвески самоходного модульного транспортного средства // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2025. № 3(45).

Original article

Method for determining forces arising in suspension components of a self-propelled modular transporter

Mikhail A. Puzrov¹, Leonid A. Varlamov², Sergey L. Tropin³, Alexander N. Misinev⁴

^{1,3}Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

^{2,4}ООО "ОКБ "Спектыазхпроект", Moscow, Russia

¹puzrovma@student.bmstu.ru, <https://orcid.org/0000-0002-9986-5535>

²varlamov.leonid@okb-om.ru

³tropin@spectyazh.ru

⁴misinev.alexandr@okb-om.ru

Abstract. Introduction (problem statement and relevance). In domestic and foreign literature there are no calculation methods for the suspension of a self-propelled modular transporters (SPMT) with a double lever system, which can lead to unequal strength and non-optimality of the developed design of the SPMT suspension. The article presents a method for determining the forces that arise in the nodes of the SPMT suspension when lifting and lowering a load.

The purpose of the studies was to establish the dependence of forces at the points of a hydraulic suspension with a double lever system on the stroke of the hydraulic cylinder rod using kinematic and force analysis of the suspension design.

Methodology and research methods. The studies were conducted using methods of mathematical modeling and methods of theoretical mechanics.

Scientific novelty and results. The developed methodology and obtained dependencies of the change in forces at the studied points on the stroke of the hydraulic cylinder rod of the SPMT suspension determine the scientific novelty of the studies.

Practical significance of the studies is that the information presented in the article can be used in the design of suspension elements of a self-propelled modular transporter and in the creation of a self-propelled modular transporter.

Keywords: self-propelled modular transporter, SPMT, hydraulic suspension, kinematic and force analysis of suspension design.

For citation: Puzrov M.A., Varlamov L.A., Tropin S.L., Misinev A.N. Method for determining forces arising in suspension components of a self-propelled modular transporter. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura*. 2025. № 3 (45).

Введение

Самоходное модульное транспортное средство представляет собой унифицированную платформу, имеющую несколько осевых линий, обычно от четырех до шести, и силовой агрегат, навешиваемый на торец платформы. Унифицированная конструкция платформы и силовые агрегаты позволяют образовать множество конфигураций СМТС для транспортировки грузов массой в десятки тысяч тонн [1-6].

Каждая осевая линия на платформе имеет две приводные или две тормозные оси (рис. 1). Возможна комбинация из тормозной и приводной оси на одной осевой линии. Тормозная и приводная оси имеют унифицированную гидравлическую подвеску, с помощью которой передаются усилия от колеса на платформу.

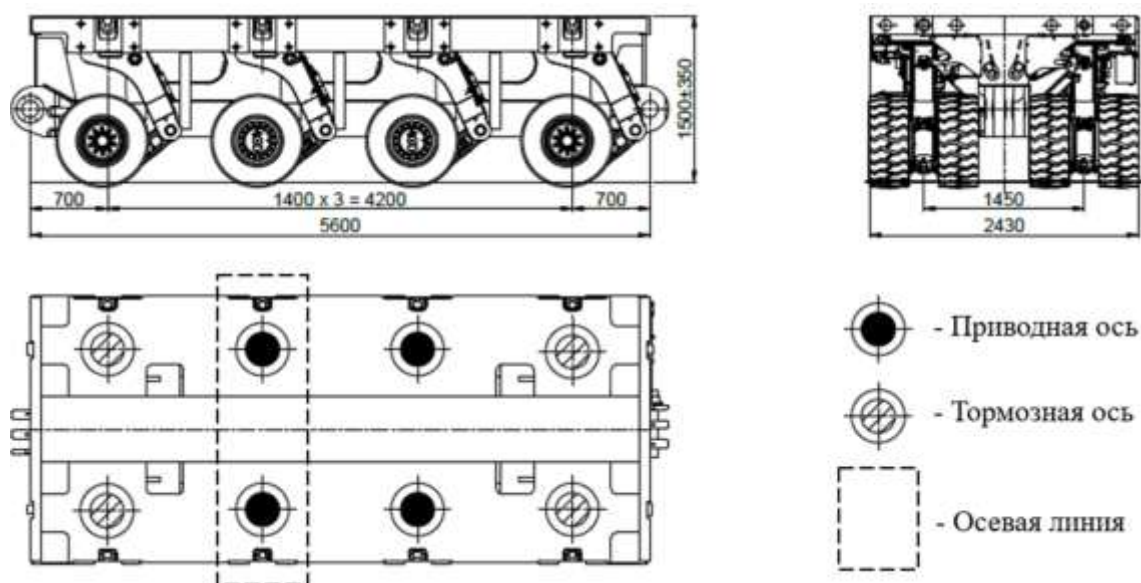


Рис. 1. Схема СМТС Cometto MSPE 4/4-2.43-48t [7]

В настоящее время в мире нашли применение в основном два типа гидравлических подвесок: с одним нижним рычагом (рис. 2а) и с системой сдвоенных рычагов, рис. 2б.

На подвеске с одним нижним рычагом движущая или тормозная сила прилагается к нижнему рычагу, а на подвеске с системой сдвоенных рычагов – и к верхнему рычагу, тем самым уменьшая момент и возникающие усилия в подвеске. Это позволило существенно увеличить грузоподъемность осей с системой сдвоенных рычагов.

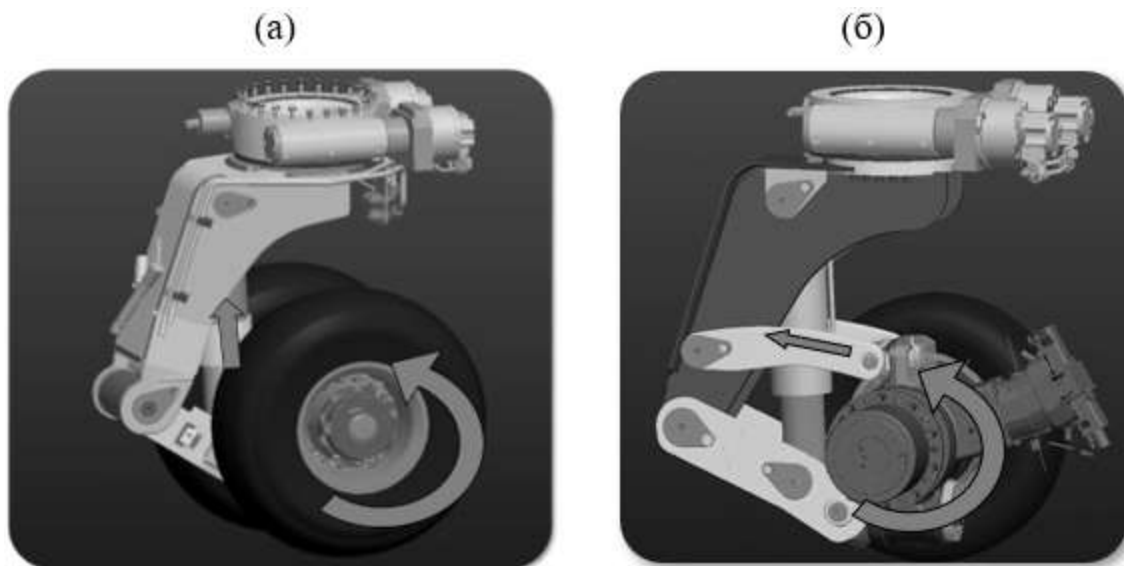


Рис. 2. Конструктивное исполнение подвески СМТС [8]

Исследований элементов конструкции СМТС сравнительно мало [8-13]. Подвеска с системой сдвоенных рычагов является более сложной и менее исследованной конструкцией по сравнению с подвеской с одним нижним рычагом. Элементы конструкции подвески с системой сдвоенных рычагов и приводной осью показаны на рис. 3.

В отечественной и зарубежной литературе отсутствуют методики расчета подвески СМТС с системой сдвоенных рычагов и результаты исследования нагруженности элементов данного типа подвески. Поэтому при проектировании и разработке элементов конструкции СМТС отсутствие вышеуказанной информации может привести к неравнопрочности и неоптимальности разрабатываемой конструкции подвески и, как следствие, к снижению уровня ее безотказности, увеличению ее металлоемкости. Таким

образом, исследование и разработка методик расчета данного типа подвески СМТС является актуальной задачей.

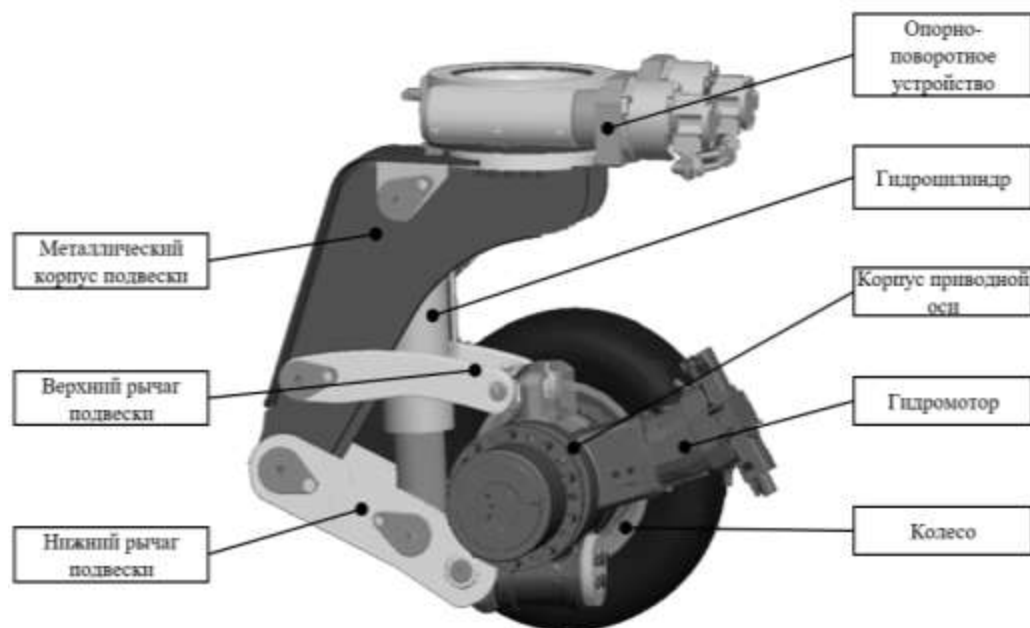


Рис. 3. Элементы конструкции подвески СМТС с системой сдвоенных рычагов и приводной осью [8]

Кинематический анализ подвески СМТС при подъеме и опускании груза. Для исследования кинематики и определения усилий, возникающих в узлах конструкции подвески СМТС, составлена расчетная схема (рис. 4), в которой центры отверстий в деталях конструкции подвески и гидроцилиндра обозначены точками А, В, С, D, Е, F. Длина отрезка АС соответствует расстоянию между центрами отверстий проушин гидроцилиндра подвески при выдвижении или втягивании его штока. Верхний (ЕF) и нижний (BD) рычаги подвески – качающиеся. Между цилиндрическими шарнирами А и С устанавливается гидроцилиндр подъема, изменяющий высоту расположения грузовой платформы относительно опорной поверхности. Начало координат – точка «О» выбрана на оси вращения подвески в плоскости крепления подвески к опорно-поворотному устройству, геометрически точка «О» расположена на пересечении вертикальной оси вращения узла подвески с горизонтальной плоскостью ее фланца.

Положение точек О, А, В, Е в плоскости узла подвески неизменно при выдвигании или втягивании штока гидроцилиндра, поэтому может быть задано фиксированными координатами X и Y.

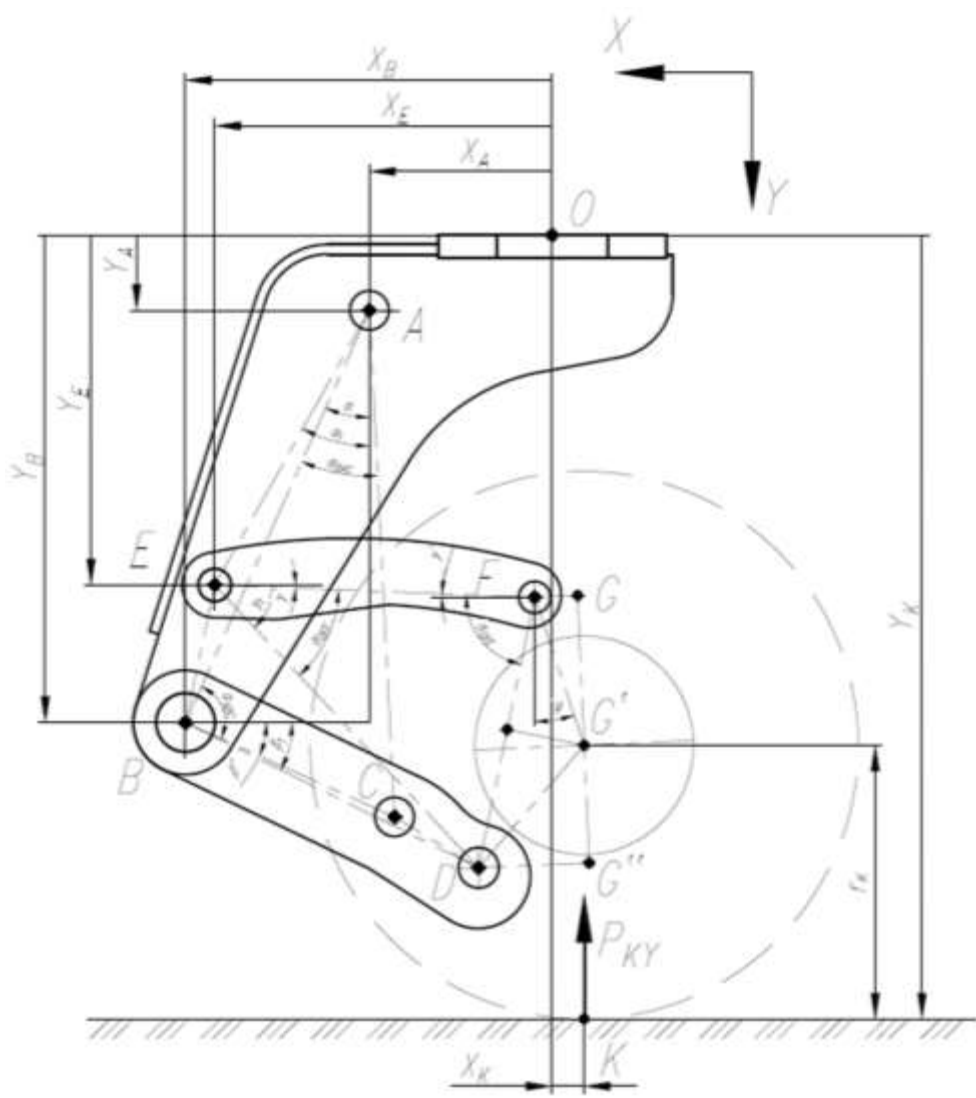


Рис. 4. Расчетная кинематическая схема подвески СМТС

Расстояние между точками конструкции, положение которых в пространстве неизменно (АЕ и ВЕ), может быть найдено следующим образом:

$$AE = \sqrt{(X_E - X_A)^2 + (Y_E - Y_A)^2} \quad (1)$$

$$BE = \sqrt{(X_B - X_E)^2 + (Y_B - Y_E)^2} \quad (2)$$

Угол наклона отрезка АВ к вертикали постоянен и равен:

$$\alpha = \arctg \frac{(X_B - X_A)}{(Y_B - Y_A)} \quad (3)$$

При выдвигании или втягивании штока гидроцилиндра, длина отрезка АС изменяется, в результате чего осуществляется поворот нижнего рычага подвески ВD относительно точки В. При изменении положения точки D, изменяется и положение отрезка DF, в результате чего верхний рычаг подвески EF поворачивается относительно точки Е.

Зная основные геометрические параметры подвески (расстояния DG'' , FG , $G'G''$, GG'), можно найти следующие расстояния:

$$DF = \sqrt{(DG'' - FG)^2 + (GG'')^2} \quad (4)$$

$$FG' = \sqrt{FG^2 + (GG')^2} \quad (5)$$

$$DG' = \sqrt{(DG'')^2 + (G'G'')^2} \quad (6)$$

Угол между отрезками DF и FG' определяется по теореме косинусов:

$$\alpha_{DFG'} = \arccos \left(\frac{DF^2 + (FG')^2 - (DG')^2}{2 \times FG' \times DF} \right) \quad (7)$$

На рисунке 5 представлена конструктивная схема нижнего рычага с уже известными расстояниями BC и BD и углом между ними (α_{CBD}).

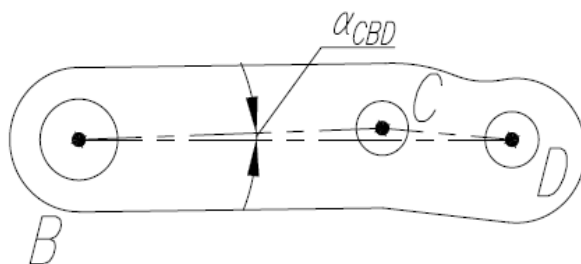


Рис. 5. Конструктивная схема нижнего рычага подвески СМТС

Тогда по теореме косинусов можно определить расстояние CD:

$$CD = \sqrt{BC^2 + BD^2 - 2 \times BC \times BD \times \cos \alpha_{CBD}} \quad (8)$$

Зная наружный диаметр шины ($d_{ш}$) и длину пятна контакта (L_k), можно геометрически найти радиус качения колеса при деформации шины под нагрузкой:

$$r_k = \sqrt{(0.5 \times d_{ш})^2 - (0.5 \times L_k)^2} \quad (9)$$

Расстояние между проушинами гидроцилиндра в зависимости от хода штока гидроцилиндра (h) можно определить по следующей формуле

$$AC(h) = h_{гц_min} + h \quad (10)$$

где $h_{гц_min}$ – расстояние между проушинами гидроцилиндра в сложенном состоянии.

Далее рассмотрим геометрические параметры, задающие положение элементов конструкции в плоскости XOY в зависимости от хода штока гидроцилиндра подвески. Углы между отрезками для удобства обозначаются следующим образом: " α_{BAC} " – угол между отрезками "AB" и "AC" [14].

Угол α_{BAC} в зависимости от хода штока гидроцилиндра определяется по теореме косинусов:

$$\alpha_{BAC}(h) = \arccos\left(\frac{AB^2 + AC(h)^2 - BC^2}{2 \times AB \times AC(h)}\right) \quad (11)$$

Аналогично определяем угол между отрезками AB и BC в зависимости от хода штока гидроцилиндра:

$$\alpha_{ABC}(h) = \arccos\left(\frac{AB^2 + BC^2 - AC(h)^2}{2 \times AB \times BC}\right) \quad (12)$$

Найдем из прямоугольного треугольника угол наклона отрезка ВС к горизонтали в зависимости от хода штока гидроцилиндра:

$$\beta'(h) = \alpha_{ABC}(h) - 90^\circ + \alpha \quad (13)$$

Тогда угол наклона отрезка BD к горизонтали в зависимости от хода штока гидроцилиндра:

$$\beta_1(h) = \beta'(h) + \alpha_{CBD} \quad (14)$$

Длина отрезка ED в зависимости от хода штока гидроцилиндра определяется выражением:

$$ED(h) = \sqrt{(BD \times \cos(\beta_1(h)) - (X_B - X_E))^2 + (BD \times \sin(\beta_1(h)) + Y_B - Y_E)^2} \quad (15)$$

Координаты точки D в зависимости от хода штока гидроцилиндра определяются следующим образом:

$$X_D(h) = X_B - BD \times \cos(\beta_1(h)) \quad (16)$$

$$Y_D(h) = Y_B + BD \times \sin(\beta_1(h)) \quad (17)$$

Для определения координат точки F в зависимости от хода штока гидроцилиндра, предварительно вычисляются вспомогательные геометрические параметры.

Угол наклона отрезка ED к горизонтали в зависимости от хода штока гидроцилиндра:

$$\gamma_1(h) = \operatorname{atan}\left(\frac{Y_D(h) - Y_E}{X_E - X_D(h)}\right) \quad (18)$$

Угол между отрезками ED и EF в зависимости от хода штока гидроцилиндра определяется по теореме косинусов:

$$\alpha_{DEF}(h) = \arccos\left(\frac{EF^2 + ED(h)^2 - DF^2}{2 \times EF \times ED(h)}\right) \quad (19)$$

Угол наклона отрезка EF к горизонтали в зависимости от хода штока гидроцилиндра:

$$\gamma'(h) = \gamma_1(h) - \alpha_{DEF}(h) \quad (20)$$

Тогда координаты точки F в зависимости от хода штока гидроцилиндра определяются следующим образом:

$$X_F(h) = X_E - EF \times \cos(\gamma'(h)) \quad (21)$$

$$Y_F(h) = Y_E + EF \times \sin(\gamma'(h)) \quad (22)$$

Для определения координат точки G' в зависимости от хода штока гидроцилиндра, предварительно вычисляются вспомогательные геометрические параметры.

Угол между отрезками DF и FE в зависимости от хода штока гидроцилиндра:

$$\alpha_{DFE}(h) = \arccos\left(\frac{EF^2 + DF^2 - ED(h)^2}{2 \times EF \times DF}\right) \quad (23)$$

Угол наклона отрезка FG' к вертикали в зависимости от хода штока гидроцилиндра:

$$\varphi(h) = \alpha_{DFG'} - \gamma'(h) + \alpha_{DFE}(h) - 90^\circ \quad (24)$$

Тогда координаты точки G' в зависимости от хода штока гидроцилиндра определяются следующим образом:

$$X_{G'}(h) = X_F(h) - FG' \times \sin(\varphi(h)) \quad (25)$$

$$Y_{G'}(h) = Y_F(h) + FG' \times \cos(\varphi(h)) \quad (26)$$

Полный вертикальный ход подвески при изменении хода штока гидроцилиндра от минимального ($h_{\min}$) до максимального ($h_{\max}$) значения можно определить с помощью следующего выражения:

$$H_{\text{верт}}(h) = Y_{G'}(h_{\max}) - Y_{G'}(h_{\min}) \quad (27)$$

Зная высоту рамы с опорно-поворотным устройством (Y_R) и радиус качения колеса (r_k), высоту платформы $Y_P(h)$ можно определить следующим образом:

$$Y_P(h) = Y_{G'}(h) + Y_R + r_k \quad (28)$$

Силовой анализ подвески СМТС при подъеме и опускании груза. На основе результатов кинематического анализа могут быть найдены плечи действия сил и реакций, что, в свою очередь, позволяет определить усилия в элементах конструкции подвески СМТС.

После приведения нагрузок на колеса к центру колеса ($P_{KY} = P_{G'Y}$), расчетная схема принимает вид, представленный на рис. 6. В дальнейшем расчеты усилий проводятся для системы сдвоенных рычагов, а не для каждого рычага в отдельности.

Из уравнения моментов относительно точки D может быть получена зависимость усилия в системе сдвоенных верхних рычагов подвески (см. F_{EF} на рис. 6) от хода штока гидроцилиндра подвески:

$$F_{EF}(h) = \frac{P_{G'Y} \times (X_D(h) - X_{G'}(h))}{DF \times \sin(\alpha_{DFE}(h))} \quad (29)$$

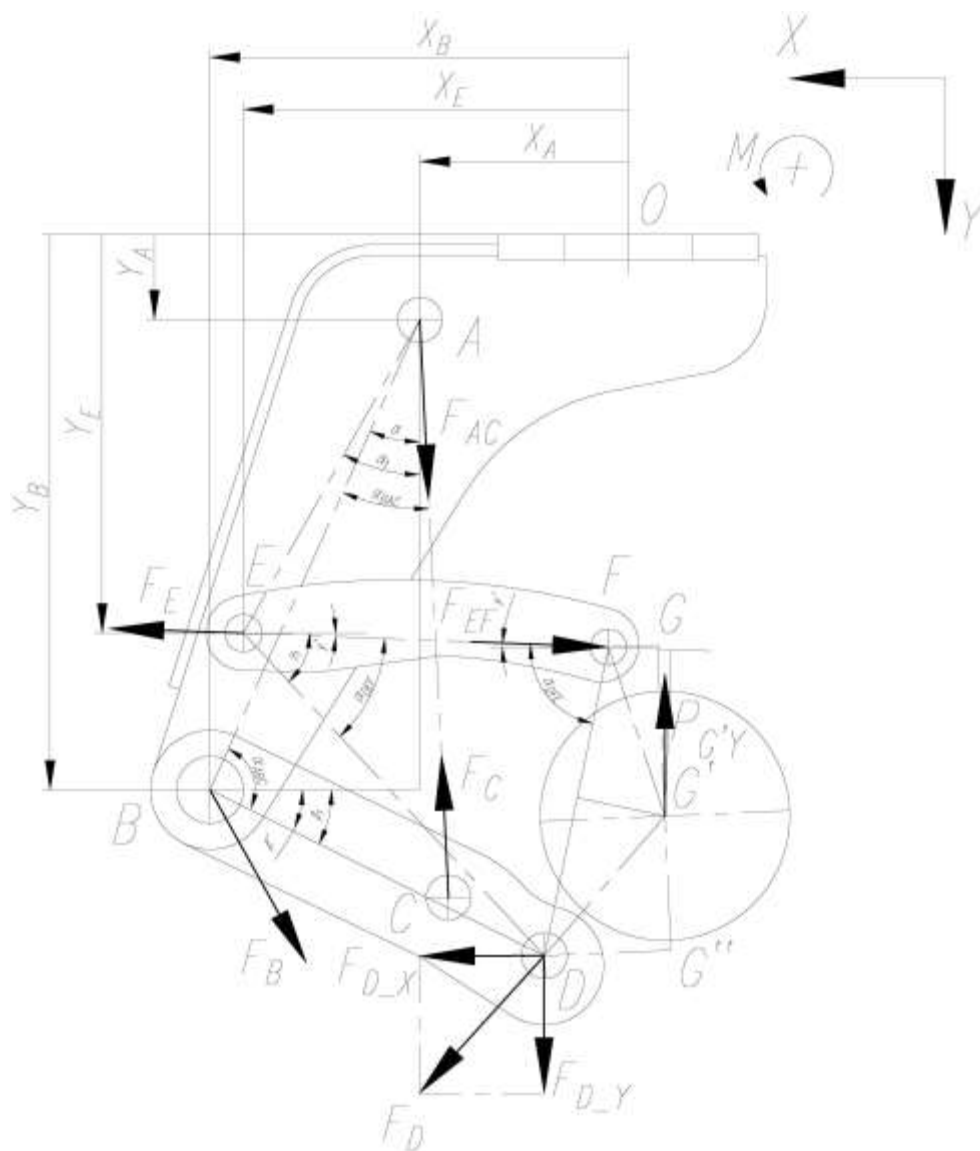


Рис. 6. Расчетная схема для силового анализа конструкции

Определим проекции усилия F_{EF} на оси X и Y :

$$F_{EF_X}(h) = F_{EF}(h) \times \cos(\gamma'(h)) \quad (30)$$

$$F_{EF_Y}(h) = F_{EF}(h) \times \sin(\gamma'(h)) \quad (31)$$

Усилие в точки D определяется из условия равенства нулю суммы проекций сил на оси X и Y :

$$F_{D_X}(h) = F_{EF_X}(h) \quad (32)$$

$$F_{D_Y}(h) = P_{G'Y} - F_{EF_Y}(h) \quad (33)$$

$$F_D(h) = \sqrt{F_{D_X}(h)^2 + F_{D_Y}(h)^2} \quad (34)$$

Усилие в гидроцилиндре (стержне AC) определяется из уравнения моментов относительно точки B:

$$F_{AC}(h) = \frac{F_{D_Y}(h) \times (X_B - X_D(h)) + F_{D_X}(h) \times (Y_D(h) - Y_B)}{AB \times \sin(\alpha_{BAC}(h))} \quad (35)$$

Проекция усилия в гидроцилиндре (стержне AC) на оси X и Y соответственно:

$$F_{AC_X}(h) = F_{AC}(h) \times \sin(\alpha_{BAC}(h) - \alpha) \quad (36)$$

$$F_{AC_Y}(h) = F_{AC}(h) \times \cos(\alpha_{BAC}(h) - \alpha) \quad (37)$$

Усилие в точке B определяется из условия равенства нулю суммы проекций сил на оси X и Y:

$$F_{B_X}(h) = -(F_{AC_X}(h) + F_{D_X}(h)) \quad (38)$$

$$F_{B_Y}(h) = F_{AC_Y}(h) - F_{D_Y}(h) \quad (39)$$

$$F_B(h) = \sqrt{F_{B_X}(h)^2 + F_{B_Y}(h)^2} \quad (40)$$

Так как усилие в гидроцилиндре (стержне AC) уже определено по формуле (35), то считаем усилия в точках A и C определенными и равными по модулю усилию в стержне AC:

$$F_A(h) = |F_{AC}(h)| \quad (41)$$

$$F_C(h) = |F_A(h)| \quad (42)$$

Аналогичным образом определены усилия в точках E и F, исходя из рассчитанного по формуле (29) усилия в стержне EF:

$$F_E(h) = |F_{EF}(h)| \quad (43)$$

$$F_F(h) = |F_E(h)| \quad (44)$$

Результаты. На рисунке 7 показаны графики изменения усилий в точках A–E в зависимости от хода штока гидроцилиндра подвески СМТС. Сплошными линиями показаны результаты расчета усилий по изложенной в данной статье методике. Также для сравнения на графиках штриховыми линиями показаны результаты расчета усилий в точках A–E подвески СМТС

методом конечных элементов (МКЭ) в программном обеспечении (ПО) «Ansys» [12].

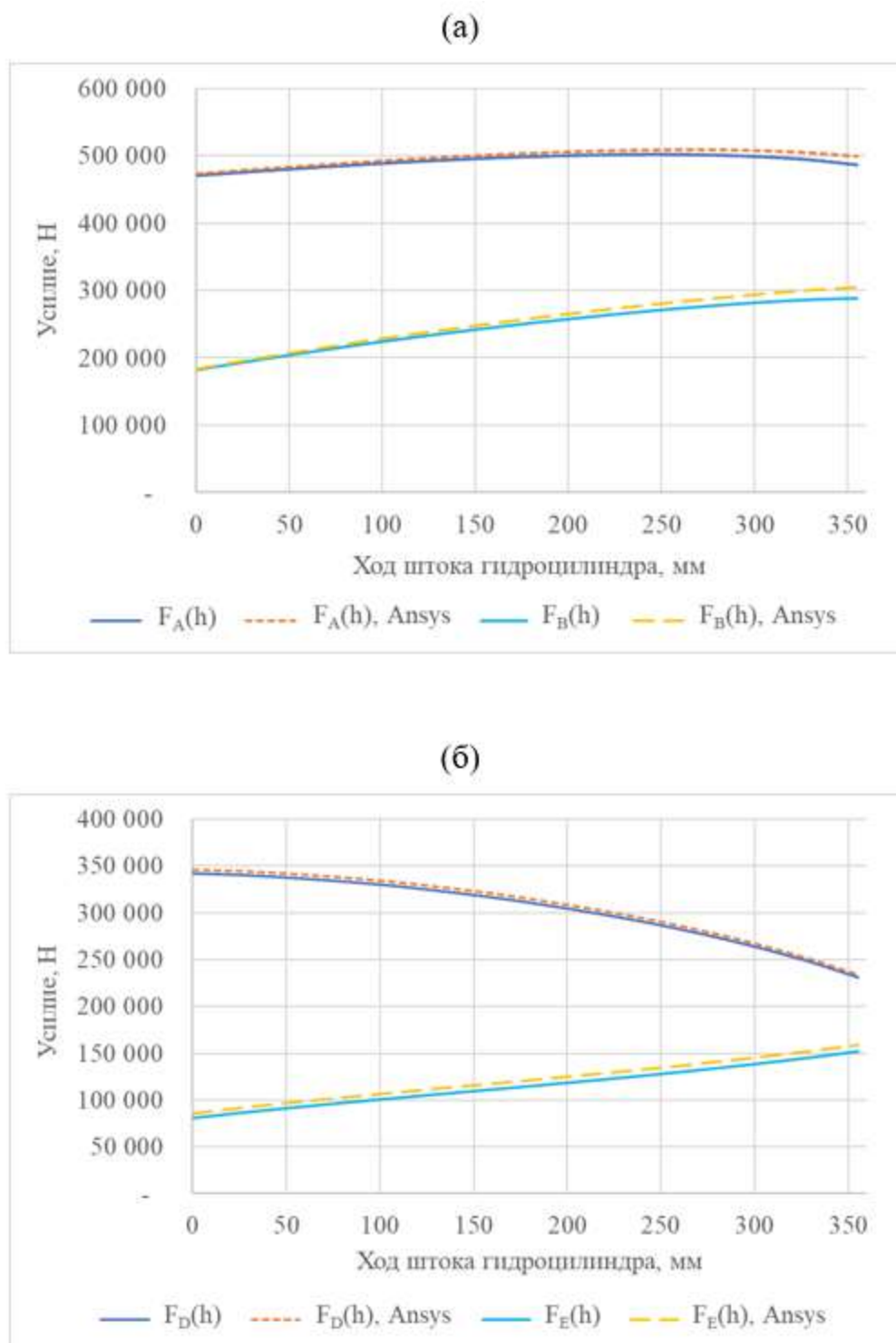


Рис. 7. Графики изменения усилий в точках А–Е подвески СМТС

Исследуемая в ПО «Ansys» геометрическая модель подвески СМТС была создана по аналогии с конструкцией подвески СМТС «Cometto MSPE EVO2 60T», в т.ч. с упрощением второстепенных для выполняемого расчета элементов для снижения вычислительной нагрузки: убраны фаски, скругления, внутренние узлы и детали корпуса приводной оси, а также ступичные узлы и отверстия под их закрепление на фланцах корпуса приводной оси. В ПО «Ansys» использовалось автоматическое построение сетки из параллелепипедов и трёхгранных призм; конечно-элементная модель подвески СМТС содержала 215733 узла и 128156 элементов. Нагрузка в 30 тонн или 294200 Н была приложена к фланцам корпуса приводной оси; корпус подвески был жестко закреплен к ОПУ и раме СМТС [12]. В геометрической модели подвески СМТС были заданы шарнирные соединения, а затем для вычисления усилий в шарнирах были добавлены объекты «Joint Probe» с типом результата «Total Force».

На рисунке 7 видно, что усилия в точках А–Е подвески СМТС, рассчитанные по изложенной в данной статье методике, и усилия, определенные в ПО «Ansys», практически идентичны. Максимальное отклонение от результатов расчета в ПО «Ansys» не превышает 5.5%, что говорит об адекватности предложенной методики расчета усилий в точках А–Е подвески СМТС.

Выводы. С целью установления зависимости усилий в точках А–Е подвески СМТС от хода штока гидроцилиндра и разработки расчетной методики был проведен кинематический и силовой анализ подвески СМТС при подъеме и опускании груза.

Результаты расчета усилий в точках А–Е подвески СМТС по изложенной в данной статье методике подтверждаются результатами расчета усилий в аналогичных точках подвески СМТС в ПО «Ansys» методом конечных элементов, что говорит об адекватности предложенной методики расчета.

Разработанная методика определения усилий, возникающих в узлах конструкции подвески СМТС может применяться при проектировании элементов подвески самоходного модульного транспортера и при создании отечественных аналогов СМТС.

Кроме того, кинематический анализ и полученные зависимости позволяют проводить исследования и расчеты по оптимизации геометрических и габаритных размеров подвески, геометрической проходимости и размерам платформы СМТС.

Список источников

1. Белоусов, Б. Н. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности / Б. Н. Белоусов, С. Д. Попов. – Москва : Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет), 2006. – 728 с. – ISBN 5-7038-2713-2. – EDN ZCLDRB.
2. Аксенов, П. В. Многоосные автомобили / П. В. Аксенов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 1989. – 278 с.
3. Малютин, Л. Системы подвесок транспортных средств для перевозок тяжеловесных крупногабаритных грузов/ Л. Малютин // Основные средства. – 2018. – № 9. – С. 30.
4. Диамидов, А.С. Развитие перевозок негабаритных грузов большой массы / А.С. Диамидов // Итоги науки и техники. – 2014. – С. 164.
5. Троицкая, Н. А. Инновационный подход к проектированию системы транспортировки крупногабаритных тяжеловесных грузов : Учебник / Н. А. Троицкая. – Москва : Общество с ограниченной ответственностью "Издательство "КноРус", 2022. – 234 с. – (Бакалавриат и магистратура). – ISBN 978-5-406-09189-0. – EDN PKRQWD.
6. Малютин, Л. Перевозки негабаритных тяжеловесных грузов: требования «домашнего» рынка / Л. Малютин // Основные средства. – 2017. – №5. – С. 7.
7. Галерея продукции компании «Cometto» [Электронный ресурс]: официальный сайт компании «SpecialTrailers24». – URL: <https://www.specialtrailers24.com/> (дата обращения: 01.04.2025).
8. Варламов, Л. А. Анализ существующих схем подвесок самоходных модульных транспортных средств с электронным управлением поворотом осей (серии «MSPE») компании «Cometto» / Л. А. Варламов, М. А. Пузров // Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация. – 2023. – № 1. – С. 53-64. – EDN YIODAE.
9. Durability Analysis on Hydraulic Suspension System of Modular Assembled Trailer / T. D. Vu, D. W. Dong, B. Yan, C. R. Hua, Q. Y. Tu // Applied Mechanics and Materials. – 2011. – Vol. 105-107. – P. 227-232.

10. Compliance of Self-adaption Suspension Group Systems in Selfpropelled Transporters / J.Y. Zhao, S.P. Kang, F. Cheng, L.Z. Fan / Chin. Mech. Eng. – 2016. – Vol. 27. – P. 3103-3110. – DOI 10.3969/j.issn.1004-132X.2016.22.021.
11. Gui, Z. An Analysis on the Effects of Road Roughness on Multi-Axle Vehicle with Hydraulic Suspension / Z. Gui, F. Han, H.S. Zhang // Automob. Eng. – 2010. – Vol. 32. – P. 155-158.
12. Пузров, М. А. Оценка нагруженности подвески самоходного модульного транспортного средства методом конечных элементов / М. А. Пузров, А. В. Мидаков // Инновационное развитие техники и технологий наземного транспорта : Сборник статей V Всероссийской научно-практической конференции, Екатеринбург, 15 декабря 2023 года. – Екатеринбург: Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, 2024. – С. 118-122. – EDN KXHMXX.
13. Liu, X. An Observer-Based Active Fault Tolerant Controller for Vehicle Suspension System / X. Liu, H. Pang, Y. Shang // Applied Sciences. – 2018. – Vol. 8. – P. 2568. – DOI 10.3390/app8122568.
14. Курс теоретической механики : учебник для вузов / В. И. Дронг, В. В. Дубинин, М. М. Ильин [и др.]. – 5-е издание. – Москва : Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет), 2017. – 580 с. – (Terra mechanica). – ISBN 978-5-7038-4568-4. – EDN EZBURP.

References

1. Belousov B.N., Popov S.D. *Kolesnye transportnye sredstva osobo bol'shoj gruzopod'emnosti* (Wheeled vehicles of particularly high load capacity), Moscow, MGTU im. N.E. Bauman, 2006, 728 p.
2. Aksenov P.V. *Mnogoosnye avtomobili* (Multi-axle vehicles), Moscow, Mashinostroenie, 1989, 278 p.
3. Maljutin L. *Osnovnye sredstva*, 2018, no. 9, p. 30/
4. Diamidov A.S. *Itogi nauki i tehniki*, 2014, p. 164
5. Troickaja N. A. *Innovatsionnyy podkhod k proyektirovaniyu sistemy transportirovki krupnogabaritnykh tyazhelovesnykh gruzov* (Innovative approach to designing a system for transporting large-sized heavy loads), Moscow, Obshchestvo s ogranichennoy otvetstvennost'yu "Izdatel'stvo "KnoRus", 2022, 234 p.
6. Maljutin L. *Osnovnye sredstva*, 2017, no. 5, p. 7.
7. Galereya produktsii kompanii «Cometto», available at: <https://www.specialtrailers24.com/> (01.04.2025).
8. Varlamov L.A., Puzrov M.A. *Mashiny i ustanovki: proektirovanie, razrabotka i ekspluatatsiya*, 2023, no. 1, pp. 53-64.
9. Vu T.D., Dong D.W., Yan B., Hua C.R., Tu Q.Y. *Applied Mechanics and Materials*, 2011, vol. 105-107, pp. 227-232.

10. Zhao J.Y., Kang S.P., Cheng F., Fan L.Z. *Chin. Mech. Eng.*, 2016, vol. 27, pp. 3103–3110.
11. Gui Z., Han F., Zhang H.S. *Automob. Eng.*, 2010, vol. 32, pp. 155–158.
12. Puzrov M.A., Midakov A.V. *Innovatsionnoye razvitiye tekhniki i tekhnologiy nazemnogo transporta*, Sbornik statey, Yekaterinburg: Ural'skiy federal'nyy universitet im. pervogo Prezidenta Rossii B.N. Yel'tsina, 2024, pp. 118-122.
13. Liu X., Pang H., Shang Y. *Applied Sciences*, 2018, vol. 8, p. 2568, DOI 10.3390/app8122568.
14. Drong V.I., Dubinin V.V., Ilin M.M., Kolesnikov K.S., Kosmodemyansky V.A., Nazarenko B.P., Pankratov A.A., Rusanov P.G., Saratov Y.S., Stepanchuk Y.M., Tusheva G.M., Shkapov P.M. *Kurs teoreticheskoy mekhaniki (Course of theoretical mechanics)*, Moscow, Moskovskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiy universitet imeni N.E. Baumana (natsional'nyy issledovatel'skiy universitet), 2017, 580 p.

Рецензент: А.Г. Савельев, д-р техн. наук, генеральный директор, ООО «Русский Сертификационный Центр»

Информация об авторах

Пузров Михаил Александрович, аспирант, МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Варламов Леонид Александрович, главный конструктор, ООО «ОКБ «Спецтяжпроект».

Тропин Сергей Львович, канд. техн. наук, заведующий каф.

«Подъемно-транспортные системы», МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Мисинев Александр Николаевич, канд. техн. наук, технический директор,
ООО «ОКБ «Спецтяжпроект».

Information about the authors

Puzrov Mikhail A., postgraduate, BMSTU.

Varlamov Leonid A., Chief Designer, ООО “OKB “Spectyazhproekt”.

Tropin Sergey L., Candidate of Sciences (Technical), Head of the department
"Lifting and transport systems", BMSTU.

Misinev Alexander N., Candidate of Sciences (Technical), Technical Director,
ООО “OKB “Spectyazhproekt”.

Статья поступила в редакцию 07.07.2025; одобрена после рецензирования 01.09.2025; принята к публикации 22.09.2025.

The article was submitted 07.07.2025; approved after reviewing 01.09.2025; accepted for publication 22.09.2025.