

# МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ КИНЕМАТИКИ СИСТЕМ ПОДРЕССОРИВАНИЯ БЫСТРОХОДНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

к.т.н. Ципилев А.А., д.т.н. Сарач Е.Б.  
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия  
alexts@bmstu.ru

*Требования, предъявляемые к системам подрессоривания современных быстроходных гусеничных машин, накладывают множество ограничений, вынуждая конструктора зачастую прибегать к нетрадиционным конструктивно-компоновочным решениям. Тенденция повышения энерговооруженности современных и перспективных гусеничных машин, в свою очередь, приводит к росту тепловой нагруженности демпферов, следствием чего становится необходимость использования принудительной системы охлаждения, что вкупе с требованиями к компактности узлов ходовой части еще в большей степени сокращает доступное пространство для размещения компонентов системы подрессоривания. Это обуславливает необходимость нахождения таких конструктивных параметров кинематики системы подрессоривания, которые позволили бы обеспечить исполнение всех предъявляемых требований с учетом имеющихся габаритных ограничений. Метод выбора таких конструктивных параметров представлен в настоящей статье. Данный метод позволяет, используя геометрические размеры, определяющие взаимное положение на машине узлов ходовой части, найти рациональное расположение в пространстве корпуса быстроходной гусеничной машины элементов системы подрессоривания. Это дает возможность параметризовать кинематику узла подвески для типовых конструктивных схем закрепления пневмогидравлических рессор (ПГР) на корпусе машины, то есть дает возможность аналитического определения рационального расположения ПГР для обеспечения наиболее благоприятного силового и кинематического передаточного отношения на этапе проектирования. Приведенные в статье зависимости позволяют оценить возможность реализации той или иной кинематики, а также дают представление о условиях, определяющих наиболее рациональное кинематическое и силовое передаточное отношение для обеспечения минимальных размеров ПГР и благоприятного вида характеристики упругого элемента.*

**Ключевые слова:** быстроходные гусеничные машины, гусеничные машины, подвеска, система подрессоривания, кинематика, пневмогидравлическая рессора.

## Введение

При проектировании пневмогидравлических систем подрессоривания быстроходных гусеничных машин (БГМ) важным аспектом является знание кинематики узла подвески. Возможно, более точный учет усилий, скоростей и перемещений штока и опорного катка позволяет определить рациональные характеристики системы подрессоривания (СП), а также минимизировать размеры узла подвески, что особенно важно при проектировании современных машин с высокими показателями тяговооруженности [1–4].

Соотношение между усилиями, а также между скоростями опорного катка и штока называется силовым передаточным отношением,

а соотношение между перемещениями – кинематическим [5]. Нахождение аналитического отображения передаточного отношения и является задачей исследования кинематической схемы подвески БГМ, конечная цель которого выбор рациональных параметров СП.

Многообразие кинематических схем современных систем подрессоривания можно разделить на две категории по типу закрепления корпуса пневмогидравлической рессоры (ПГР): с подвижным и неподвижным корпусом [6]. В зависимости от этого различаются будут и конструктивно-компоновочные схемы. Их также можно разделить на две категории: ПГР с кинематикой прямого хода и с кинематикой обратного хода. При этом под кинемати-

кой прямого хода подразумевается такое взаимное положение ПГР и опорного катка, что движение катка вверх (прямой ход катка) соответствует движению штока внутрь гидроцилиндра (прямой ход штока). Соответственно, при кинематике обратного хода прямому ходу катка соответствует обратный ход штока, то есть его выдвижение из гидроцилиндра.

Рациональность конструктивного исполнения накладывает некоторые ограничения на фактическую реализацию кинематической схемы. В связи с этим кинематика ПГР обратного хода с неподвижным корпусом не применяется из-за возникающих конструктивных и технологических сложностей, а также нерационального использования свободного пространства ходовой части. Таким образом, к настоящему времени существуют три варианта кинематических схем подвесок гусеничных машин: прямого и обратного хода с подвижным корпусом, а также прямого хода с неподвижным корпусом.

Кинематика подвески БМД-1 (рис. 1) и последующих модификаций соответствует ПГР прямого хода с подвижным корпусом. Аналогичной кинематикой обладает также опытный образец ГМ-569, схема узла подвески которого представлена на рис. 2. На рис. 3 представлен эскиз ПГР опытного образца основного боевого танка (ОБТ) Т-64, кинематика которого соответствует кинематике обратного хода с подвижным корпусом. Наконец, на рис. 4, 5 и 6 представлены фотографии узлов подвески отечественного гусеничного шасси ГМ-352, французского ОБТ АМХ-56 «Leclerc» [7], а также американско-западногерманского опытного ОБТ МВТ-70 [8], кинематика которых соответствует ПГР прямого хода с неподвижным корпусом.

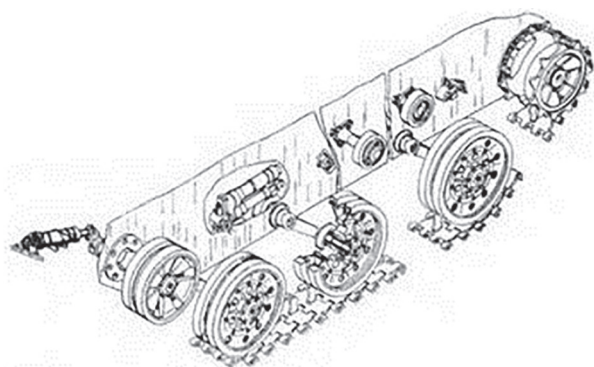


Рис. 1. Ходовая часть БМД-1 (гусеница не показана)

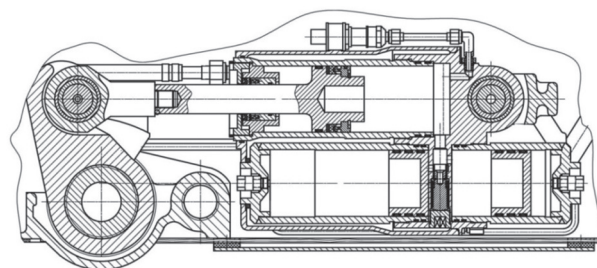


Рис. 2. Эскиз узла подвески опытного образца ГМ-569

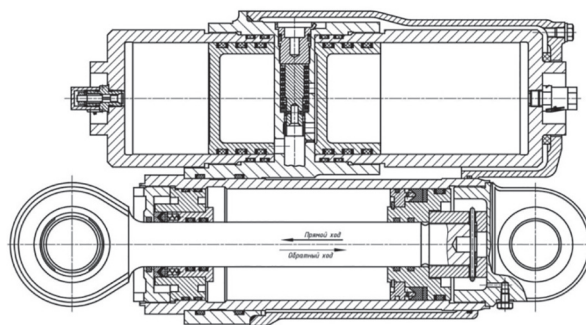


Рис. 3. Эскиз ПГР опытного образца Т-64

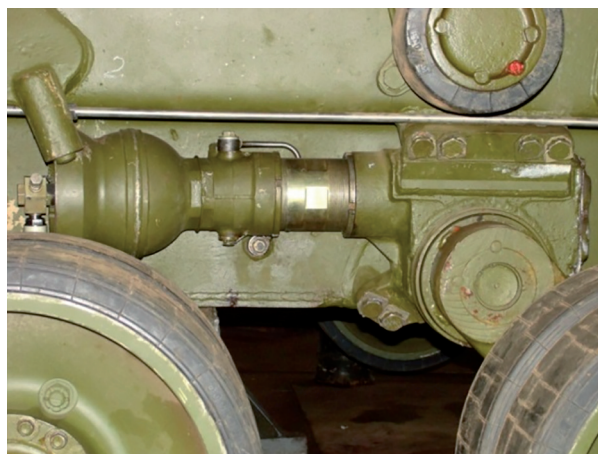


Рис. 4. Узел подвески ГМ-352

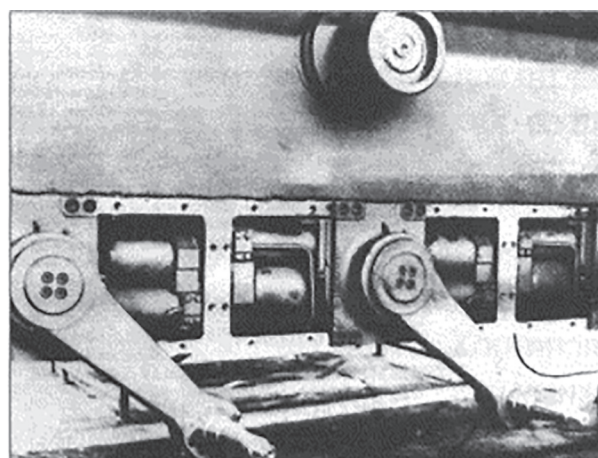


Рис. 5. Блоки подвески МВТ-70

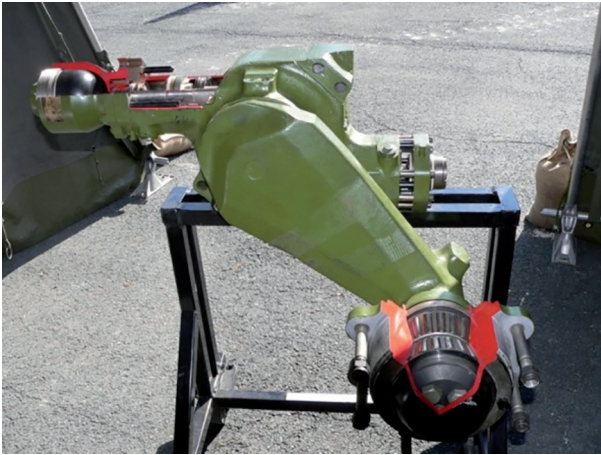


Рис. 6. Узел подвески AMX-56 «Leclerc»

Следует отметить, что приведенные примеры не охватывают все многообразие современных отечественных и зарубежных серийных и опытных машин с пневмогидравлической системой поддрессирования. Среди отечественных машин можно отметить БМП «Курганец» [9], а среди зарубежных – английский ОБТ «Challenger 2» [10], шведский истребитель танков Strv-103 [11], индийский ОБТ Arjun [12], ОБТ К2 «Черная пантера» [13] производства Южной Кореи, и многие другие.

### Кинематика ПГР прямого хода

Кинематическим передаточным отношением принято называть отношение перемещений штока и вертикальных перемещений (ходов) опорного катка, то есть:

$$f_k(\beta) = x_{шт}(\beta) / u'(\beta),$$

где  $x(\beta)$  – ход штока, м;  $f(\beta)$  – ход опорного катка, м;  $u'(\beta)$  – кинематическое передаточное отношение.

Силовым передаточным отношением называется соотношение сил на штоке и вертикальных сил на опорном катке. Оно совпадает с соотношением скоростей вертикальных перемещений катка и скоростей штока:

$$P_k(\beta) = P_{шт}(\beta)u(\beta); \dot{f}_k(\beta) = \dot{x}_{шт}(\beta) / u(\beta),$$

где  $P_k(\beta)$  – вертикальная реакция на оси опорного катка, Н;  $P_{шт}(\beta)$  – осевая сила на штоке, Н;  $u(\beta)$  – силовое передаточное отношение.

Расчетная схема, необходимая для получения передаточного отношения, представлена на рис. 7.

Зависимость для хода опорного катка можно записать как:

$$f_k = R_0 (\cos\beta_0 - \cos\beta),$$

где  $\beta_0$  – начальный угол поворота балансира, град.

Зависимость для хода штока имеет вид:

$$x_{шт} = E_{max} - \sqrt{b^2 + c^2 + 2bc \sin(\alpha + \beta + \gamma)}.$$

Тогда кинематическое передаточное отношение можно записать так:

$$u'(\beta) = \frac{x_{шт}(\beta)}{f_k(\beta)} = \frac{E_{max} - \sqrt{b^2 + c^2 + 2bc \sin(\alpha + \beta + \gamma)}}{R_0 (\cos\beta_0 - \cos\beta)}.$$

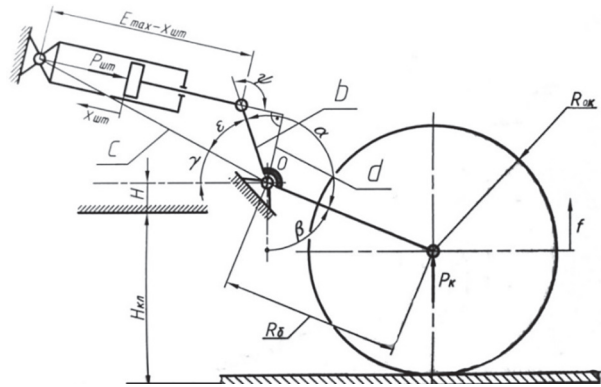


Рис. 7. Кинематическая схема СП с ПГР прямого хода:

$f$  – направление движения катка, ход катка, м;  $x_{шт}$  – ход штока, м;  $P_k$  – сила на опорном катке, Н;  $P_{шт}$  – сила на штоке, Н;  $R_0$  – радиус рычага балансира, м;  $R_{ок}$  – радиус опорного катка, м;  $H_{кл}$  – клиренс машины, м;  $H$  – расстояние от днища машины до оси крепления балансира в корпусе, м;  $E_{max}$  – расстояние между точками крепления ПГР при полностью выдвинутом штоке, м;  $b$  – радиус рычага ПГР, м;  $d$  – проекция радиуса рычага ПГР на линию, перпендикулярную оси штока рессоры, м;  $c$  – расстояние между точками крепления ПГР и балансира в корпусе, м;  $\alpha$  – угол между рычагом балансира и рычагом ПГР, град;  $\beta$  – угол поворота балансира, град;  $\gamma$  – угол между горизонталью и линией  $c$ , град;  $\epsilon$ ,  $\psi$  – вспомогательные углы

Данное выражение справедливо во всем диапазоне углов, кроме угла  $\beta_0$ , так как в этом положении и числитель, и знаменатель формулы обращаются в ноль, а передаточное отношение

становится неопределенным. Однако можно найти его значение в точке  $\beta_0$ , положив начальный угол  $\beta'_0$  несколько меньшим, чем  $\beta_0$ . Как правило, достаточно взять  $\beta'_0 = \beta_0 - 0,1^\circ$ .

Силовое передаточное отношение:

$$u(\beta) = - \frac{bc \cos(\alpha + \beta + \gamma)}{R_6 \sin \beta \sqrt{b^2 + c^2 + 2bc \sin(\alpha + \beta + \gamma)}}.$$

Подробно вывод приведенных зависимостей представлен в [5].

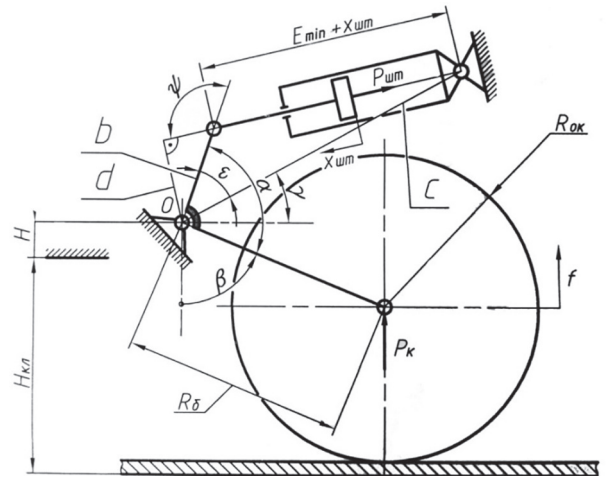
**Кинематика ПГР обратного хода**

Расчетная схема кинематики СП с ПГР обратного хода представлена на рис. 8. Соответствующее кинематическое передаточное отношение в этом случае будет иметь вид [5]:

$$u'(\beta) = \frac{\sqrt{b^2 + c^2 - 2bc \sin(\alpha + \beta - \gamma)} - E_{\min}}{R_6 (\cos \beta_0 - \cos \beta)},$$

а силовое передаточное отношение:

$$u(\beta) = - \frac{bc \cos(\alpha + \beta - \gamma)}{R_6 \sin \beta \sqrt{b^2 + c^2 - 2bc \sin(\alpha + \beta - \gamma)}}.$$

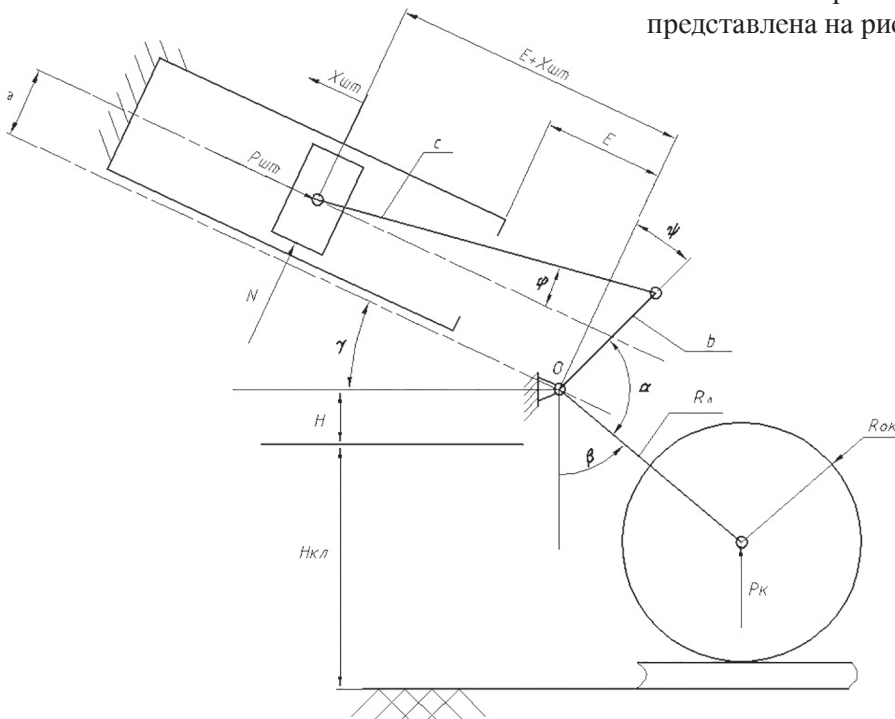


**Рис. 8. Кинематическая схема СП с ПГР обратного хода:**

$E_{\min}$  – расстояние между точками крепления ПГР при вывешенном катке, м

**Кинематика ПГР с неподвижным корпусом**

Как уже говорилось, использование кинематической схемы, соответствующей ПГР с неподвижным корпусом обратного хода, является нецелесообразным. В связи с этим будет рассмотрен только вариант, соответствующей кинематике прямого хода. Расчетная схема представлена на рис. 9.



**Рис. 9. Кинематическая схема СП с ПГР с неподвижным корпусом:**

$N$  – нормальная реакция от стенки гидроцилиндра на поршень ПГР, Н;  $E$  – расстояние от нулевого положения хода штока до точки  $O$ , м;  $a$  – расстояние между осью гидроцилиндра и точкой  $O$ , м;  $c$  – длина качающегося штока ПГР, м;  $\alpha$  – угол между рычагом балансира и точкой  $O$ , град;  $\beta$  – угол поворота балансира, град;  $\gamma$  – угол между горизонталью и осью ПГР, град;  $\varphi$  – угол отклонения штока ПГР от оси симметрии гидроцилиндра, град;  $\psi$  – вспомогательный угол, град

Ход штока можно определить по зависимости:

$$x_{шт} = \sqrt{c^2 - (a + b \cos(\alpha + \beta + \gamma))^2} - b \sin(\alpha + \beta + \gamma) - E.$$

Кинематическое передаточное отношение можно записать как:

$$u'(\beta) = \frac{\sqrt{c^2 - (a + b \cos(\alpha + \beta + \gamma))^2} - b \sin(\alpha + \beta + \gamma) - E}{R_0 (\cos \beta_0 - \cos \beta)}.$$

Силовое передаточное отношение имеет вид:

$$u(\beta) = \frac{1}{R_0 \sin \beta} \left( \frac{b \sin(\alpha + \beta + \gamma) \cdot (a + b \cdot \cos(\alpha + \beta + \gamma))}{\sqrt{c^2 - (a + b \cos(\alpha + \beta + \gamma))^2}} - b \cos(\alpha + \beta + \gamma) \right).$$

### Выбор рациональных параметров кинематики подвески

Требования к системе поддрессирования БГМ и к ходовой части в целом накладывают ограничения на линейные размеры ПГР, вынуждая разрабатывать возможно более компактное исполнение. Это позволяет сделать вывод о том, что для получения рациональной кинематической схемы целесообразно выбирать такое соотношение размеров рычага ПГР, чтобы передаточное отношение было меньше единицы и стремилось к минимально возможному значению. Кроме того, следует избегать таких кинематических схем, при которых передаточное отношение меняется значительно при различных углах поворота балансира.

Такие ограничения, накладываемые требованиями к ходовой части на значения передаточного отношения, позволяют провести исследование с целью нахождения таких параметров кинематики, при которых узел подвески будет иметь наименьшие размеры, а характеристики подвески – наиболее благоприятный вид.

### ПГР с подвижным корпусом

В силу особенностей компоновки узлов СП БГМ линейные размеры ПГР должны быть такими, чтобы исключалась вероятность заклинивания подвижных элементов соседних узлов подвески. Это накладывает ограничения на расположение точек крепления ПГР на корпусе машины.

Если проанализировать существующие конструкции ПГР, можно сделать вывод, что для ходов штока 0,13–0,18 м и для кинематики прямого хода справедливо соотношение:

$$E_{\max} = (3,6...4,0)x_{шт}(\beta_{\max}),$$

а для кинематики ПГР обратного хода:

$$E_{\min} = (2,6...3,0)x_{шт}(\beta_{\max}),$$

где  $x_{шт}(\beta_{\max})$  – полный ход штока.

При этом большему значению хода штока в среднем соответствует нижняя граница диапазона. Это позволяет сделать вывод, что, как правило, суммарные линейные размеры поршня, уплотнений, проушин, элементов корпусных деталей и прочих частей ПГР, расположенных между точками ее крепления, находятся в диапазоне 0,26–0,3 м.

На начальном этапе, как правило, неизвестен размер рычага ПГР, необходимый для корректного определения передаточного отношения и значения полного хода штока. Его можно приблизительно оценить, рассчитав ориентировочные размеры участка балансира в зоне шлицевого соединения с рычагом ПГР:

$$D = \sqrt[3]{\frac{P_{\max} R_0 \sin \beta_{\max}}{[\sigma]} \cdot \frac{32}{\pi}},$$

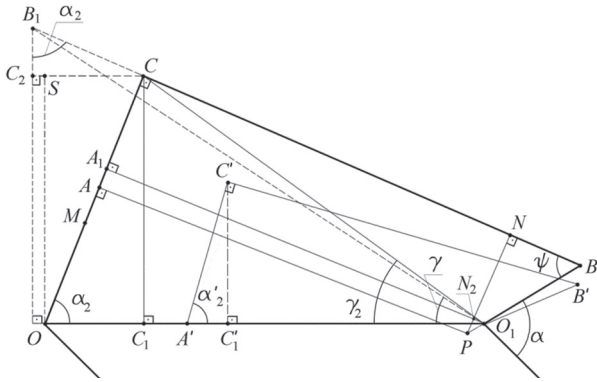
где  $[\sigma]$  – допустимые напряжения в теле балансира. Их можно принять равными 300 МПа, так как представленная зависимость учитывает только напряжения, возникающие от действия крутящего момента.

Тогда предварительный размер рычага балансира можно рассчитать так:

$$b = \sqrt[3]{0,034 P_{\max} R_0 \sin \beta_{\max}} + 0,05.$$

Для дальнейших расчетов необходимо воспользоваться расчетной схемой (рис. 10).

Приведенная схема справедлива и для кинематики прямого хода, и для кинематики обратного хода ПГР с подвижным корпусом. Однако следует отметить, что изображенная на рис. 10 конфигурация будет соответствовать разным



**Рис. 10. Расчетная схема:**

$OO_1$  – минимальное расстояние между соседними узлами подвески;  $O_1B$  – радиус рычага ПГР;  $AC$  – радиальный размер ПГР;  $B_1, C$  – точки крепления ПГР на корпусе БГМ;  $OA' = OA$

угловым положениям: для кинематики прямого хода она соответствует нулевому ходу катка, а для кинематики обратного хода – полному.

Радиальные размеры ПГР  $AC$  удобно задать в виде  $\Delta D_n$ , где  $D_n$  – номинальный диаметр поршня ПГР;  $\Delta$  – коэффициент размера, его можно принять  $\Delta = 2,2$  при расположении пневмоцилиндра под гидроцилиндром, в иных случаях  $\Delta = 0,7$ . Отрезок  $AM$  определяет минимальный расчетный зазор  $\Delta_1$  между ПГР и рычагом соседней подвески, который должен обеспечиваться при ее работе. Его можно принять равным  $0,03...0,05$  м. Отрезок  $OM$  представляет собой расстояние от оси крепления балансира в корпусе до наиболее удаленного края рычага ПГР. Основываясь на опыте конструирования, можно принять  $OM = 1,5b$ . Тогда:

$$OA = 1,5b + \Delta_1; AC = \Delta \cdot D_n.$$

Расстояние  $OO_1$  будем обозначать как  $l_{min}$ . Кроме этого, расстояние от точки  $O$  до точки  $B_1$  по горизонтали будем обозначать как  $\Delta l$ . В зависимости от расположения точки  $B_1$  крепления ПГР на корпусе машины возможны три случая:  $\Delta l \leq OC_1$ ;  $OC_1 \leq \Delta l < OA'$ ;  $\Delta l \geq OA'$ .

Рассмотрим первые два случая, предположив, что точки закрепления ПГР на корпусе будут находиться на прямой  $BB_1$ . Определим

$$\gamma = \arctg \left( \frac{(OC \cdot \cos \alpha_2 + \Delta l) \operatorname{tg} \alpha_2 + OC \cdot \sin \alpha_2}{OO_1 + \Delta l} \right) = \arctg \left( \frac{(2 \cdot (1,5b + \Delta_1 + \Delta D_n) \sin \alpha_2 + \Delta l \cdot \operatorname{tg} \alpha_2)}{l_{min} + \Delta l} \right).$$

сначала значение  $OC_1$ . Для этого рассмотрим треугольники  $CC_1O$  и  $CC_2B_1$ . Они подобны по двум углам:  $\angle B_1C_2C = \angle OC_1C = 90^\circ$ ;  $\angle B_1CC_2 = \angle OCC_1$ . Это позволяет сделать вывод, что:

$$\frac{OC_1}{B_1C_2} = \frac{OC}{B_1C} = \frac{CC_1}{CC_2}.$$

При этом

$$\begin{aligned} CC_1 &= OC \cdot \sin \alpha_2; \\ OC_1 &= OC \cdot \cos \alpha_2; \\ CC_2 &= OC_1 + \Delta l = OC \cdot \cos \alpha_2 + \Delta l. \end{aligned}$$

Теперь рассмотрим треугольники  $PO_1N_2$  и  $PBN$ . Здесь  $PN_2 = AA_1$  и

$$\begin{aligned} AA_1 &= AC - A_1C = AC - N_2N; \\ AA_1 &= \Delta \cdot D_n - b \sin \psi. \end{aligned}$$

Тогда

$$\begin{aligned} \cos \alpha_2 &= \frac{OA_1}{OO_1} = \frac{OA + AA_1}{OO_1}; \\ \cos \alpha_2 &= \frac{1,5b + \Delta_1 + \Delta \cdot D_n - b \sin \psi}{l_{min}}, \end{aligned}$$

$$\sin \alpha_2 = \frac{\sqrt{l_{min}^2 - (1,5b + \Delta_1 + \Delta D_n - b \sin \psi)^2}}{l_{min}};$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{\sin \alpha_2}{\cos \alpha_2} =$$

$$= \frac{\sqrt{l_{min}^2 - (1,5b + \Delta_1 + \Delta D_n - b \sin \psi)^2}}{1,5b + \Delta_1 + \Delta D_n - b \sin \psi}.$$

При этом

$$\begin{aligned} OC_1 &= OC \cdot \cos \alpha_2 = (1,5b + \Delta_1 + \Delta D_n) \times \\ &\times \frac{1,5b + \Delta_1 + \Delta D_n - b \sin \psi}{l_{min}}. \end{aligned}$$

Эти выражения позволяют также найти угол  $\gamma$ :

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{B_1C_2 + CC_1}{OO_1 + \Delta l},$$

где  $B_1C_2 = (OC_1 + \Delta l) \operatorname{tg} \alpha_2$ ;

Таким образом, если

$$\Delta l \leq \frac{(1,5b + \Delta_1 + \Delta D_n)(1,5b + \Delta_1 + \Delta D_n - b \sin \psi)}{l_{\min}},$$

то

$$\gamma = \arctg \left[ \left( \frac{2(1,5b + \Delta_1 + \Delta D_n)Z + \Delta l \cdot l_{\min}}{Zl_{\min}} \right) \times \frac{\sqrt{l_{\min}^2 - Z^2}}{(l_{\min} + \Delta l)} \right],$$

$$a \text{ с} = \frac{l_{\min} + \Delta l}{\cos \gamma}. \quad (1)$$

Теперь рассмотрим третий случай. При этом угол  $\gamma$  можно найти из соотношений:

$$\alpha'_2 = \arccos \frac{A'C'}{A'C'_1} = \arccos \frac{\Delta D_n}{\Delta l - 1,5b - \Delta_1},$$

$$C'C'_1 = \Delta D_n \sin \alpha'_2,$$

$$\gamma' = \arctg \frac{C'C'_1}{l_{\min} - \Delta l} = \arctg \frac{\Delta D_n \sin \alpha'_2}{l_{\min} - \Delta l}.$$

Длина отрезка  $c$  определяется по формуле (1). Следует отметить, что  $\Delta l$  имеет знак «плюс», если точка  $B$  расположена левее точки  $O$ . В противном случае  $\Delta l$  следует брать со знаком «минус». Угол  $\psi$  между рычагом ПГР и осью штока ПГР удобно представить как  $(\beta_0 + \Delta_\beta)$  для кинематики прямого хода и как  $(\beta_{\max} + \Delta_\beta)$  для кинематики обратного хода. Выбирая параметры  $\Delta_\beta$  и  $\Delta l$ , а также предполагаемую ориентацию ПГР, можно найти недостающие параметры кинематики и проанализировать полную длину ПГР. Кроме того, при проведении расчетов следует производить проверку углового положения рычага ПГР:

$$\alpha > \arccos(0,894H/b) + \arctg 0,5 - \beta_0.$$

При невыполнении этого условия в вывешенном положении опорного катка или при близком к нему угловом положении рычаг ПГР будет касаться днища машины, приводя к ударам при движении машины и быстрому выходу узла из строя.

### ПГР с неподвижным корпусом

Расчетная схема представлена на рис. 9. Если проанализировать конструкцию узлов подвески существующих машин с такой кинематикой (рис. 4, 5 и 6), можно заметить, что ПГР расположены горизонтально. Это позво-

ляет обеспечить минимальные размеры узла подвески и упрощает монтаж и демонтаж ее узлов. Соответственно, целесообразно в расчетах принимать угол  $\gamma = 0$ .

Взаимное расположение элементов на кинематической схеме должно обеспечивать возможность угловых смещений качающегося штока, не сопровождающихся его контактом с внутренней поверхностью гидроцилиндра. Это накладывает ограничения на значение угла между рычагом ПГР и качающимся штоком.

Расстояние  $E$  можно рассчитать по зависимости:

$$E = \sqrt{c^2 - (a + b \cos(\alpha + \beta_0 + \gamma))^2} - b \sin(\alpha + \beta_0 + \gamma),$$

однако неизвестными являются параметры  $c$  и  $a$ . Размер рычага ПГР  $b$  определяется так же, как и в предыдущих случаях. Кроме того, должно выполняться условие:

$$E + x_{\text{шт}}(\beta_{\max}) + (0,26 \dots 0,3) < l_{\min} - \Delta_1,$$

так как в противном случае реализовать кинематическую схему не удастся в связи с компоновочными сложностями. Это выражение можно преобразовать к виду:

$$\sqrt{c^2 - (a + b \cos(\alpha + \beta_{\max} + \gamma))^2} - b \sin(\alpha + \beta_{\max} + \gamma) < l_{\min} - \Delta_1 - (0,26 \dots 0,3).$$

Расстояние  $a$  можно определить, полагая, что угол  $\phi$  должен быть минимальным в диапазоне углов от  $\beta_{\text{ст}}$  до  $\beta_{\max}$ . Для этого необходимо, чтобы в середине динамического хода рычаг ПГР был ориентирован вертикально, тогда при  $\beta_{\text{ст}}$  и  $\beta_{\max}$  его отклонение от вертикали составит  $\psi = 0,5(\beta_{\max} - \beta_{\text{ст}})$ .

Это позволяет вычислить угол  $\alpha$ :  $\alpha = 180 - \beta_{\text{ст}} - \psi = 180 - 0,5(\beta_{\text{ст}} + \beta_{\max})$ .

В свою очередь, угол  $\phi$  будет минимальным в соответствующем диапазоне при выполнении условия:  $a = 0,5b(\cos \psi + 1)$ .

Длину качающегося штока следует выбирать таким образом, чтобы, с одной стороны, обеспечивалось условие компоновки и, с другой стороны, условие  $\Delta u = u(\beta_0) - u(\beta_{\text{ст}}) = \min$ .

### Выводы

Предлагаемый метод позволяет параметризовать основные конструктивные параметры кинематики подвески, представляя их связь в аналитическом виде. Приведенные в статье за-

висимости полезны на этапе проектировочно-го расчета, поскольку позволяют производить выбор рациональных конструктивных параметров кинематики подвески БГМ. Они справедливы также и при поверочном расчете, для уточнения кинематики системы поддрессори-вания и оценки ее рациональности.

### Литература

1. Носов Н.А. Расчет и конструирование гусеничных машин. Л.: Машиностроение, 1972. – 560 с.
2. Дмитриев А.А., Чобиток В.А., Тельминов А.В. Теория и расчет нелинейных систем поддрессори-вания гусеничных машин. М: Машиностроение, 1976. – 207 с.
3. Котиев Г.О., Сарач Е.Б., Смирнов И.А. Перспек-тивы развития системы поддрессоривания быстро-ходных гусеничных машин. Москва, Инженер-ный журнал: Наука и инновации, № 10 (22). 2013.
4. Аврамов В.П., Калейчев Н.Б. Динамика гусенич-ной машины при установившемся движении по не-ровностям. Харьков: Вища школа, 1989. – 112 с.
5. Основы расчетов пневмогидравлических систем поддрессоривания: конспект лекций / Е. Б. Сарач, А.А. Ципилев. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. – 112 с.
6. Ципилев А.А. Методы определения расчетных характеристик и оценки тепловой нагруженности пневмогидравлических устройств систем подрес-соривания быстроходных гусеничных машин на этапе проектирования: Диссертация на соиска-ние ученой степени кандидата технических наук. М.: МГТУ, 2017. – 210 с.
7. Леклерк (танк) // Википедия. [2018–2018]. Дата обновления: 26.01.2018. URL: <http://ru.wikipedia.org/?oldid=90517828> (дата обраще-ния: 26.01.2018).
8. МВТ-70 // Википедия. [2018–2018]. Дата об-новления: 02.03.2018. URL: <http://ru.wikipedia.org/?oldid=91270700> (дата обращения: 02.03.2018).
9. Курганец-25 // Википедия. [2018–2018]. Дата об-новления: 03.01.2018. URL: <http://ru.wikipedia.org/?oldid=90042449> (дата обращения: 03.01.2018).
10. Челленджер 2 // Википедия. [2018–2018]. Дата обновления: 09.03.2018. URL: <http://ru.wikipedia.org/?oldid=91407831> (дата обраще-ния: 09.03.2018).
11. Strv 103 // Википедия. [2018–2018]. Дата об-новления: 13.03.2018. URL: <http://ru.wikipedia.org/?oldid=91492469> (дата обращения: 13.03.2018).
12. Арджун (танк) // Википедия. [2017–2017]. Дата обновления: 27.10.2017. URL: <http://ru.wikipedia.org/?oldid=88619969> (дата обраще-ния: 27.10.2017).

ru.wikipedia.org/?oldid=88619969 (дата обраще-ния: 27.10.2017).

13. К2 «Черная пантера» // Википедия. [2018–2018]. Дата обновления: 24.02.2018. URL: <http://ru.wikipedia.org/?oldid=91149702> (дата обраще-ния: 24.02.2018).

### References

1. Nosov N.A. *Raschet i konstruirovaniye gusenichnyh mashin* [Calculation and design of caterpillar machines]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1972. 560 p.
2. Dmitriev A.A., Chobitok V.A., Tel'minov A.V. *Teoriya i raschet nelinejnyh sistem podressorivaniya gusenichnyh mashin* [Theory and calculation of non-linear suspension systems of tracked vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1976. 207 p.
3. Kotiev G.O., Sarach E.B., Smirnov I.A. Prospects for the development of a suspension system for high-speed crawler vehicles. Moscow, *Inzhenernyj zhurnal: Nauka i innovacii*, No 10(22). 2013. (in Russ.).
4. Avramov V.P., Kalejchev N.B. *Dinamika gusenichnoj mashiny pri ustanovivshemsya dvizhenii po nerovnostyam* [Dynamics of a caterpillar with steady movement along irregularities]. Har'kov: Vishcha shkola Publ., 1989. 112 p.
5. Sarach E.B., Cipilev A.A. *Osnovy raschetov pnevmogidravlicheskih sistem podressorivaniya: konspekt lekcij* [Fundamentals of calculation of pneumohydraulic suspension systems: a summary of lectures]. Moscow: Izdatel'stvo MGTU im. N.E.H. Baumana Publ., 2017. 112 p.
6. Cipilev A.A. *Metody opredeleniya raschetnyh harakteristik i ocenki teplovoj nagruzhenosti pnevmogidravlicheskih ustrojstv sistem podressorivaniya bystrohodnyh gusenichnyh mashin na ehtape proektirovaniya*: Dissertaciya na soiskanie uchenoj stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk [Methods for determining the design characteristics and estimating the thermal loading of pneumohydraulic devices for the suspension systems of high-speed crawler vehicles at the design stage: disserta-tion for degree of Candidate of Technical Sciences]. Moscow: MGTU, 2017. 210 p.
7. Leklerk (tank) // Vikipediya. [2018–2018]. Data obnovleniya: 26.01.2018. URL: <http://ru.wikipedia.org/?oldid=90517828> (accessed 26.01.2018).
8. MBT-70 // Vikipediya. [2018–2018]. Data ob-novleniya: 02.03.2018. URL: <http://ru.wikipedia.org/?oldid=91270700> (accessed 02.03.2018).
9. Kurganec-25 // Vikipediya. [2018–2018]. Data ob-novleniya: 03.01.2018. URL: <http://ru.wikipedia.org/?oldid=90042449> (accessed 03.01.2018).



- org/?oldid=90042449 (accessed 03.01.2018).
10. CHellendzher 2 // Vikipediya. [2018–2018]. Data obnovleniya: 09.03.2018. URL: <http://ru.wikipedia.org/?oldid=91407831> (accessed 09.03.2018).
11. Strv 103 // Vikipediya. [2018–2018]. Data obnovleniya: 13.03.2018. URL: <http://ru.wikipedia.org/?oldid=91492469> (accessed 13.03.2018).
12. Ardzhun (tank) // Vikipediya. [2017–2017]. Data obnovleniya: 27.10.2017. URL: <http://ru.wikipedia.org/?oldid=88619969> (accessed 27.10.2017).
13. K2 «CHyornaya pantera» // Vikipediya. [2018–2018]. Data obnovleniya: 24.02.2018. URL: <http://ru.wikipedia.org/?oldid=91149702> (accessed 24.02.2018).

## THE METHOD FOR DETERMINING THE RATIONAL PARAMETERS OF THE KINEMATICS OF THE SUSPENSION SYSTEMS FOR HIGH-SPEED TRACKED VEHICLES

Ph.D. **A.A. Cipilev**, Dr.Eng. **E.B. Sarach**  
Bauman MSTU, Moscow, Russia  
[alexts@bmstu.ru](mailto:alexts@bmstu.ru)

*The requirements for the suspension systems of modern high-speed tracked vehicles impose many limitations, forcing the designer to find unconventional structural and layout solutions. The trend of increasing the power-to-weight ratio of modern and advanced tracked vehicles, in turn, leads to an increase in the thermal load on the dampers, which results in the need to use a forced cooling system, which, together with the requirements for compactness of the chassis units, further reduces the available space for the suspension components. This makes it necessary to find such design parameters of the kinematics of the suspension system, which would ensure that all the requirements are met, taking into account the existing dimensional constraints. The method of choosing such design parameters is presented in this article. This method allows, using the geometric dimensions determining the mutual position of the chassis units on the machine, to find a rational arrangement of the space in the body of the high-speed caterpillar machine elements of the suspension system. This makes it possible to parametrize the kinematics of the suspension assembly for typical structural schemes for securing the pneumatic hydraulic springs (PHS) on the body of the machine, that means it makes it possible to analytically determine the rational distribution of the PHS to provide the most favorable power and kinematic transfer ratio at the design stage. The dependencies given in the article make it possible to assess the feasibility of implementing a particular kinematics, and also give an idea of the conditions that determine the most rational kinematic and power ratio to ensure the minimum dimensions of the PHS and the favorable form of the characteristic of the elastic element.*

**Keywords:** high-speed tracked vehicles, tracked vehicles, suspension, suspension system, kinematics, pneumatic hydraulic springs.