

УДК 630\*36:62-58

*М. В. Волосунов, Н. Р. Шоль, Е. А. Будевич*

## МОДЕЛЬ НОВОГО МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА МОДУЛЬНОЙ СОЧЛЕНЁННОЙ ЛЕСОТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ, ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ПРАКТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ

*Рассмотрены различные варианты конструктивных схем механизмов поворота сочленённой лесотранспортной машины. Приведена принципиально новая конструктивная схема, выполнен её математический анализ в сравнении с другими схемами компоновок механизма поворота. Описан натурный эксперимент с выводом исследуемых экспериментальных величин в сравнении с теоретическими расчётами.*

*Ключевые слова:* механизм поворота; гусеничная машина; сочленённая машина; поворот; колея.

**Введение.** Используемые в настоящее время в лесозаготовительном производстве схемы компоновки модульных гусеничных машин были разработаны ещё в середине прошлого века и не отвечают современным требованиям технологичности, экономичности, экологичности и т. п. Легкодоступные запасы деловой древесины с хорошей несущей способностью в большинстве своём уже разработаны. Проблемными по доступности являются запасы древесины в условиях избыточно увлажнённых и заболоченных типах лесорастительных условий. Здесь основная лесозаготовительная деятельность сопряжена с тяжёлыми транспортными условиями на грунтах со слабой несущей способностью, что резко увеличивает энергозатраты лесозаготовительной и лесотранспортной техники.

Существует острая необходимость разработки и внедрения принципиально новых перспективных технических решений в данной области.

**Цель** работы заключается в изыскании методов и способов снижения энергетических затрат тяговых лесотранспортных машин при транспортировке и повышение их эксплуатационных качеств путём увеличения манёвренности и проходимости на слабо-несущих грунтах.

**Задачей** исследования является минимизировать затраты энергии на преодоление неровностей, объезд препятствий и связанных с этим манёвров в процессе транспортировки.

**Основание для конструктивных решений.** Рассмотрим четыре варианта различных конструктивных схем поворота сочленённой гусеничной лесотранспортной машины (рис. 1).

Кинематически-силовой анализ четырёх сравниваемых режимов поворота (по рис. 1) позволяет определить общие зависимости момента поворота (кН·м) передней секции.

Первый (традиционный) способ поворота был рассмотрен в [1]

$$M_n = \frac{P \cdot \varphi_{mp} + K_y \cdot \delta + C_0 \cdot \mu_{\delta} \cdot r_k^2 \left( \frac{\pi \cdot \arccos((r_k - h) / r_k) - K}{A} \right)}{(1 - \mu_{\delta} \cdot \operatorname{tg} \varphi^{\circ}) \cdot (d_n^2 - 0,5d_u^2) \cos \alpha} \quad (1)$$

$$M_n = \frac{\pi}{4 \cdot \operatorname{tg} \alpha} \cdot P \left[ a(d_n^2 - d_u^2) - 2 \cdot d_n^2 \cdot b \cdot \operatorname{tg} \varphi^{\circ} \right] \quad (2)$$

$$M_n = 0,125 \cdot \pi \cdot b \cdot P (2d_n^2 - d_u^2) \quad (3)$$

$$M_n = a \cdot \cos \alpha \cdot P \cdot \pi (d_n^2 - 0,5d_u^2) \quad (4)$$

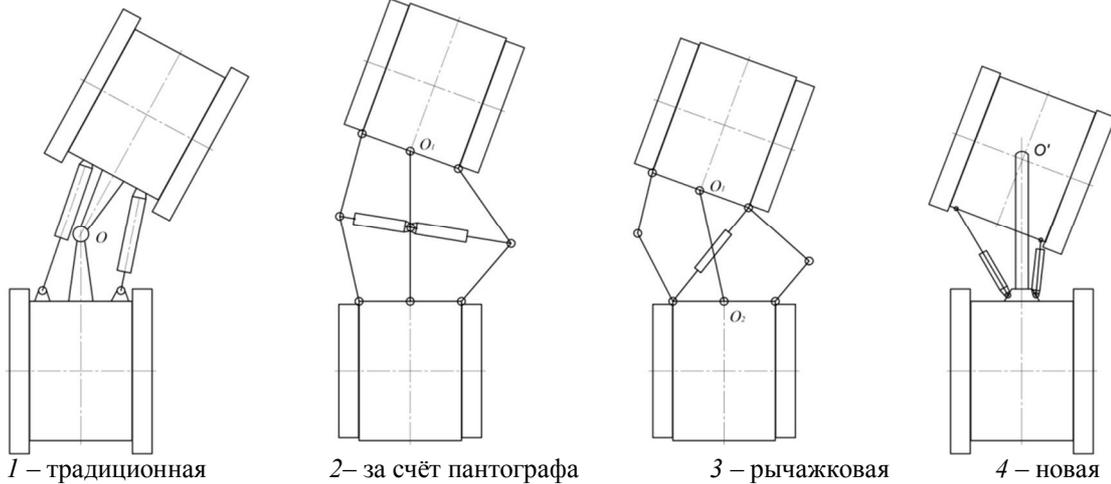


Рис. 1. Конструктивные схемы механизмов поворота сочленённых транспортных машин

Согласно методике [2] определения момента сопротивления повороту  $M_{cn}$  (кН·м) движителей (опорных ходовых элементов), находящихся в колее, он равен с учётом деформации грунта при создании  $M_n$ :

$$\Sigma M_{cn} = G \cdot \varphi_{mp} \cdot C + K_y \cdot \delta \cdot C + M_n \cdot \mu_{\delta} \cdot \operatorname{tg} \varphi^{\circ} + C_0 \cdot C \cdot \mu_{\delta} \Sigma F_c.$$

Условие выполнения поворота в колее:

$$M_n > \Sigma M_{cn}$$

или

$$M_n (1 - \mu_{\delta} \cdot \operatorname{tg} \varphi^{\circ}) > G \cdot \varphi_{mp} \cdot C + K_y \cdot \delta \cdot C + M_n \cdot \mu_{\delta} \cdot \operatorname{tg} \varphi^{\circ} + C_0 \cdot C \cdot \mu_{\delta} \Sigma F_c,$$

откуда

$$M_n > C \frac{G \cdot \varphi_{mp} + K_y \cdot \delta + C_0 \cdot \mu_{\delta} \cdot \Sigma F_c}{1 - \mu_{\delta} \cdot \operatorname{tg} \varphi^{\circ}},$$

где

$$\Sigma F_c = r_0^2 \left( \frac{\pi \cdot \arccos((r_k - h) / r_k)}{90^{\circ}} - K \right) = r_0^2 \cdot A.$$

Зная выражение  $M_n$  для каждой из схем, определим необходимое давление гидрожидкости (МПа) в приводных гидроцилиндрах каждой схемы (давление является критерием оценки энергоёмкости поворота в каждой схеме):

1 схема

$$P > C \cdot \frac{G \cdot \varphi_{mp} + K_y \cdot \delta + C_0 \cdot \mu_{\delta} \cdot r_k^2 \left( \frac{\pi \cdot \arccos((r_k - h) / r_k) - K}{A} \right)}{(1 - \mu_{\delta} \cdot \operatorname{tg} \varphi^{\circ}) \cdot (d_n^2 - 0,5d_u^2) \cos \alpha} \quad (5)$$

2 схема

$$P > C \cdot \frac{(G \cdot \varphi_{mp} + K_y \cdot \delta + C_0 \cdot \mu_0 \cdot \sum F_c) \cdot 4 \cdot \operatorname{tg} \varphi^\circ}{(1 - \mu_0 \cdot \operatorname{tg} \varphi^\circ) \cdot \pi [a \cdot (d_n^2 - d_{un}^2) - 2d_n^2 \cdot b \cdot \operatorname{tg} \alpha]}, \quad (6)$$

3 схема

$$P > C \cdot \frac{G \cdot \varphi_{mp} + K_y \cdot \delta + C_0 \cdot \mu_0 \cdot \sum F_c}{(1 - \mu_0 \cdot \operatorname{tg} \varphi^\circ) \cdot 0,125 \cdot \pi \cdot b \cdot (2d_n^2 - d_{un}^2)}, \quad (7)$$

4 схема

$$P > C \cdot \frac{G \cdot \varphi_{mp} + K_y \cdot \delta + C_0 \cdot \mu_0 \cdot \sum F_c}{(1 - \mu_0 \cdot \operatorname{tg} \varphi^\circ) \cdot a \cdot \cos \alpha \cdot \pi (d_n^2 - 0,5d_{un}^2)}. \quad (8)$$

Исходные параметры расчёта:

угол поворота  $\varphi^\circ = 30^\circ$ ; ширина секции  $a = 2,5$  (м); длина секции  $b = 1$  (м); используемый гидроцилиндр ЦС-110,  $d_n = 0,11$  м,  $d_{un} = 0,04$  м.

Параметры глинистого грунта при разной консистенции  $B_k$  и величине глубины колеи  $h$  определены:  $h = 0,1$  (м) для глинистой тугопластичной поверхности и  $h = 0,156$  (м) для текучепластичного состояния с вариацией прочностных параметров  $C_0, \varphi^\circ = f(B_k)$ .

Параметр  $C$  – отношение  $a$  к  $2b$  равен  $C = \frac{2,5}{2,0} = 1,25$  (в расчётах параметр  $C$  взят 1,274, т.е. параметр  $b$  взят равным 0,98 м).

При расчёте величины  $P$  все параметры грунта и колёс ходовой части взяты из [1] и [3] для тугопластичного и текучепластичного состояния глинистой поверхности.

Расчёт параметров необходимого давления в гидроцилиндре по формулам 5–8 приведён в табл. 1.

Таблица 1

**Сравнение величин уровней необходимых значений  $P$  – давлений гидроцилиндров в сервоприводе механизмов поворота (движитель колёсно-гусеничный тандем)**

Схема 1 (ЦС-110) «ломающаяся» рама*	Схема 2 (ЦС-110) пантограф	Схема 3 (ЦС-110) поворот рычагом	Схема 4 (ЦС-110) новая схема поворота
$h = 0,1$ м	$h = 0,1$ м	$h = 0,1$ м	$h = 0,1$ м
$P > 9,37$ МПа	$P > 3$ МПа	$P > 9,65$ МПа	$P > 1,1$ МПа
$h = 0,156$ м	$h = 0,156$ м	$h = 0,156$ м	$h = 0,156$ м
$P > 10,8$ МПа	$P > 2,52$ МПа	$P > 4,64$ МПа	$P > 0,54$ МПа

**Примечание:** \*Схема 1 из [1] приведена к параметрам ЦС-110. Параметр  $P$  уменьшен в 1,25 раза, т.к. ширина секции  $a$  по схеме 1 больше в 1,25 раза (ЦС-80,  $d_n = 0,11$  м,  $d_{un} = 0,04$  м, параметр  $a = 2,0$  м).

Сравнив схемы механизмов поворота по критерию  $P$ , отдаём предпочтение схеме 4 (рис. 1), как обеспечивающей меньшую энергоёмкость поворота по величине необходимого давления в сервоприводах механизма поворота.

**Решение.** Конструируем испытательную модель по принципу схемы 4 рис. 1. Грузовой (неподвижный) модуль заменяем креплением на стене, а поворотный модуль вы-

полним с параметрами, приведёнными на рис. 2, снабдив модуль имитацией движителя в виде колёсно-гусеничного тандема.

Поворот модуля вокруг точек  $O$  и  $O'$  (по рис. 2) осуществляется за счёт гидроцилиндра с параметрами  $d_n = 0,11 \text{ м}$ ,  $d_{ш} = 0,04 \text{ м}$ ; угол поворота модуля составляет  $\varphi^\circ = 30^\circ$ ; ширина секции  $a = 2,5 \text{ м}$ ; длина секции  $b = 1 \text{ м}$ . Показатели давления в гидросистеме получаем при помощи манометра МТ №14 по ГОСТ 2405-72 с пределами измерений  $0 \dots 25 \text{ МПа}$  в виде осциллограммы с максимальными пиками, соответствующими необходимому давлению в гидросистеме для обеспечения процесса поворота модуля. Испытательный образец нагружаем балластом до общего веса модуля  $25 \text{ кН}$ . Имитация неровности поверхности (колеи лесосеки) обеспечивается погружением движителя в грунт на глубину от  $0,1 \text{ м}$  для тугопластичного и до  $0,15 \text{ м}$  для текучепластичного состояния грунта. Консистенция грунта максимально приближена на первом этапе эксперимента – к тугопластичному состоянию, на втором этапе эксперимента – к текучепластичному состоянию. Эксперимент проводится в два этапа и состоит из двух частей (всего 4 испытания); каждая из схем проходит поочерёдно испытания на тугопластичном и текучепластичном грунте с варьированием высоты колеи. Движитель представляет собой колёсно-гусеничную систему (два моста на поворотном модуле – один гусеничный тандем на борт).

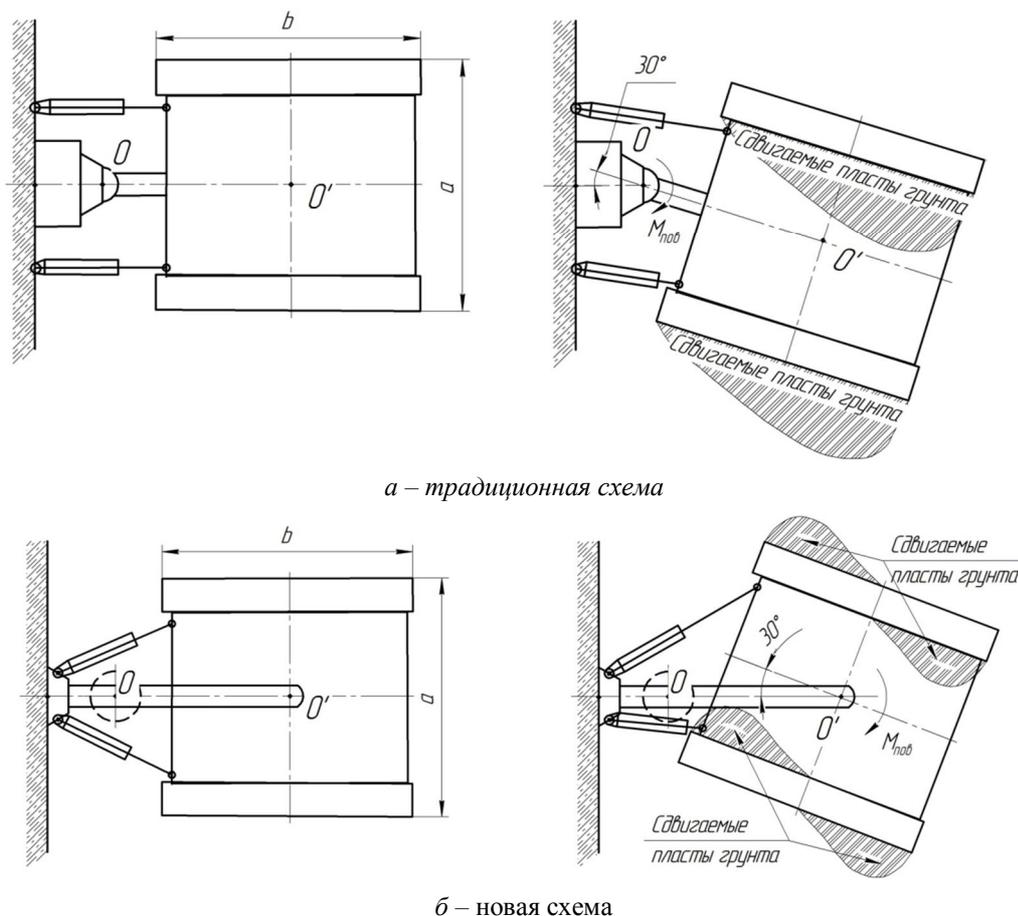


Рис. 2. Схемы поворота экспериментального модуля лесотранспортной машины

Показатели давления в гидроцилиндре механизма поворота получаем из осциллографического теста (рис. 3) и сводим их в табл. 2 для сравнения с расчётными.

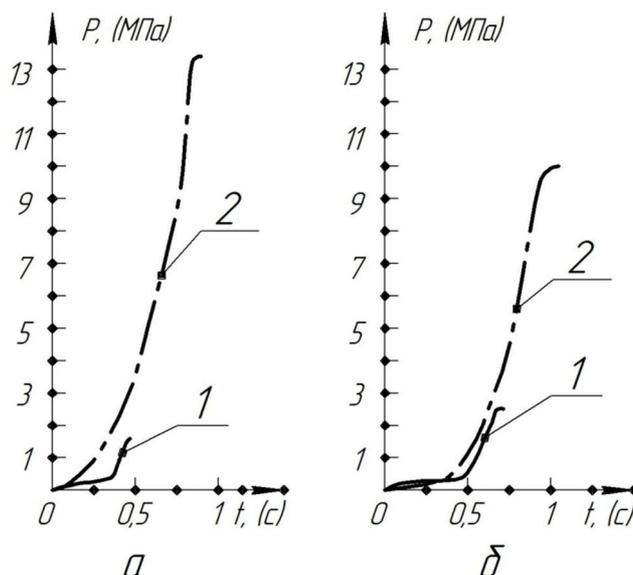


Рис. 3. Осциллограмма давления в гидроцилindre механизма поворота: а – текучепластичный грунт, б – тугопластичный грунт

Ввиду явного преимущества в проходимости на слабонесущих грунтах, приведённого и доказанного расчётами в [1], и тандемного колёсно-гусеничного движителя испытание на колёсном движителе не проводится.

В [1] доказано, что углубление движителя в несущую поверхность более 0,15 м не происходит, соответственно эксперимент ведётся до глубины колеи 0,15 м на грунте в тугопластичном состоянии.

Сравнивая полученные результаты с результатами теоретических расчётов, получаем подтверждение эффективности сконструированного механизма поворота в заданных параметрах.

Таблица 2

**Сравнительные параметры давлений в гидроцилиндрах традиционной и новой схем поворота модели сочленённой лесотранспортной машины на базе колёсно-гусеничного тандема**

Высота грунта, $h$ (м)	Способ поворота	Состояние грунта	Расчётное значение, $P$ (МПа)	Экспериментальное значение, $P$ (МПа)
0,1	традиционный	Тугопластичное	11,7	9,9
0,1	новый		2,2	2,6
0,15	традиционный	Текучепластичное	13,5	13,1
0,15	новый		1,1	1,3

Разница между расчётными и экспериментальными показателями на тугопластичном грунте для традиционного способа поворота составляет 15 %, для нового способа – 15 %; на текучепластичном 3 и 15 % соответственно.

Различие полученных результатов вписывается в статистическую погрешность.

Причины:

– специфическое уплотнение грунта под опорной поверхностью колёсно-гусеничного тандема ввиду отсутствия накатанности;

– отсутствие продвижения поворотного модуля вперёд по колею (отсутствует вращение колёс колёсно-гусеничной системы во время поворота);

– невозможность создать идеальную консистенцию грунта, а также аппаратно контролировать созданную консистенцию (контроль визуально-технический «методом призм»).

**Выводы.** Таким образом, проанализированные схемы различных механизмов поворота позволяют однозначно отдать предпочтение схеме 4 (рис. 1) как наименее энергозатратному способу поворота сочленённой колёсно-гусеничной лесотранспортной машины. Выведенные формулы расчёта необходимого давления гидрожидкости в сервоприводах механизма поворота являются полноценными математическими моделями взаимодействия колёсно-гусеничного движителя на почвогрунты лесосеки в процессе поворота машины и могут быть применены к соответствующим схемам механизмов для расчёта необходимых усилий при осуществлении процесса поворота лесотранспортной машины.

Расчётные данные параметров давлений в сервоприводах гидроцилиндров имеют экспериментально подтверждённое повышение эффективности использования усилия гидроцилиндров новой схемы поворота относительно классической на тугопластичном грунте в 3,8 раза, а на текучепластичном грунте – в 10 раз, что является основанием для внедрения более прогрессивной конструктивной схемы поворота сочленённой транспортной лесной машины на базе колёсно-гусеничного тандема.

По результатам теоретических исследований и практических экспериментов подана заявка № 201216414/11 и получен патент на полезную модель №122354 [4].

#### Список литературы

1. Дроздовский, Г.П. Энергоёмкость поворота шарнирно-сочленённого трелёвочного трактора / Г. П. Дроздовский, Н. Р. Шоль // Материалы научно-технической конференции (март 2009, г. Ухта): в 3 ч. – Ухта: УГТУ, 2009. – Ч. 3. – С.194.
2. Затейников, Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин / Н.А. Затейников. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с
3. Волосунов М. В. Энергоёмкость поворота лесозаготовительных машин /М.В. Волосунов. – Материалы научно-технической конференции (март 2009, г.Ухта): в 3 ч.– Ухта: УГТУ, 2009. – Ч. 2. – С.234.
4. Пат. 122354 Российская Федерация МПК<sup>8</sup> B62D 12/02 Механизм поворота модульной сочленённой транспортной машины / Волосунов М.В., Дроздовский Г.П.; заявитель и патентообладатель Ухта. ФГБОУ ВПО УГТУ. – № 201216414/11; заявл. 25.06.2012; опубл. 27.11.2012, Бюл. № 33. – 7 с. : ил.

#### References

1. Drozdovskiy G.P., Shol' N. R. Energoemkost' povorota sharnirno-sochlenennogo trelevochnogo traktora [Energy consumption of swing of the articulated skidder] Materialy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii (mart 2009, g. Ukhta) [Materials of scientific and technical conference (march, 2009, Ukhta) in 3 parts]. Ukhta: UGTU, 2009. P. 3. P. 194.
2. Zateynikov H.A. Osnovy teorii transportnykh gusenichnykh mashin [Theoretical framework of tracked vehicles]. M.: Mashinostroenie, 1975. 448 p.
3. Volosunov M. V. Energoemkost' povorota lesozagotovitel'nykh mashin [Energy consumption of swing of timber harvesting machines]. Materialy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii (mart 2009, g.Ukhta): v 3 ch. [Materials of scientific and technical conference (march, 2009, Ukhta) in 3 parts].Ukhta: UGTU, 2009. P. 2. P.234.
4. Volosunov M.V., Drozdovskiy G.P. Mekhanizm povorota modul'noy sochlenennoy transportnoy mashiny [Swing mechanism of modular forest articulated vehicle]. Patent RF, no. 122354, 2012.

Статья поступила в редакцию 19.10.12.

*ВОЛОСУНОВ Михаил Владимирович* – ассистент кафедры лесных, деревообрабатывающих машин и материаловедения, Ухтинский государственный технический университет (Российская Федерация, Ухта). Область научных интересов – лесотранспортные машины. Автор семи публикаций.

E-mail: michaelvolosunov@mail.ru

*ШОЛЬ Николай Рихардович* – кандидат технических наук, профессор, заведующий кафедрой лесных, деревообрабатывающих машин и материаловедения, Ухтинский государственный технический университет (Российская Федерация, Ухта). Область научных интересов – лесотранспортные и лесозаготовительные машины. Автор 145 публикаций.

E-mail: nshol@ugtu.net

*БУДЕВИЧ Евгений Артурович* – кандидат технических наук, доцент кафедры лесных, деревообрабатывающих машин и материаловедения, Ухтинский государственный технический университет (Российская Федерация, Ухта). Область научных интересов – лесотранспортные машины. Автор 20 публикаций.

E-mail: kaf\_ldm@ugtu.net

*VOLOSUNOV Mikhail Vladimirovich* – Teaching Assistant of the Department of Forestry, Woodworking Machinery and Material Science, Ukhta State Technical University (Russian Federation, Ukhta). Scientific interests – timber-hauling machines. Author of 7 publications.

E-mail: michaelvolosunov@mail.ru

*SHOL' Nikolai Rikhardovich* – Candidate of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Forestry, Woodworking Machinery and Material Science, Ukhta State Technical University (Russian Federation, Ukhta). Scientific interests – timber-hauling and Woodworking machines. Author of 145 publications.

E-mail: nshol@ugtu.net

*BUDEVICH Evgeniy Arturovich* – Candidate of Technical Science, Associate Professor of the Department of Forestry, Woodworking Machinery and Material Science, Ukhta State Technical University (Russian Federation, Ukhta). Scientific interests – timber-hauling machines. Author of 20 publications.

E-mail: kaf\_ldm@ugtu.net

*M. V. Volosunov, N. R. Shol', E. A. Budevich*

#### **THE MODEL OF NEW ROTATION MECHANISM OF MODULAR FOREST ARTICULATED VEHICLE, THEORETICAL AND PRACTICAL JUSTIFICATION OF THE THEORY**

**Key words:** *rotation mechanism; tracked vehicle; articulated vehicle; swing; rut.*

*Layout schemes of modular tracked vehicles, which are used nowadays in Russian logging, were developed in the midst of last century and do not meet requirements of performance, efficiency and environmental friendliness, etc. There is an urgent need for development and implementation of revolutionary advanced technologies in this sphere.*

*The aim of this work is to study the methods and ways of saving power consumption economies when using traction timber-hauling machines in transportation, and improvement of their performance by means of enhancement of maneuverability and flotation ability in weak soil.*

*The calculations according to established schemes, used in rotation mechanism of timber-hauling machine models, show high pressure in hydraulic cylinders. Experiment with the proposed scheme illustrated distinct advantage.*

*Design pressure values in servo mechanisms of hydraulic cylinders show that the application of hydraulic cylinder force of new rotation mechanism is 3.8 times more effective in stiff soils, and 10 times more effective in very soft soils in comparison with the standard rotation scheme. These results are basis for implementation of a more progressive constructional rotation scheme of articulated forest vehicle based on combined wheeled and tracklaying vehicle.*