

Рис. 5. Зависимость расчетной теплопроводности материала от содержания золы-уноса и температуры обжига.

Морозостойкость образцов на основе ПППФ, золы-уноса и модифицированного жидкого стекла определялась методом объемного замораживания. После 125 циклов попеременного замораживания и оттаивания материал оптимального состава не имеет дефектов.

Комплексный анализ полученных данных показал, что оптимальными физико-техническими свойствами обладает материал, содержащий 25 % золы-уноса, обожженный при температуре 750°С.

Основные выводы. Установлено, что использование сырьевой шихты из отходов полной технологической готовности (ПППФ с добавкой золы-уноса) и вод-

ного раствора жидкого стекла, модифицированного КЖТО в качестве жидкости затворения, позволяет при пониженной температуре обжига материала – 750 °С – получить керамический материал класса 1,2 по средней плотности; морозостойкость керамического материала рационального состава – 125 циклов попеременного замораживания и оттаивания.

Литература

1. Боева Н.В. Теоретические предпосылки изготовления эффективных керамических изделий на основе микрокремнезема и модифицированного жидкого стекла // Материалы IV (X) всероссийской научно-технической конференции «Молодая мысль: Наука. Технологии. Инновации». Братск, 2012. С. 59 – 60.
2. Лохова Н.А., Макарова И.А., Патраманская С.В. Обжиговые материалы на основе микрокремнезема: моногр. Братск: БрГТУ, 2002. 163 с.

References

1. Boeva, N.V. Theoretical prerequisites of effective manufacturing of ceramic products based on microsilica and modified liquid glass/ N.V. Boeva // Proceedings of IV (X) All-Russian Conference «Young thought: Science. Technology. Innovation «- Bratsk, 2012. - p. 59 - 60.
2. Lohova, N.A. Firing materials based on silica fume [text]: monograph / N.A. Lohova, I.A. Makarova, S.V. Patramanskaya. - Bratsk: BrGTU, 2002. - 163 p. - ISBN 5-8166-0062-1.

УДК 630*36:62-58

Модель нового механизма поворота. Теоретическое обоснование конструкции

М.В. Волосунов¹, Г.П. Дроздовский¹

¹Ухтинский государственный технический университет, ул. Первомайская 13, Ухта, Республика Коми. E-mail: Nshol@ugtu.net
Статья получена 15.07.2012, принята 13.11.2012

Рассмотрены варианты применения механизмов поворота сочлененной транспортной машины. Приведены принципиально новые конструктивные схемы механизмов поворота сочлененной транспортной машины. Выполнен кинематический и силовой анализ четырех сравниваемых режимов поворота, позволяющий определить общие зависимости момента поворота передней секции сочлененной транспортной машины. Получены выражения для определения требуемого давления гидрожидкости в цилиндрах гидропривода механизма поворота для каждой конструктивной схемы на грунтах различной консистенции. Параметры грунтов, в зависимости от консистенции V_k , варьируются по прочностным параметрам удельного сцепления грунта C_0 и угла внутреннего трения грунта $\phi_{тр}$ соответственно состоянию опорной поверхности движения машины. Произведен расчет требуемого давления гидрожидкости сервопривода гидроцилиндров новых конструктивных схем механизмов поворота в условиях образования колеи, с учетом величины параметра глубины колеи h для глинистой тугопластичной поверхности и текучепластичного состояния грунта соответственно. Выполнен анализ новых конструктивных схем механизмов поворота в сравнении с применяемой в настоящее время конструкцией. Приведены сравнительные таблицы и графики зависимости давления гидрожидкости в сервоприводе механизма поворота от величины глубины колеи транспортной машины. По критерию давления жидкости в гидроцилиндрах сервопривода механизма поворота сочлененной транспортной машины выбрана наиболее экономичная конструкция.

Ключевые слова: механизм поворота, гусеничная машина, сочлененная машина, поворот, колея.

New model of steering device. theoretical substantiation study of the design

M.V. Volosunov¹, G.P. Drozdovsky¹

¹Ukhta State Technical University, 13 Pervomayskaya str., Ukhta, the Komi Republic, Russia. E-mail: Nshol@ugtu.net
The article received 15.07.2012, accepted 13.11.2012

The types of employment of a steering device for the articulated transport machine have been considered. The fundamentally new design layouts of the steering device for the articulated transport machine have been proposed. The kinematic and power analysis of four compared steering modes that permit to determine general dependencies of steering momentum of the articulated transport machine front section has been carried out. The expressions to determine the required hydraulic fluid pressure in the hydraulic actuator cylinder of the steering device for every design layout on the soils of various consistency have been obtained. The soil parameters depending on its consistency B_k vary by the specific cohesion strength properties C_0 and frictional soil angle φ_{mp} according to the condition of the supporting surface of the machine movement. The required hydraulic fluid pressure analysis of a servoactuator of hydrocylinders in the new types of steering devices under the tracking conditions has been carried out taking into account the track depth parameter value h for clay low-plasticity surface and high plasticity soil respectively. The analysis of the new design layouts of the steering devices as compared to the one applied at present has been conducted. The comparison tables and diagrams showing the dependencies between the hydraulic fluid pressure in the steering device servoactuator and the track depth value of the transport machine have been given. According to the criterion of the hydraulic fluid pressure in the articulated transport machine steering device, the most economical design has been chosen.

Keywords: steering device, tracked vehicle, articulated transport machine, turn, track.

Используемые в настоящее время в лесозаготовительном производстве схемы модульных гусеничных машин были разработаны еще в середине прошлого века и недостаточно отвечают современным требованиям технологичности, экономичности, экологичности и т. п. Существует острая необходимость разработки и внедрения принципиально новых перспективных технических решений в данной области.

Рассмотрим четыре варианта различных конструктивных схем поворота сочлененной гусеничной лесотранспортной машины. Первый вариант – поворот транспортной машины за счет механизма поворота на основе пантографа, второй вариант – поворот машины за счет рычажкового механизма поворота, третий вариант – поворот машины вокруг геометрического центра тягового (поворотного) модуля, четвертый вариант – классическая компоновка механизма и поворот за счет излома рамы в ее геометрическом центре. Во всех рассматриваемых конструктивных схемах поворот осуществляется за счет усилия, создаваемого гидроцилиндрами сервопривода механизма поворота.

На рис. 1, 2, 3, 4 приведены принципиальные конструктивные схемы механизмов поворота сочлененных транспортных машин.

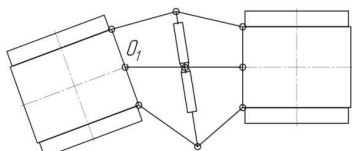


Рис. 1. Поворот конструкции за счет пантографа.

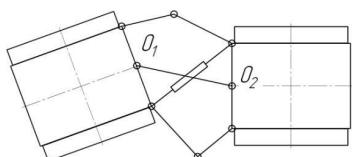


Рис. 2. Рычажковый механизм поворота.

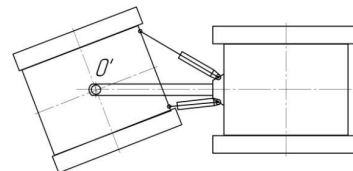


Рис. 3. Поворот вокруг центра тягового модуля.

Кинематическо-силовой анализ четырех сравниваемых режимов поворота позволяет определить общие зависимости момента поворота (кН·м) передней секции по рис. 1, 2 и 3, формулы (1), (2), и (3) соответственно.

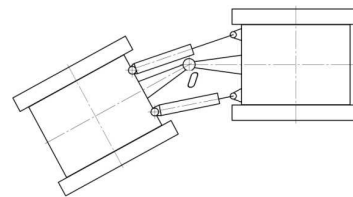


Рис. 4. Классическая компоновка механизма поворота.

Традиционный способ поворота (рис. 4) был рассмотрен в статье [1].

$$M_n = \frac{\pi}{4 \cdot \operatorname{tg} \alpha} \cdot P \left[a(d_n^2 - d_{\text{ш}}^2) - 2 \cdot d_n^2 \cdot b \cdot \operatorname{tg} \varphi^\circ \right], \quad (1)$$

$$M_n = 0,125 \cdot \pi \cdot b \cdot P (2d_n^2 - d_{\text{ш}}^2), \quad (2)$$

$$M_n = a \cdot \cos \alpha \cdot \operatorname{ЧПЧР} \cdot \pi (d_n^2 - 0,5d_{\text{ш}}^2). \quad (3)$$

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

$$\Sigma M_{\text{сн}} = G \cdot \varphi_{\text{тр}} \cdot C + K_y \cdot \delta \cdot C + M_n \cdot \mu_{\delta} \cdot \text{tg} \varphi^{\circ} + C_0 \cdot C \cdot \mu_{\delta} \Sigma F_c$$

Условие выполнения поворота в колесе:

$$M_n > \Sigma M_{\text{сн}}$$

или

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

откуда

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

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 каждого рассматриваемого случая, определим необходимое давление гидрожидкости в приводных гидроцилиндрах каждой схемы (МПа) (давление является критерием оценки энергоёмкости поворота).

1-я схема (рис. 1):

$$P > C \cdot \frac{(G \cdot \varphi_{\text{тр}} + K_y \cdot \delta + C_0 \cdot \mu_{\delta} \cdot \Sigma F_c) \cdot 4 \cdot \text{tg} \varphi^{\circ}}{(1 - \mu_{\delta} \cdot \text{tg} \varphi^{\circ}) \cdot \pi [a \cdot (d_n^2 - d_{\text{ш}}^2) - 2d_n^2 \cdot b \cdot \text{tg} \alpha]}, \quad (4)$$

2-я схема (рис. 2):

$$P > C \cdot \frac{G \cdot \varphi_{\text{тр}} + K_y \cdot \delta + C_0 \cdot \mu_{\delta} \cdot \Sigma F_c}{(1 - \mu_{\delta} \cdot \text{tg} \varphi^{\circ}) \cdot 0,125 \cdot \pi \cdot b \cdot (2d_n^2 - d_{\text{ш}}^2)}, \quad (5)$$

3-я схема (рис. 3):

$$P > C \cdot \frac{G \cdot \varphi_{\text{тр}} + K_y \cdot \delta + C_0 \cdot \mu_{\delta} \cdot \Sigma F_c}{(1 - \mu_{\delta} \cdot \text{tg} \varphi^{\circ}) \cdot a \cdot \cos \alpha \cdot \pi (d_n^2 - 0,5d_{\text{ш}}^2)}. \quad (6)$$

Исходные параметры расчета. 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), $d_{\text{ш}} = 0,04$ (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 расчетах параметр C взят 1,274, т. е. 2,0

параметр b взят равным 0,98 м).

При расчете величины P все параметры грунта и колес ходовой части взяты из статьи [2] для тугопластичного и текучепластичного состояния глинистой поверхности.

Расчет параметров необходимого давления в гидроцилиндре.

1-я схема.

Тугопластичное состояние грунта $h = 0,1$ м (гидроцилиндр ЦС-110)

$$P > 1,274 \cdot 4 \cdot \text{tg} 30^{\circ} \cdot \frac{1}{(1 - 0,5 \cdot \text{tg} 18^{\circ})} \times \frac{(50 \cdot 0,4 + 280,5 \cdot 0,122 + 40 \cdot 0,5 \cdot 0,603^2 \cdot 0,28)}{3,14 [2,5 \cdot (0,11^2 - 0,04^2) - 2 \cdot 0,11^2 \cdot 1,0 \text{tg} 30^{\circ}]}$$

$$P = 3018,5 \left(\frac{\text{кН}}{\text{м}^2} \right) = 3,02 (\text{МПа}).$$

Текучепластичное состояние грунта $h = 0,156$ м (гидроцилиндр ЦС-110)

$$P > 1,274 \cdot 4 \cdot \text{tg} 30^{\circ} \cdot \frac{1}{(1 - 0,4 \cdot \text{tg} 8^{\circ})} \times \frac{(50 \cdot 0,3 + 280,5 \cdot 0,052 + 10 \cdot 0,4 \cdot 0,603^2 \cdot 0,6)}{3,14 [2,5 \cdot (0,11^2 - 0,04^2) - 2 \cdot 0,11^2 \cdot 1,0 \text{tg} 30^{\circ}]}$$

$$P = 2519 \left(\frac{\text{кН}}{\text{м}^2} \right) = 2,52 (\text{МПа}).$$

2-я схема.

Тугопластичное состояние грунта $h = 0,1$ м (гидроцилиндр ЦС-110)

$$P > 1,274 \cdot \frac{(50 \cdot 0,4 + 280,5 \cdot 0,122 + 40 \cdot 0,5 \cdot 0,603^2 \cdot 0,28)}{0,8375 \cdot 0,125 \cdot 3,14 \cdot 1,0 (2 \cdot 0,11^2 - 0,04^2)}$$

$$P = 9646,2 \left(\frac{\text{кН}}{\text{м}^2} \right) = 9,65 (\text{МПа}).$$

Текучепластичное состояние грунта $h = 0,156$ м (гидроцилиндр ЦС-110)

$$P > 1,274 \cdot \frac{(50 \cdot 0,3 + 280,5 \cdot 0,052 + 10 \cdot 0,4 \cdot 0,603^2 \cdot 0,6)}{0,944 \cdot 0,125 \cdot 3,14 \cdot 1,0 \cdot 0,0226}$$

$$P = 4642,4 \left(\frac{\text{кН}}{\text{м}^2} \right) = 4,64 (\text{МПа}).$$

3-я схема.

Тугопластичное состояние грунта $h = 0,1$ м (гидроцилиндр ЦС-110)

$$P > 1,274 \cdot \frac{(50 \cdot 0,4 + 280,5 \cdot 0,122 + 40 \cdot 0,5 \cdot 0,603^2 \cdot 0,28)}{0,8375 \cdot 2,5 \cdot \cos 30^{\circ} \cdot 3,14 (0,11^2 - 0,5 \cdot 0,04^2)}$$

$$P = 1114 \left(\frac{\text{кН}}{\text{м}^2} \right) = 1,114 (\text{МПа}).$$

Тугопластичное состояние грунта $h = 0,1$ м (гидроцилиндр ЦС-80 $d_n = 0,11$ м, $d_{\text{ш}} = 0,04$ м)

$$P = 2,23 (\text{МПа}).$$

Текучепластичное состояние грунта $h = 0,156$ м (гидроцилиндр ЦС-110).

$$P > 1,274 \cdot \frac{(50 \cdot 0,3 + 280,5 \cdot 0,052 + 10 \cdot 0,4 \cdot 0,603^2 \cdot 0,6)}{0,944 \cdot 2,5 \cdot \cos 30^\circ \cdot 3,14 \cdot 0,0113}$$

$$P = 563 \left(\frac{\text{кН}}{\text{м}^2} \right) = 0,54 (\text{МПа}).$$

Текучепластичное состояние грунта $h = 0,156$ м (гидроцилиндр ЦС-80 $d_n = 0,11$ м, $d_{ш} = 0,04$ м)

$$P = 1,08 (\text{МПа}).$$

Сравнение величин уровней необходимых значений P – давлений гидроцилиндров в сервоприводе механизмов поворота.

Схема 1 (ЦС-110), пантограф:

при $h = 0,1$ м $P > 3$ (МПа), $h = 0,156$ м

$$P > 2,52 (\text{МПа}).$$

Схема 2 (ЦС-110), поворот рычагом:

при $h = 0,1$ м $P > 9,65$ (МПа), $h = 0,156$ м

$$P > 4,64 (\text{МПа}).$$

Схема 3 (ЦС-110), вокруг центра тягового модуля:

при $h = 0,1$ м $P > 1,1$ (МПа), $h = 0,156$ м

$$P > 0,54 (\text{МПа}).$$

(ЦС-80, параметр $a = 2,5$ м), новая схема поворота:

при $h = 0,1$ м $P > 2,23$ (МПа), $h = 0,156$ м

$$P > 1,08 (\text{МПа}).$$

Приведение схемы 3, новой схемы поворота, к схеме 4, традиционной схеме поворота.

Параметр P увеличиваем в 1,25 раза, т. к. ширина секции a по схеме 1 меньше в 1,25 раза.

(ЦС-80, параметр $a = 2,0$ м), новая схема поворота:

при $h = 0,1$ м $P > 2,28$ (МПа), $h = 0,156$ м

$$P > 1,4 (\text{МПа}).$$

В графическом варианте сравнения уравнений энергоёмкости поворота по критерию давления в сервоприводе механизмов поворота, зависящего от глубины колеи, представлена следующая зависимость:

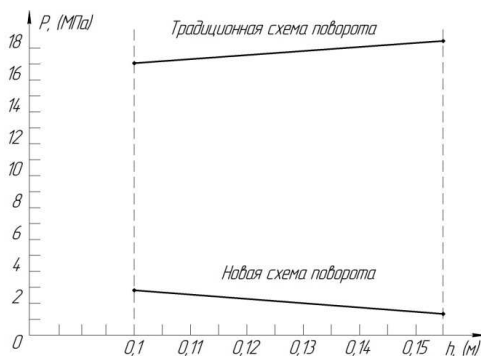


Рис. 5. Сравнительный график давлений в гидроцилиндре механизма поворота традиционной (колесный движитель) и новой (тандемный колесно-гусеничный движитель) схем.

Сравнив схемы механизмов поворота по критерию P , отдаем предпочтение схеме 3 как обеспечивающей меньшую энергоёмкость поворота по величине необходимого давления в сервоприводах механизма поворота.

В сравнении с традиционной схемой поворота сочлененной транспортной машины (рис. 4) новая схема поворота (рис. 3) с использованием в обеих схемах гидроцилиндров ЦС-80 с параметрами $d_n = 0,11$ м, $d_{ш} = 0,04$ м дает следующие показатели необходимого давления жидкости в гидроцилиндрах (таблица 1):

Таблица 1

Сравнительные параметры традиционной и новой схем поворота сочлененной лесотранспортной машины. Давление P (МПа)

Тип механизма	Тугопластичное состояние грунта	Текучепластичное состояние грунта
Традиционный (колесный движитель)	17,7	18,3
Новый (тандемный колесно-гусеничный движитель)	2,8	1,4

Вывод

По сравнению с традиционным способом поворота относительно точки O (рис. 4) поворот передней секции по схеме 3 относительно точки O' (рис. 3) дает резкое снижение энергоёмкости поворота за счет совершенно иного характера взаимодействия опорных катков колес со стенками колеи. Расчетное снижение давления в гидроцилиндре сервопривода поворотных механизмов при глубине колеи $h = 0,1$ м – в 6,32 раза, при глубине колеи $h = 0,156$ м – в 13 раз.

Литература:

1. Дроздовский Г.П., Шоль Н.Р. Энергоёмкость поворота шарнирно-сочленённого трелёвочного трактора // Материалы науч.-техн. конф. (март 2009). Ухта, 2009. Ч. 3. С. 194.
2. Волосунов М. В. Там же. Ч. 2. С. 234.

References

1. Drozdowski G.P., Schol N.R. "Energy turning the articulated skidder" Materials Science and Engineering Conference (March 2009, Ukhta): 3 hours, Part 3. - Ukhta: UGTU, 2009. - S.194.
2. Volosunov M.V., "Energy harvesting turning machines" Materials Science and Engineering Conference (March 2009, Ukhta): 3 hours, Part 2. - Ukhta: UGTU, 2009. - S.234.