

УДК 630*383.2

АНАЛИЗ УСЛОВИЙ ДВИЖЕНИЯ
ЛЕСОВОЗНЫХ АВТОПОЕЗДОВ ПО
РАЗВОРОТНОЙ ПЕТЛЕ

П.С. Рыбников (ВГЛТА)

Параметры разворотной петли определяют затраты на ее устройство, а также удобство и безопасность движения транспортных средств по ней, поэтому необходимо научно обосновать указанные параметры. Функция разворотной петли – обеспечение поворота транспортного средства на угол 180° , причем разворотная петля предусматривает поворот на угол больший 180° в одну сторону и поворот в другую сторону на угол равный разности угла поворота по петле и 180° .

На рисунке 1 показана схема разворотной петли. Разворотная петля включает: участок лесовозного уса длиной l_p , петлю с радиусом r и внутренним углом $180^{\circ} + \theta$, съезд длиной l_c и кривую съезда с радиусом R и внутренним углом θ . Поворот по петле формируется двумя углами поворота по 90° и некоторым углом θ и составляет $180^{\circ} + \theta$. Это обеспечивает возвращение транспортного средства после разворота к дороге, с которой осуществляется разворот. Для выхода на дорогу транспортное средство должно совершить еще один поворот в сторону противоположную повороту по петле на угол θ (поворот съезда). В результате $180^{\circ} + \theta - \theta = 180^{\circ}$. Дополнительный поворот на угол θ необходим для осуществления съезда транспортного средства на дорогу, а согласно рисунку 1 от величины данного угла θ зависят: длина прямой вставки съезда l_c , расстояние от начала разворотной петли до ее центра (точка O на рисунке 1) l_p , длина дуги петли с радиусом r и длина дуги кривой съезда с радиусом R . Кривая с радиусом r формирует поворот на угол больший 180° , а кривая с радиусом R – на угол θ , причем $\theta < 90^{\circ}$. Учитывая такое соотношение углов поворота, соответствующих рассматриваемым кривым, можно принять условие, что $R \geq r$.

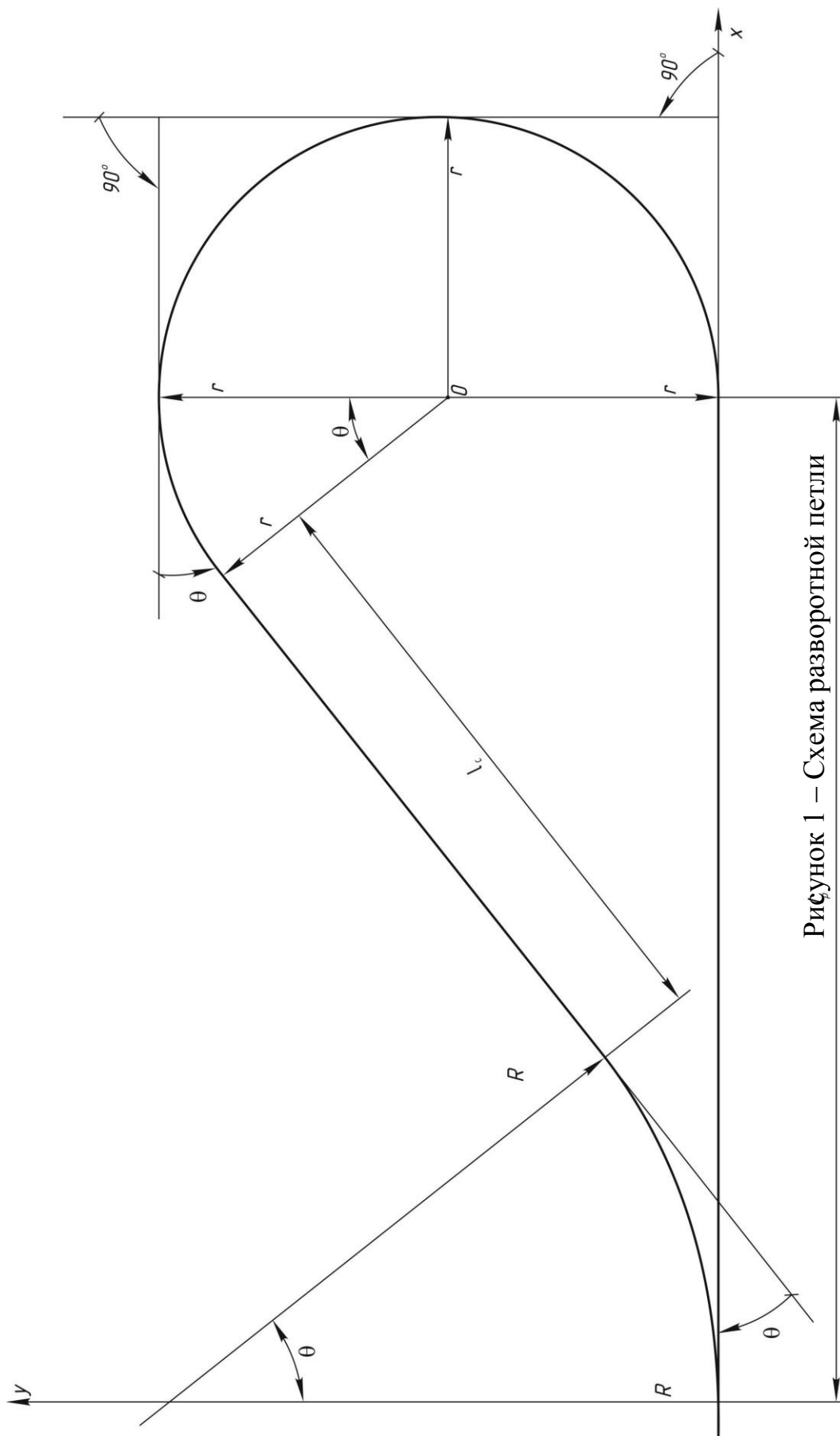


Рисунок 1 – Схема разворотной петли

На основании вышеизложенного и схемы рисунка 1 можно утверждать, что все параметры разворотной петли являются функцией трех аргументов: угла съезда θ , радиусов петли r и кривой съезда R . Первоначально необходимо обосновать требования к радиусам кривых, при этом учитываем, что по разворотной петле движется транспортное средство без груза, а поэтому можно принять скорость движения транспортного средства равной расчетной скорости, которая для лесовозных усов составляет 20 км/ч [1].

Радиус кривой влияет на устойчивость транспортного средства при движении, так как возникающая центробежная сила направлена перпендикулярно направлению движения и от центра кривой. Коэффициент поперечной силы μ рассчитывается по формуле [2]

$$\mu = \frac{v^2}{gr} - i_{\Pi}, \quad (1)$$

где v – скорость движения, м/с; g – ускорение свободного падения, м/с²; r – радиус кривой, в нашем случае радиус петли, м; i_{Π} – поперечный уклон поверхности проезжей части.

Так как лесовозный ус имеет только одну полосу движения [1, 3], то поперечный уклон транспортного средства можно считать равным нулю при условии, что на петле не устраивается вираж. На рисунке 2 представлен график зависимости коэффициента поперечной силы μ от радиуса петли r при скорости движения 20 км/ч (5,56 м/с) и $i_{\Pi} = 0$.

Значения радиусов r приняты на основе рекомендаций [4] и данных [5, 6]. Из графика (рисунок 2) видно, что при минимально допустимом радиусе равном 12 м коэффициент поперечной силы составляет 0,263. Устойчивость грузовых автомобилей опрокидыванию по данным [7, 8] обеспечивается при коэффициенте поперечной силы менее 0,6, а поэтому даже при минимально допустимом радиусе петли устойчивость опрокидыванию будет обеспечена. Комфортность движения обеспечивается при $\mu \leq 0,15$ [7], для лесовозных усов это, разумеется, не ведущий показатель, но учитывать его необходимо, а согласно графику рисунка 2 требуется устройство виража, что усложняет конструкцию петли и повышает ее стоимость.

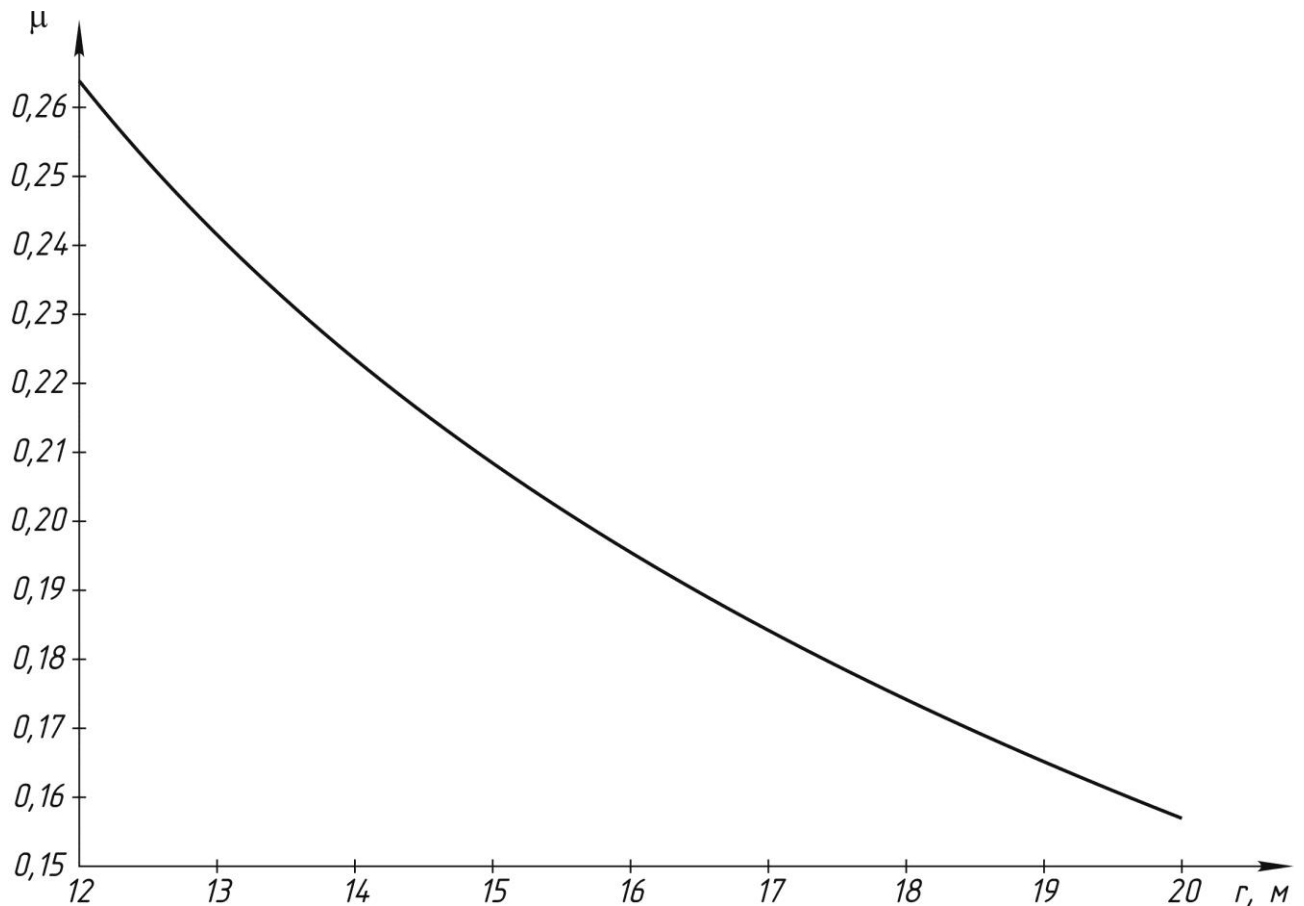


Рисунок 2 – График зависимости коэффициента поперечной силы от радиуса петли при скорости движения 20 км/ч

Устойчивость против заноса обеспечена, если коэффициент сцепления в поперечном направлении равен или больше коэффициента поперечной силы. Для обеспечения устойчивости транспортного средства используется часть общего коэффициента сцепления, которая не расходуется на реализацию продольных тяговых или тормозных усилий автопоезда. Коэффициент продольной силы обозначим γ , он равен

$$\gamma = \sqrt{\varphi_0^2 - \mu^2}, \quad (2)$$

где φ_0 – коэффициент сцепления колеса с покрытием при малых скоростях (до 20 км/ч).

Коэффициент сцепления колеса с покрытием φ_0 зависит от типа и состояния дорожного покрытия [1, 7], и как правило, для усов его величина не высо-

кая, максимальное снижение коэффициента сцепления характерно для поздне-осеннего и ранневесеннего периодов. При организации вывозки лесоматериалов из лесосек из общего количества рабочих дней исключают дни с неблагоприятными погодными условиями [9], что позволяет нормировать определенное минимальное значение коэффициента сцепления. В таблице 1 представлены значения коэффициента продольной силы при различных величинах коэффициентов сцепления и поперечной силы.

Таблица 1 – Значения коэффициента продольной силы при различных величинах коэффициентов сцепления и поперечной силы

Коэффициент сцепления	Коэффициент продольной силы при коэффициенте поперечной силы		
	0,10	0,15	0,20
0,25	0,23	0,20	0,15
0,30	0,28	0,26	0,22
0,35	0,34	0,32	0,29
0,40	0,39	0,37	0,35
0,45	0,44	0,42	0,40
0,50	0,49	0,48	0,46

Коэффициент продольной силы γ должен обеспечивать возможность преодоления сопротивлений и остановку транспортного средства при движении по петле, это заключается в выполнении следующих условий:

$$F \geq P_O + P_Y + P_K; \gamma > \lambda_{\min}, \quad (3)$$

где F – сила тяги, развиваемая тягачом, кН; P_O – основное дорожное сопротивление, кН; P_Y – сопротивление от продольного уклона, кН; P_K – сопротивление от кривой, кН; λ_{\min} – минимально допустимое значение коэффициента тормозной силы.

Первое неравенство в системе (3) можно преобразовать исходя из следующих соображений: основное сопротивление движению P_O при скоростях движения до 20 км/ч можно считать не зависящим от скорости, сопротивление от кривой P_K определяется через эквивалентный уклон i_o , сила тяги F ограничена сцепными возможностями тягача. На основании сказанного можно записать ряд зависимостей:

$$F = \gamma g M_{САП}; P_O = f_0 g M_{АП}; P_V = i g M_{АП}; P_K = i_{\ominus} g M_{АП}, \quad (4)$$

где $M_{САП}$ – сцепная масса автопоезда, т; f_0 – коэффициент сопротивления качению при малых скоростях (до 20 км/ч); $M_{АП}$ – снаряженная масса автопоезда, т; i – продольный уклон пути.

На основании формул (4) можно записать:

$$\gamma \geq \frac{f_0 + i + i_{\ominus}}{k_C}; k_C = \frac{M_{САП}}{M_{АП}}. \quad (5)$$

Условия движения по разворотной петле, расположенной на лесовозном усе, сложные, а поэтому примем следующие значения: $f_0 = 0,05$, $i = 0,02$, $i_{\ominus} = 0,05$. Значение коэффициента, учитывающего долю сцепной массы, k_C зависит от состава автопоезда и конструкции тягача. В таблице 2 приведены параметры лесовозных автопоездов трех типов: автомобиль-тягач+прицеп-ропуск, автомобиль+прицеп, седельный тягач+полуприцеп, а в таблице 3 – определенные для этих параметров минимально допустимые значения коэффициента тяговой силы γ .

Совместный анализ данных таблиц 1 и 3 показывает, что лесовозный автопоезд, состоящий из полноприводного тягача и прицепа-ропуска, при условии перевозки прицепа-ропуска на шасси тягача обладает достаточными тяговыми возможностями при коэффициенте сцепления 0,25 и более и коэффициенте поперечной силы 0,2 и менее. Седельный автопоезд с неполноприводным тягачом имеет достаточные тяговые возможности при коэффициенте сцепления 0,30...0,35 и коэффициенте поперечной силы не более 0,15, при коэффициенте поперечной силы больше 0,15 для данного автопоезда надо обеспечить коэффициент сцепления 0,35 и более. Сортиментовоз, состоящий из неполноприводного автомобиля и прицепа, имеет ограниченные тяговые возможности по причине малой сцепной массы (36 % от снаряженной массы) и требует обеспечить значение коэффициента сцепления не менее 0,35 при коэффициенте поперечной силы 0,1, а при больших значениях коэффициента поперечной силы коэффициент сцепления должен быть 0,4 и более.

Таблица 2 – Параметры лесовозных автопоездов

Марка автопоезда	Назначение автопоезда	Колесная формула тягача	Снаряженная масса, т	Сцепная масса, т
МАЗ-543403-220+ +МАЗ-900800	Хлыстовоз	4x4/2	13,37	13,37
КамАЗ-54115+ +ТМЗ-9307-010	Сортиментовоз	6x4/2	12,54	6,29
КамАЗ-53215+ +ТМЗ-89662-010	Сортиментовоз	6x4/2	13,16	4,73

Примечание – для автопоезда МАЗ-543403-220+МАЗ-900800 предусматривается перевозка прицепа-ропуски на автомобиле

Таблица 3 – Минимально допустимые значения коэффициента тяговой силы для лесовозных автопоездов

Марка автопоезда	Коэффициент, учитывающий долю сцепной массы k_c	Минимально допустимый коэффициент тяговой силы
МАЗ-543403-220+ +МАЗ-900800	1	0,12
КамАЗ-54115+ +ТМЗ-9307-010	0,5	0,24
КамАЗ-53215+ +ТМЗ-89662-010	0,36	0,33

Минимально допустимое значение коэффициента тормозной силы λ_{\min} найдем из условия ограничения тормозного пути

$$S_{ТП} = S_{ВП} - S_P - vt_{под}, \quad (6)$$

где $S_{ТП}$ – допустимый для данных дорожных условий тормозной путь, м; $S_{ВП}$ – расчетное расстояние видимости поверхности дороги, м; S_P – резервное расстояние остановки перед препятствием, м; $t_{под}$ – время подготовки к торможению, с.

Используя формулу для определения тормозного пути [10] применительно к условиям движения по лесовозному усю, в которой сам тормозной пути определяется по зависимости (6), $\lambda = \lambda_{\min}$, а уклон для рассматриваемого случая движения по петле представляет собой сумму продольного уклона пути и эквивалентного, получим зависимость

$$\lambda_{\min} = \frac{\delta v^2}{2g(S_{\text{ВП}} - S_P - vt_{\text{нод}})} - i - i_{\text{э}} - f_0. \quad (7)$$

Параметры $S_{\text{ВП}}$, S_P и $t_{\text{нод}}$ являются постоянными для конкретного типа лесовозной дороги, в виду того, что наиболее неблагоприятные условия для остановки характерны для спусков, то значение уклона пути в формуле (7) надо принимать отрицательным, но учитывая большое значение эквивалентного уклона можно допустить $i + i_{\text{э}} = 0$. Коэффициент сопротивления качению зависит от типа и состояния покрытия [1], а поэтому для исследования влияния скорости движения по петле v на минимально допустимую величину коэффициента тормозной силы λ_{\min} примем следующие значения f_0 : 0,03; 0,04; 0,05. Коэффициент, учитывающий силу инерции вращающихся масс автопоезда примем 1,5. Значения минимально допустимого коэффициента тормозной силы в зависимости от скорости движения по петле приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Значения минимально допустимого коэффициента тормозной силы при различных скоростях движения по петле

Скорость движения по петле		Значения λ_{\min} при коэффициенте сопротивления качению		
км/ч	м/с	0,03	0,04	0,05
20	5,56	0,14	0,13	0,12
15	4,17	0,05	0,04	0,03
12	3,33	0,02	0,01	0

Из таблицы 4 видно, что при всех скоростях движения в диапазоне изменения коэффициента сопротивления качению 0,03 ... 0,05 минимальный коэффициент тормозной силы составляет менее 0,15, а значит, необходимые тормозные качества автопоездов обеспечиваются при коэффициенте сцепления 0,25 и более и коэффициенте поперечной силы 0,2 и менее (таблица 1). Это обуславливается тем, что кривая малого радиуса, характерная для разворотной петли, создает значительное сопротивление движению, которое совместно с сопротивлением качению, имеющим достаточно высокое значение для покрытий лесовозных усов, способствует остановке транспортного средства. Также надо отметить роль невысоких скоростей движения (20 км/ч и менее). Таким образом, радиус разворотной петли следует обосновывать из условия обеспечения требуемых тяговых возможностей автопоезда в заданных дорожных условиях.

Радиус кривой влияет на величину уширения проезжей части, которая для однополосной дороги определяется по формуле

$$\Delta = \frac{L^2}{2r} + \frac{0,18v}{\sqrt{r}} + \frac{b^2 - a^2}{2\sqrt{r^2 - L^2}}, \quad (8)$$

где L – расстояние от переднего бампера до задней оси автомобиля, м; b – длина дышла прицепа, м; a – расстояние от крюка буксирного прибора до задней оси автомобиля, м.

Третье слагаемое в формуле (8) используется только для автопоездов, причем для седельного автопоезда $a = 0$, а b – расстояние от оси шкворня до задней оси полуприцепа. В таблице 5 приведены параметры автопоездов для расчета уширения проезжей части на кривой.

Таблица 4.5 – Параметры лесовозных автопоездов для расчета уширения проезжей части на кривой

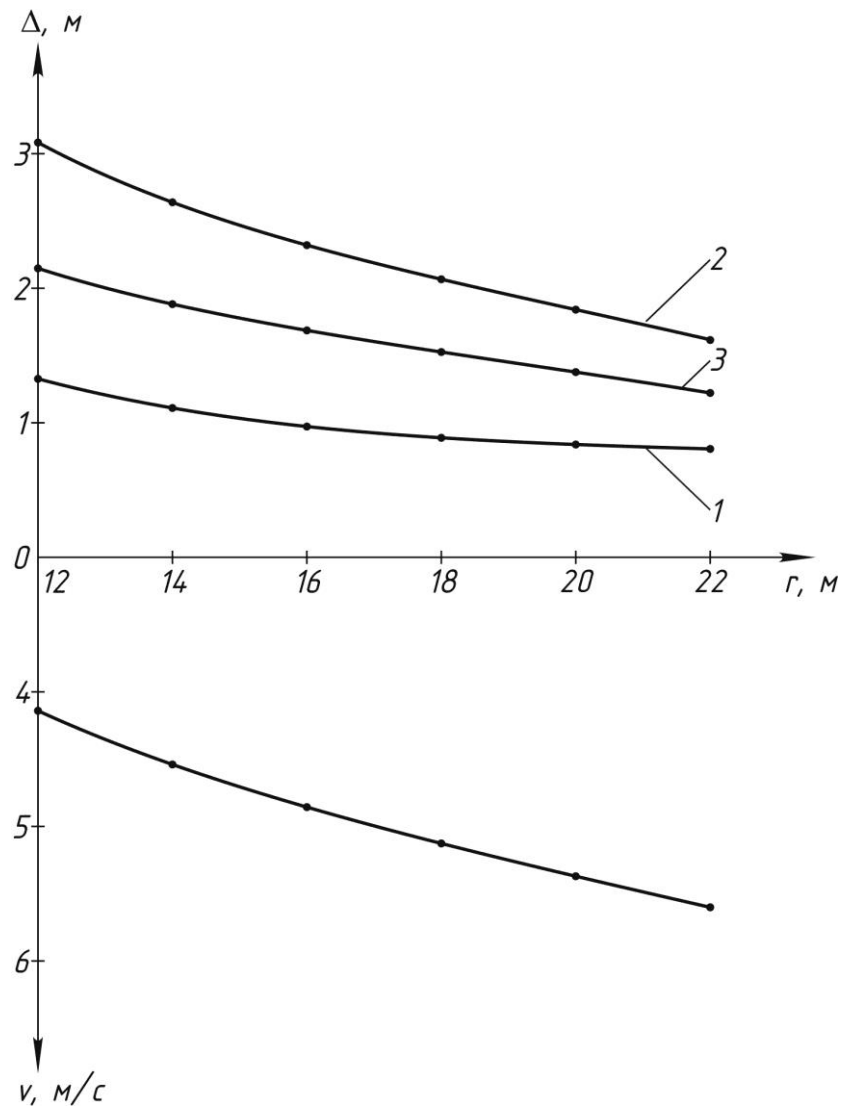
Марка автопоезда	L , м	b , м	a , м
МАЗ-543403-220+ +МАЗ-900800	5,03	–	–
КамАЗ-54115+ +ТМЗ-9307-010	5,48	5,88	0
КамАЗ-53215+ +ТМЗ-89662-010	6,34	3,0	1,9

Примечание – для автопоезда МАЗ-543403-220+МАЗ-900800 предусматривается перевозка прицепа-ропуски на автомобилях

Исследуем влияние радиуса кривой петли r на уширение проезжей части при этом примем постоянное значение коэффициента поперечной силы $\mu = 0,15$, тогда скорость движения v как функцию радиуса можно определить из формулы (1)

$$v = \sqrt{gr(\mu + i_{II})}. \quad (9)$$

На рисунке 3 приведены графики зависимостей уширения проезжей части и скорости движения автопоездов от радиуса кривой петли при $\mu = 0,15$.



1 – МАЗ-543403-220+МАЗ-900800; 2 – КамАЗ-54115+ТМЗ-9307-010;
3 – КамАЗ-53215+ТМЗ-89662-010

Рисунок 3 – Графики зависимостей уширения проезжей части и скорости движения автопоездов от радиуса кривой петли при $\mu = 0,15$

Из графиков, показанных на рисунке 3 видно, что уменьшение радиуса петли до 12 м приводит к незначительному снижению допустимой скорости движения автопоездов по критерию комфортности до 4,2 м/с или 15 км/ч, что не существенно влияет на потери времени для совершения разворота с учетом холостого пробега до петли [11]. Уменьшение радиуса петли с 22 м до 12 м приводит к возрастанию требуемого уширения проезжей части, для автомобиля МАЗ-543403-220 – на 59 % при максимальном значении 1,27 м, для автопоезда КамАЗ-54115+ТМЗ-9307-010 – на 81 % при максимальном значении 3,1 м, для автопоезда КамАЗ-53215+ТМЗ-89662-010 – на 73% при максимальном значе-

нии 2,16 м. Во всех случаях требуемое уширение проезжей части значительное, так как ширина проезжей части уса 3,5 м [1], а поэтому его необходимо учитывать при обосновании параметров разворотной петли. Таким образом, обосновывать параметры разворотной петли следует по величине площади покрытия, равной произведению длины разворотной петли на ширину проезжей части. Площадь покрытия разворотной петли должна быть минимальной при обеспечении безопасности движения и тяговых возможностей порожнего автопоезда.

Покрытие разворотной петли устраивается такое же, как на лесовозном усе [1, 3], в большинстве случаев это грунтовое покрытие в летний период и снежно-уплотненное – зимой. Возможно применение грунтовых улучшенных и гравийных покрытий, но это приводит к увеличению затрат на устройство лесовозных усов и разворотных петель на них. При слабой несущей способности грунтов лесосеки и на головных участках усов можно использовать сборно-разборные покрытия из деревянных щитов или железобетонных плит [12]. Конструкции сборно-разборных покрытий для участков кривых в плане разработаны профессором Д.Н. Афоничев [13]. На основе данных конструкций предложено усовершенствованное сборно-разборное покрытие с пневматическими стыковыми соединениями, которое можно использовать для устройства покрытий разворотных петель и съездов примыканий лесовозных автомобильных дорог. Указанное сборно-разборное покрытие позволяет повысить несущую способность временных лесовозных автомобильных дорог и их сцепные качества, оно защищено патентом на полезную модель [14].

Выводы

1 Разворотная петля включает: участок лесовозного уса длиной, петлю с внутренним углом большим 180° , съезд длиной и кривую съезда, поворот по петле формируется двумя углами поворота по 90° и углом съезда. Все параметры разворотной петли являются функцией трех аргументов: угла съезда, радиусов петли и кривой съезда.

2 Исследования тяговых свойств лесовозных автопоездов при движении по разворотной петле показывают, что лесовозный автопоезд, состоящий из полноприводного тягача и прицепа-ропуса, при условии перевозки прицепа-ропуса на шасси тягача обладает достаточными тяговыми возможностями

при коэффициенте сцепления 0,25 и более и коэффициенте поперечной силы 0,2 и менее. Седельный автопоезд с неполноприводным тягачом имеет достаточные тяговые возможности при коэффициенте сцепления 0,30...0,35 и коэффициенте поперечной силы не более 0,15, при коэффициенте поперечной силы больше 0,15 для данного автопоезда надо обеспечить коэффициент сцепления 0,35 и более. Сортиментовоз, состоящий из неполноприводного автомобиля и прицепа, имеет ограниченные тяговые возможности по причине малой сцепной массы (36 % от снаряженной массы) и требует обеспечить значение коэффициента сцепления не менее 0,35 при коэффициенте поперечной силы 0,1, а при больших значениях коэффициента поперечной силы коэффициент сцепления должен быть 0,4 и более.

3 Исследования тормозных качеств лесовозных автопоездов при движении по разворотной петле показали, что при всех скоростях движения в диапазоне изменения коэффициента сопротивления качению 0,03...0,05 минимальный коэффициент тормозной силы составляет менее 0,15, а значит, необходимые тормозные качества автопоездов обеспечиваются при коэффициенте сцепления 0,25 и более и коэффициенте поперечной силы 0,2 и менее. Это обуславливается тем, что кривая малого радиуса, характерная для разворотной петли, создает значительное сопротивление движению, которое совместно с сопротивлением качению, имеющим достаточно высокое значение для покрытий лесовозных усов, способствует остановке транспортного средства. Таким образом, радиус разворотной петли следует обосновывать из условия обеспечения требуемых тяговых возможностей автопоезда в заданных дорожных условиях.

4 Скорость движения автопоезда и радиус петли обуславливают величину уширения проезжей части, которая как показали исследования, увеличивается при уменьшении радиуса петли даже при условии ограничения скорости, это приводит к возрастанию площади покрытия разворотной петли. Предложено усовершенствованное сборно-разборное покрытие с пневматическими стыковыми соединениями, защищенное патентом на полезную модель, которое можно использовать для устройства покрытий разворотных петель и съездов приямков лесовозных автомобильных дорог.

Библиографический список

- 1 Сухопутный транспорт леса / Под ред. В. И. Алябьева. М. : Лесн. пром-сть, 1990. 416 с.
- 2 Афоничев, Д. Н. Допустимые скорости движения лесовозных автопоездов на кривых в плане / Д. Н. Афоничев, Д. С. Любавский // Ресурсосберегающие и экологически перспективные технологии и машины лесного комплекса будущего: Матер. междунар. научн.-практ. конф., посвящ. 55-лет. лесоинженерного факультета ВГЛТА / Воронеж : ВГЛТА, 2009. С. 237-241.
- 3 Транспорт леса. В 2-х т. Т. 1. Сухопутный транспорт / Под ред. Э. О. Салминена. М. : ИЦ «Академия», 2009. 368 с.
- 4 СНиП 2.05.07-91*. Промышленный транспорт. М. : АПП ЦИТП, 1996. 120 с.
- 5 Рыбников, П. С. Размещение временных автомобильных дорог в лесосеках / П. С. Рыбников // Лесотехнический журнал / ВГЛТА. 2011. № 3. С. 88-98.
- 6 Афоничев, Д. Н. Размещение петлевых разворотов на лесовозных усах / Д. Н. Афоничев // Вестник МГУЛа – Лесной вестник. 2010. № 6. С. 93-96.
- 7 Курьянов, В. К. Автомобильные дороги / В. К. Курьянов, Д. Н. Афоничев, А. В. Скрыпников Воронеж : ВГЛТА, 2007. 284 с.
- 8 Смирнов, М. Ю. Рациональные способы и параметры загрузки автомобильных поездов на вывозке лесоматериалов: дис. ... д-ра техн. наук: 05.21.01; защищена 11.10.11 / М. Ю. Смирнов / МарГТУ. Йошкар-Ола, 2011. 399 с.
- 9 Афоничев, Д. Н. Обоснование потребности в подвижном составе при календарном планировании автомобильной вывозки древесины из лесосек / Д. Н. Афоничев, П. С. Рыбников // Лес. Наука. Молодежь – 2009 : Матер. по итогам научн.-исслед. раб. молодых ученых ВГЛТА за 2008–2009 годы. В 2-х т. Т. 2 / ВГЛТА. Воронеж, 2009. С. 9-13.
- 10 Афоничев, Д. Н. Математическая модель торможения автопоезда, учитывающая влияние воздушной среды / Д. Н. Афоничев // Вестник МГУЛа – Лесной вестник. 2012. № 2. С. 113-115.
- 11 Рыбников, П. С. Потери времени лесовозными автопоездами на развороты в пределах лесосек / П. С. Рыбников // Вестник МГУЛа – Лесной вестник. 2012. № 2. С. 116-120.
- 12 Афоничев, Д. Н. Имитационное моделирование нагружения лесных почво-грунтов конструктивными элементами сборно-разборных дорожных покрытий

/ Д. Н. Афоничев // Вестник МГУЛа – Лесной вестник. 2011. № 3. С. 89-91.

13 Афоничев, Д. Н. Универсальные сборно-разборные щитовые покрытия автомобильных дорог / Д. Н. Афоничев. Воронеж : ВГЛТА, 2009. 28 с. Деп. в ВИНТИ 16.03.2009, № 133-В2009.

14 Патент на полезную модель № 114687 РФ. МПК В01С 9/08. Сборно-разборное покрытие автомобильной дороги / Д. Н. Афоничев, П. С. Рыбников, В. А. Морковин; заявитель и патентообладатель ВГЛТА. № 2011145702/03; заявл. 10.11.2011, опубл. 10.04.2012, бюл. № 10.