



СПОСОБНОСТЬ МАГИСТРАЛЬНОГО АВТОПОЕЗДА К ПРЕОДОЛЕНИЮ КРУТЫХ ДОРОЖНЫХ ПОДЪЁМОВ

✉¹ **Волков В.С.**

д.т.н., профессор кафедры автомобилей и сервиса машиностроительных технологий Воронежского государственного лесотехнического университета им.

Г.Ф. Морозова (РФ)

wl.volkov@yandex.ru*

Лебедев Е.Г.

аспирант кафедры автомобилей и сервиса Воронежского государственного лесотехнического университета им. Г.Ф. Морозова, Р.Ф.

Набатникова Е. А.

аспирант кафедры автомобилей и сервиса Воронежского государственного лесотехнического университета им.

Г.Ф. Морозова

Аннотация. Рассмотрен анализ изменения динамических характеристик транспортной работы магистрального автопоезда в дорожных условиях с преодолением участков затруднённого движения, характеризующихся наличием крутых подъёмов. Решение рассматриваемой задачи представлено в вариантах определения предельного угла подъёма дороги, который может преодолеть автопоезд, обладающий заданными эксплуатационными характеристиками и мощностью двигателя, затрачиваемой на преодоление данных дорожных участков.

Ключевые слова: АВТОПОЕЗД, ДОРОЖНЫЙ ПОДЪЁМ, СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ, МОЩНОСТЬ, СИЛА ТЯГИ, УГОЛ ПОДЪЁМА ДОРОГИ

THE ABILITY OF THE MAIN ROAD TRAIN TO OVERCOME STEEP ROAD CLIMBS

✉¹ **Vladimir S. Volkov**

Doctor of Tech. Sc., Professor Head of the Department of automobiles and Service, Voronezh State Forestry Engineering University of G.F. Morozov, Russian Federation, (RF)

wl.volkov@yandex.ru*

Evgeniy G. Lebedev

post-graduate student of department of the Department of automobiles and Service, Voronezh State Forestry Engineering University of G.F. Morozov, RF

Elena A. Nabatnikova

post-graduate student of department of the Department of automobiles and Service, Voronezh State Forestry Engineering University of G.F. Morozov, Russian Federation

Annotation. The analysis of changes in the dynamic characteristics of the transport operation of a trunk road train in road conditions with overcoming sections of obstructed traffic characterized by the presence of steep ascents is considered. The solution of the problem under consideration is presented in the variants of determining the maximum angle of elevation of the road that can be overcome by a road train with the specified operational characteristics and the cost of engine power spent on overcoming these road sections.

Keywords: ROAD TRAIN, ROAD LIFTING, RESISTANCE TO MOVEMENT, POWER, TRACTION FORCE, ROAD LIFTING ANGLE

¹ Автор для ведения переписки

1 Состояние вопроса исследования и актуальность работы

Способность автопоезда к преодолению крутых дорожных подъёмов имеет важное значение при назначении маршрутов транспортной работы по дорогам, характеризуемым разными дорожными сопротивлениями. Данная способность автопоезда определяется, прежде всего, согласованностью динамических факторов по тяге и по сцеплению его ведущих колёс с дорогой, путём решения задачи по нахождению предельного угла подъёма дороги α , который может преодолеть автопоезд на конкретном дорожном участке. Несмотря на заметное улучшение качества автомобильной дорожной сети, на многих дорогах встречаются труднопроходимые для магистральных автопоездов участки, характеризующиеся наличием значительных подъёмов, являющихся проблемными для некоторых типов автопоездов с возникновением угрозы для безопасности движения.

Решение задач по преодолению автомобильными транспортными средствами трудных участков дорог рассматривалось в работах многих авторов. В частности, в работе [1] представлена модель преодоления крутого подъёма одиночным автомобилем. При этом акцент сделан на определении предельного угла подъёма, ограниченного возможностью сцепления ведущих колёс с дорогой. В работе [2] приведены экспериментальные сведения о приспособленности автомобильных транспортных средств к эксплуатации в условиях горных дорог, характеризующихся наличием большого числа крутых подъёмов с различными значениями коэффициента сцепления колёс с дорогой. Рассматриваются варианты тягового и тормозного режимов транспортной работы. Авторы [3] анализируют влияние дорожных подъёмов на работу городского пассажирского транспорта с учётом возникающих изменений дорожных условий. В работе [4] содержатся сведения о перспективных направлениях конструктивного совершенствования транспортных средств, в том числе по их способностям к преодолению различных дорожных сопротивлений. В монографии [5] приводятся сведения о влиянии характеристик дорожных участков на безопасность движения. Авторы работ [6] и [7] акцентируют внимание о влиянии коэффициента сцепления шин с дорогой на факторы, характеризующие способность транспортных средств осуществлять безопасность движения на участках с различным уровнем сложности. Авторы [8] рассматривают влияние человеческого фактора на безопасность транспортной работы в различных дорожных условиях. Электронная лаборатория [9] позволяет в ограниченных пределах моделировать процесс транспортной работы с учётом некоторых входных факторов.

2 Материалы и методы

С учётом того, что преодоление крутых дорожных подъёмов обычно происходит при малой скорости движения автопоезда, действие силы сопротивления воздушной среды можно не учитывать. Также можно не учитывать действие силы инерции, поскольку колебания скорости движения автопоезда на участке подъёма дороги незначительны и являются затухающими. Тогда сила тяги на ведущих колёсах тягача P_T будет расходоваться на преодоление сил сопротивления качению его колёс P_f и силы сопротивления подъёму P_α .

Согласно схеме, изображённой на рис. 1, силовой баланс автопоезда можно выразить уравнением:

$$P_T = P_{f1} + P_{f2} + P_{fп} + P_\alpha, \quad (1)$$

где P_{f1} ; P_{f2} и $P_{fп}$ – соответственно силы сопротивления качению колёс переднего моста тягача, тележки ведущих колёс тягача и тележки полуприцепа; P_α – сила сопротивления подъёму дороги.

С учётом того, что

$$P_{f1} = G_1 \cos \alpha \cdot f; P_{f2} = G_2 \cos \alpha \cdot f; P_{fп} = G_{п} \cos \alpha \cdot f,$$

а также то, что суммарная сила тяжести автопоезда G есть сумма

$$G = G_1 + G_2 + G_{п}, \quad (2)$$

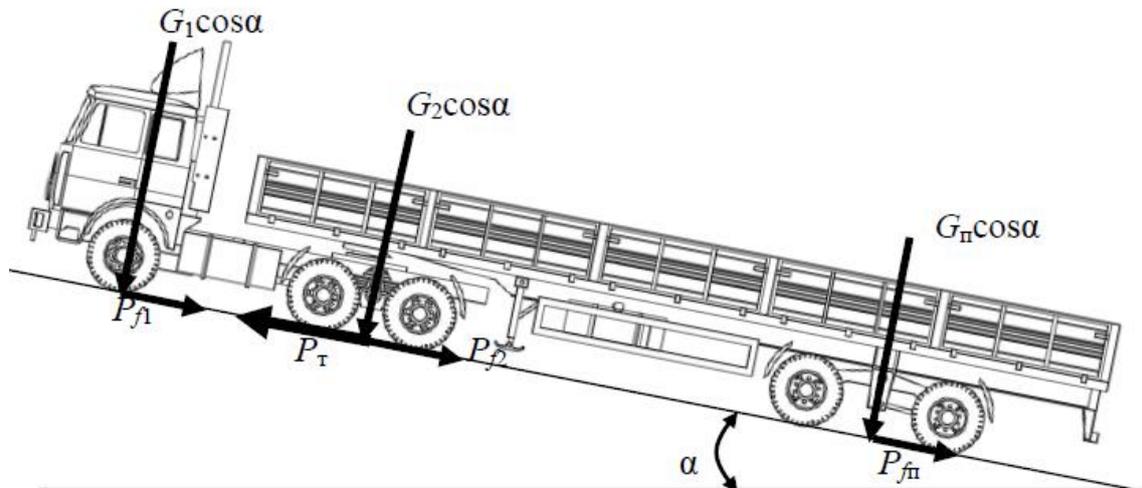


Рисунок 1 – Схема к определению предельного угла подъёма дороги, который может преодолеть автопоезд

Суммарная сила сопротивления качению колёс автопоезда есть

$$P_f = G \cos \alpha \cdot f. \quad (3)$$

Сила сопротивления подъёму автопоезда $P_\alpha = G \sin \alpha$.

Тогда уравнение (1) может быть представлено в виде

$$P_T = G(f \cos \alpha + \sin \alpha). \quad (4)$$

С учётом того, что $G = m_{\text{ап}} g$, где $m_{\text{ап}}$ – масса автопоезда; g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$, а также того, что на грани начала буксования ведущих колёс тягача суммарная тяговая сила на ведущих колёсах равна их силе сцепления с дорогой,

$$P_T = P_{\text{сц}} = G \varphi_x \cos \alpha = m_{\text{вм}} g \varphi_x \cos \alpha, \quad (5)$$

где $m_{\text{вм}}$ – часть массы автопоезда, приходящаяся на ведущие колёса; φ_x – коэффициент сцепления колёс с дорогой.

При этом данное уравнение может быть преобразовано к виду

$$m_{\text{ап}} g f \cos \alpha + m_{\text{ап}} g \sin \alpha = m_{\text{вм}} g \varphi_x \cos \alpha, \quad (6)$$

или с учётом сокращений и преобразований

$$m_{\text{ап}} \operatorname{tg} \alpha = m_{\text{вм}} \varphi_x - m_{\text{ап}} f. \quad (7)$$

Откуда предельный угол подъёма дороги, который может преодолеть автопоезд

$$\alpha_{\text{max}} = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{m_{\text{вм}} \varphi_x - m_{\text{ап}} f}{m_{\text{ап}}}. \quad (8)$$

Как видно из полученной формулы, величина предельного угла подъёма дороги α_{max} зависит от характеристики дорожной поверхности, определяемой коэффициентом сцепления колёс с дорогой φ_x и коэффициентом сопротивления качению f , а также от доли массы, приходящейся на ведущие колёса тягача $m_{\text{вм}}$ в величине общей массы автопоезда $m_{\text{ап}}$. При наличии тягача со всеми

ведущими колёсами величина $m_{вм}$ возрастает, что вызывает соответствующее увеличение предельного угла подъёма автопоезда α_{max} по условию начала буксования его ведущих колёс. В определённой мере увеличению угла α_{max} способствует применение систем временной блокировки межосевых и межколёсных дифференциалов в агрегатах силовой передачи тягача.

3 Результаты исследований

Для автопоезда в составе тягача КАМАЗ-54102 и полуприцепа СЗАП-9385 с колёсной формулой 10x4 и показателями $m_{ап} = 34500$ кг; $m_{вм} = 16300$ кг; $f = 0,015$ зависимость максимального угла подъёма дороги α_{max} от величины коэффициента сцепления колёс с дорогой ϕ в режиме движения с постоянной скоростью может характеризоваться зависимостью, показанной на рис. 2. Из рис. 2 видно, что величина коэффициента сцепления колёс с дорогой выполняет значимую роль в способности автопоезда к преодолению им крутого дорожного подъёма и в случае, когда требуется преодолеть подъём на дороге с малым коэффициентом сцепления, требуется предварительный разгон автопоезда.

Мощность, необходимая для преодоления дорожного сопротивления, характеризуемого величиной предельного угла подъёма дороги, может быть определена по условию равенства тяговой силы силе сопротивления дороги по условиям начала буксования ведущих колёс, когда $P_t = P_{сц}$. С учётом уравнения для определения тяговой силы на ведущих колёсах мощность, подводимая к ведущим колёсам в момент начала буксования

$$N_{amax} = \frac{m_{ап} g V_{min} (f \cos \alpha_{max} + \sin \alpha_{max})}{1000}, \quad (9)$$

где V_{min} – минимальная устойчивая скорость движения автопоезда в гору на низшей передаче в м/с.

При этом мощность двигателя, затрачиваемая на преодоление максимального угла подъёма дороги

$$N_{д аmax} = \frac{N_{amax}}{\eta_{тр}}, \quad (10)$$

где $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии тягача.

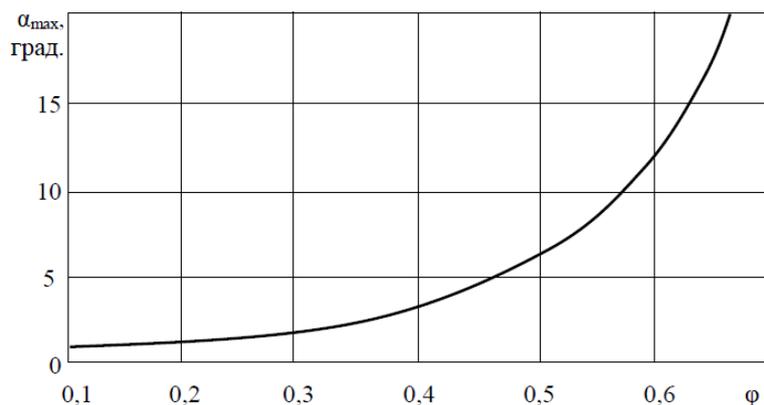


Рисунок 2 – Зависимость максимального угла подъёма дороги от коэффициента сцепления колёс с дорогой при постоянной скорости

С учётом того, что при движении автопоезда могут возникать более высокие дорожные сопротивления, а также то, что автопоезд должен иметь достаточно высокий динамический фактор по тяге, мощность двигателя тягача должна превышать мощность, затрачиваемую на преодоление максимального угла подъёма дороги,

$$N_{e max} > N_{д аmax}. \quad (11)$$

Динамическое преодоление крутых подъёмов, возникающих на пути следования автопоезда, возможно посредством разгона, когда кроме тяговой силы на ведущих колёсах используется накопленная ранее сила инерции. При этом уравнение силового баланса будет иметь вид

$$P_T + P_{и} = P_{\psi} + P_B. \quad (12)$$

Кинетическая энергия, накопленная автопоездом при разгоне

$$E = \frac{m_{ап}V^2}{2}. \quad (13)$$

При допущении, что при прохождении затяжного подъёма автопоезд будет двигаться в режиме с постоянным замедлением, сила инерции, образуемая запасом такой энергии

$$P_{ир} = \frac{m_{ап}V^2}{2l_{уч}}, \quad (14)$$

где $l_{уч}$ – длина затяжного подъёма.

Сила дорожных сопротивлений, противодействующая силе инерции

$$P_d = \psi m_{ап}g, \quad (15)$$

где ψ – коэффициент дорожных сопротивлений.

При принятии допущений, что преодоление крутого подъёма с разгона происходит при относительно небольшой средней скорости, до 70 км/ч, когда влияние силы сопротивления воздушной среды P_B невелико и ей можно пренебречь, а также, что тяговая сила P_T ограничивается силой сцепления колёс тягача с дорогой, $P_{сц} = m_{вм}g\varphi_x$, уравнение силового баланса примет вид

$$m_{вм}g\varphi_x + \frac{m_{ап}V^2}{2l_{уч}} = \psi m_{ап}g. \quad (16)$$

Откуда при известных величинах массы автопоезда $m_{ап}$ и её части, распределяемой на ведущий мост тягача $m_{вм}$, коэффициента дорожных сопротивлений ψ и длины участка крутого подъёма $l_{уч}$, можно определить скорость, которую необходимо набрать автопоезду к началу прохождения участка крутого подъёма

$$V_{нач} = \sqrt{\frac{2l_{уч}g(m_{ап}\psi - m_{вм}\varphi_x)}{m_{ап}}}. \quad (17)$$

С учётом того, что $\psi = f\cos\alpha + \sin\alpha$, можно определить угол подъёма дороги α_{max}^p , который автопоезд может преодолеть с разгона, набрав конкретную скорость $V_{нач}$ на подходе к началу подъёма. В качестве логического ограничителя к использованию данной формулы следует рассматривать ситуацию, когда произведение массы автопоезда на коэффициент дорожных сопротивлений превышает произведение массы, приходящейся на ведущие колёса на коэффициент сцепления колёс с дорогой, то есть

$$m_{ап}\psi > m_{вм}\varphi_x. \quad (18)$$

При наличии знака равенства в уравнении (18), либо знака неравенства, направленного в обратном направлении, в уравнении (17) под знаком квадратного корня появляется отрицательное значение и начальная скорость, которую должен набрать автопоезд для преодо-

ления подъёма, будет характеризоваться комплексным числом. Данное обстоятельство означает, что соотношение коэффициента дорожного сопротивления ψ и коэффициента сцепления колёс автопоезда с дорогой φ таково, что для преодоления данного дорожного подъёма нет необходимости дополнительного увеличения скорости для увеличения силы инерции.

Для автопоезда в составе тягача КАМАЗ-54102 и полуприцепа СЗАП-9385 с колёсной формулой 10x4 и показателями $m_{ап} = 34500$ кг; $m_{вм} = 16300$ кг; $f = 0,015$ зависимость начальной скорости автопоезда, которую необходимо набрать для преодоления подъёма длиной $l_{уч} = 500$ м при различных значениях коэффициента сцепления колёс с дорогой представлена на рисунке 3.

Из зависимостей, показанных на рис. 3 следует, что при коэффициенте сцепления колёс с дорогой на уровне $\varphi = 0,6$ и более для преодоления угла подъёма дороги до $\alpha = 25^0$ прибегать к увеличению скорости нет необходимости. При снижении данного коэффициента от $\varphi = 0,5$ и менее для преодоления дорожного подъёма необходим предварительный разгон. При этом на дороге с малыми значениями коэффициента сцепления необходим разгон автопоезда до высокой скорости, в связи с чем, может возникнуть угроза безопасности движения.

4 Обсуждение и заключение

Применение рассмотренной методики расчёта мощностных и скоростных характеристик транспортной работы магистрального автопоезда на дорогах с известными величинами дорожных сопротивлений и сцепления колёс с дорогой позволяет, в режиме работы транспортного предприятия, производить подбор подвижного состава, способного к осуществлению конкретных видов перевозок. Кроме этого, по характеристике мощности, затрачиваемой на преодоление дорожных сопротивлений, возможно определение расхода топлива на цикл перевозки с использованием полученной величины в расчёте затрат, приходящихся на единицу или на цикл транспортной работы автопоезда.

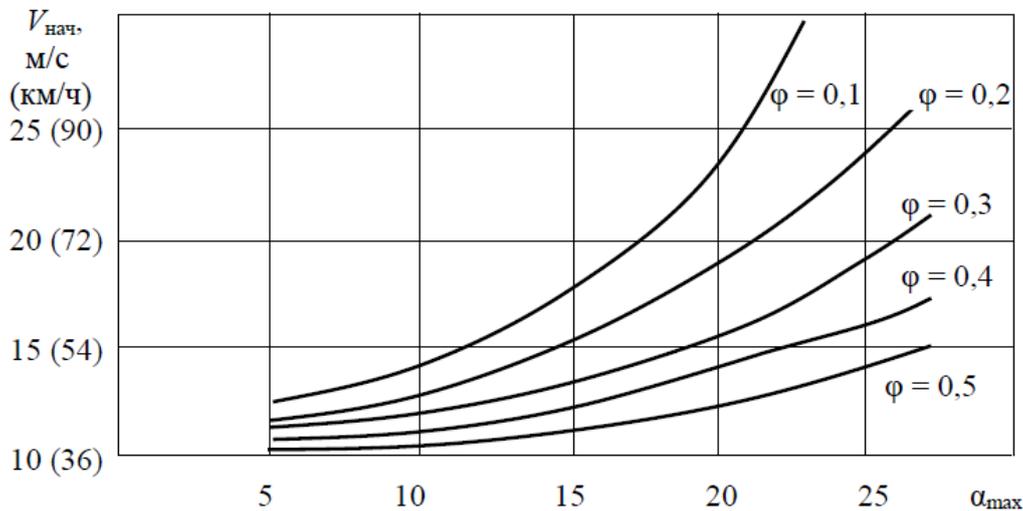


Рисунок 3 – Зависимость начальной скорости автопоезда $V_{нач}$, необходимой для преодоления максимального дорожного подъёма α_{max} при различных значениях коэффициента φ сцепления колёс с дорогой при длине участка подъёма $l_{уч} = 500$ м

Список литературы

- 1 Волков, В. С. Автомобили: конструкция, эксплуатационные свойства, системы, обеспечивающие безопасность движения : учебное пособие / В. С. Волков ; М-во образования и науки РФ, ФГБОУ ВО «ВГЛТУ». – Воронеж, 2018. – 332 с.
- 2 Турсунов, А. А. Экспериментальная оценка приспособленности АТС к горным условиям эксплуатации / А. А. Турсунов // Актуальные проблемы современной науки. –

2002. – № 2. – С. 322-324.

3 Корчажкин, М. Г. Влияние подъемов на маршрутах движения городских автобусов на эксплуатационные показатели / М. Г. Корчажкин, А. Н. Кузьмин, Г. В. Пачурин // Фундаментальные исследования. – 2015. – № 9. – С. 464-469.

4 Современные проблемы и направления развития конструкций автомобилей : учебное пособие / Е. В. Агеев, А. Н. Новиков, Е. В. Агеева, С. В. Хардигов. – Курск, 2017.

5 Васильев, А. П. Состояние дорог и безопасность движения автомобилей в сложных погодных условиях : монография / А. П. Васильев. – М. : ТРАНСПОРТ, 1976. – 224 с.

6 Масленников, В. Г. Методика оперативного определения коэффициента сцепления шин АТС на месте дорожно-транспортного происшествия / В. Г. Масленников, Н. С. Замешаев ; под общ. ред. С. П. Озорнина // Наземные транспортно-технологические средства : проектирование, производство, эксплуатация: материалы I Всероссийской заочной научно-практической конференции. – Чита : ЗабГУ. – 2016. – С. 208-213.

7 Озорнин, С. П. Математические модели определения коэффициента сцепления шин автотранспортных средств категории М1 при торможении на мерзлом асфальте / С. П. Озорнин, В. Г. Масленников, Н. С. Замешаев // Вестник ИрГТУ. – Иркутск. – 2017. – Т. 21. – № 4. – С. 188-197.

8 Dongare, H. Eye gaze tracking and eyes off the road detection for traffic safety on raspberry Pi / H. Dongare, S. Shah // International journal of innovative research in electrical, electronics, instrumentation and control engineering. – 2016. – V. 4(6). – P. 154-157.

9 User's manual Tobii Pro Lab/ Version 1.123.1 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.tobii.com. – Загл. с экрана.

References

1 Volkov, V. S. Avtomobili: konstrukciya, ekspluatacionnye svoystva, sistemy, obespechivayushchie bezopasnost' dvizheniya : uchebnoe posobie / V. S. Volkov ; M-vo obrazovaniya i nauki RF, FGBOU VO «VGLTU». – Voronezh, 2018. – 332 s.

2 Tursunov, A. A. Eksperimental'naya ocenka prisposoblennosti ATS k gornym usloviyam ekspluatatsii / A. A. Tursunov // Aktual'nye problemy sovremennoj nauki. – 2002. – № 2. – S. 322-324.

3 Korchazhkin, M. G. Vliyanie pod'emov na marshrutah dvizheniya gorodskih avtobusov na ekspluatacionnye pokazateli / M. G. Korchazhkin, A. N. Kuz'min, G. V. Pachurin // Fundamental'nye issledovaniya. – 2015. – № 9. – S. 464-469.

4 Sovremennye problemy i napravleniya razvitiya konstrukcij avtomobilej : uchebnoe posobie / E. V. Ageev, A. N. Novikov, E. V. Ageeva, S. V. Hardikov. – Kursk, 2017.

5 Vasil'ev, A. P. Sostoyanie dorog i bezopasnost' dvizheniya avtomobilej v slozhnyh pogodnyh usloviyah : monografiya / A. P. Vasil'ev. – M. : TRANSPORT, 1976. – 224 s.

6 Maslennikov, V. G. Metodika operativnogo opredeleniya koefficienta scepheniya shin ATS na meste dorozhno-transportnogo proisshestviya / V. G. Maslennikov, N. S. Zameshaev ; pod obshch. red. S. P. Ozornina // Nazemnye transportno-tekhnologicheskie sredstva : proektirovanie, proizvodstvo, ekspluatatsiya: materialy I Vserossijskoj zaочноj nauchno-prakticheskoy konferencii. – Chita : ZabGU. – 2016. – S. 208-213.

7 Ozornin, S. P. Matematicheskie modeli opredeleniya koefficienta scepheniya shin avtotransportnyh sredstv kategorii M1 pri tormozhenii na merzлом asfal'te / S. P. Ozornin, V. G. Maslennikov, N. S. Zameshaev // Vestnik IrGTU. – Irkutsk. – 2017. – Т. 21. – № 4. – S. 188-197.

8 Dongare, H. Eye gaze tracking and eyes off the road detection for traffic safety on raspberry Pi / H. Dongare, S. Shah // International journal of innovative research in electrical, electronics, instrumentation and control engineering. – 2016. – V. 4(6). – P. 154-157.

9 User's manual Tobii Pro Lab/ Version 1.123.1 [Elektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: www.tobii.com. – Zagl. s ekrana.

© Волков В.С., Лебедев Е.Г., Набатникова Е.А., 2021