

УДК 629.365/367(0758)

К ВОПРОСУ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ДВИЖИТЕЛЯ МНОГОЦЕЛЕВЫХ КОЛЁСНЫХ МАШИН

В.В. Гуськов,

профессор каф. «Тракторы» БНТУ, докт. техн. наук, профессор

А.С. Поварехо,

доцент каф. «Тракторы» БНТУ, канд. техн. наук, доцент

А.А. Сушнёв,

студент автотракторного факультета БНТУ

В.И. Шимукович,

студент автотракторного факультета БНТУ

П.А. Шишко,

студент автотракторного факультета БНТУ

В статье рассмотрен процесс взаимодействия движителя колесной машины с грунтовой поверхностью и определены тягово-сцепные свойства колеса в зависимости от физико-механических свойств грунтовой поверхности. Приведен пример оптимизации параметров ведущего колеса 580/70R42.

Ключевые слова: колесо, движитель, глубина колеи, касательная сила тяги, оптимизация, тяговый коэффициент полезного действия.

The article describes the process of interaction of wheeled machine mover with the ground surface and determines the traction properties of the wheel depending on the physical and mechanical properties of the ground surface. An example of optimizing the parameters of the drive wheel 580 / 70R42 is given.

Keywords: wheel, mover, depth gauge, tangential thrust, optimization of the traction coefficient.

Введение

Вопросы, связанные с исследованием тяговых качеств колесных машин, рассматриваются во многих работах [1-3]. Следует отметить, что для машины в целом тяговые и динамические качества принято оценивать тяговым КПД и динамическим фактором [3-5]. Однако каждое из колес функционирует в определенных условиях, с точки зрения вертикальной нагрузки, подводимого крутящего момента, условий движения. Кроме того, для большинства тракторов, колеса переднего и заднего мостов имеют различные размеры. В связи с этим особый интерес представляет оценка вклада каждого отдельного колеса в общую тяговую динамику многоосной колесной машины (МКМ) при ее движении по грунтовой поверхности.

Тягово-сцепные свойства колеса зависят от большого числа параметров. К ним относятся конструктивные параметры машин, с одной стороны, и физико-механические свойства грунтовой поверхности, с другой.

К основным конструктивным параметрам относятся: нормальная нагрузка на колесо G , параметры движителя – диаметр D и ширина b , давление в шинах p_w , высота h_s , шаг t_s и конфигурация грунтозацепов и ряд других.

К основным физико-механическим свойствам грунтов относятся: сопротивление грунтовой поверхности сжатию σ и сдвигу τ . Большое влияние на тяговые и динамические характеристики машины оказывает влажность грунта, определяемая по формуле:

$$W = \frac{Q_{\text{вод}}}{Q_{\text{обр}}} \cdot 100\%,$$

где $Q_{\text{вод}}$ – масса воды в исследуемом образце грунта, кг;

$Q_{\text{обр}}$ – масса всего образца, кг.

Тягово-сцепные свойства МКМ также зависят от категории грунта (минеральный или торфяно-болотный), вида грунтовой поверхности (целина, залежь, пахота и т.д.).

Целью данного исследования является оптимизация параметров движителя МКМ при движении по грунтовой поверхности.

В качестве критерия эффективности был принят тяговый коэффициент полезного действия колеса.

Основная часть

Как указывалось выше, при проектировании колесной машины возникают вопросы выбора параметров ее движителя при заданной нагрузке на колесо или определение оптимальной нормальной нагрузки при заданных параметрах колеса.

Многообразие конструктивных и компоновочных решений шасси колесных машин (рис. 1, 2) усложняет подбор шин и нагрузочных режимов работы колес отдельных мостов.

Компоновочные решения могут отличаться числом мостов колесной машины, количеством ведущих и ведомых, управляемых и не управляемых колес, характером их расположения вдоль базы машины. Могут использоваться сдвоенные и строенные тележки. Все это приводит к тому, что нагрузки на колеса и условия их движения оказываются различными. Поэтому выбор колесной схемы шасси, характера перевозимого груза, распределения нагрузки вдоль грузовой платформы необходимо производить из условия обеспечения наибольшей эффективности работы колес ведущих мостов, с точки зрения наилучшей реализации тяговых и динамических качеств. Все это позволит повысить тягово-сцепные качества машины, топливную экономичность и производительность в целом.

В зависимости от типа подвода крутящего момента к ведущим колесам (дифференциальный или

блокированный), условий движения (прямолинейное или на повороте), конструктивных особенностей трансмиссии колесо может работать в тяговом или тормозном режимах. В данной работе рассматривается движение колеса в тяговом режиме.

Расчетная схема движения ведущего колеса с учетом действующих на него сил представлена в работах [2, 3].

Согласно этой схеме, в статье приняты следующие обозначения: r_0 , $r_{ст}$, $r_д$ – номинальный, статический и динамический радиусы колеса, м; c – координата точки O'' приложения реакции грунтовой поверхности, м; $M_{кр}$, $M_{ин}$ – крутящий момент и инерционный момент, приложенные к центру O колеса, Н·м; h и $h_{ш}$ – глубина колеи и деформация шины под действием нормальной нагрузки G , м; $F_{ост}$, $F_{ин}$, $F_{воз}$ – силы сопротивления остова машины, инерции и сопротивления воздуха, Н.

Авторами предлагается метод оптимизации параметров колеса и его нагрузки, когда в качестве критерия эффективности (целевой функции) принимается



Рисунок 1. Некоторые варианты компоновок колесных шасси



Рисунок 2. Варианты компоновки колесных тракторов и тракторных агрегатов

коэффициент полезного действия ведущего колеса η_k , который определяется согласно выражению:

$$\eta_k = (1 - \delta) \cdot \left(1 - \frac{F_{\text{сопр}}}{F_k}\right),$$

где $F_{\text{сопр}}$ – сила сопротивления за счет смятия грунта движителем и образования колеи, Н;

F_k – касательная сила тяги, Н;

δ – буксование (в долях единицы).

Для определения параметров, входящих в формулу коэффициента полезного действия колеса, на основе принципа Даламбера были составлены уравнения равновесия сил и моментов, приложенных к ведущему колесу, движущимся по горизонтальной грунтовой поверхности в установившемся режиме:

$$\begin{cases} \Sigma X = x - F_{\text{ост}} = 0; & x = F_{\text{ост}}; \\ \Sigma Y = y - G = 0; & y = G; \\ \Sigma M_0 = y \cdot c + x \cdot r_d - M_{\text{кр}} = 0; \\ M_{\text{кр}} = y \cdot c + x \cdot r_d. \end{cases} \quad (1)$$

С учетом приведенных на рис. 3 обозначений, сила сопротивления движению за счет смятия грунта колесом и образования колеи, равна:

$$F_{\text{сопр}} = y \cdot \frac{G}{r_d} = G \cdot \frac{c}{r_d} = f \cdot G,$$

где f – коэффициент сопротивления движению за счет образования колеи.

Реакция x представляет движущую силу, которую обозначим как $F_k = x$.

Для определения величин, входящих в систему уравнений (1), разработаны теоретические основы процесса взаимодействия ведущего колеса с грунтовой поверхностью [2]. Они базируются на современных положениях теории механики грунтов при приложении динамических нагрузок и зависимостях сопротивлений грунта сжатию и сдвигу, предложенных профессором В.В. Кацыгиным [4].

В частности, напряжение сжатия грунта определяется по формуле:

$$\sigma = \sigma_0 \cdot th \left(\frac{k}{\sigma_0} \cdot h \right),$$

где σ_0 – несущая способность грунта, Н/м²;

k – коэффициент объемного смятия грунта, Н/м³;

h – глубина погружения штампа, м.

Напряжения сдвига, возникающие при деформации грунта:

$$\tau = f_{\text{ск}} \cdot q_x \cdot \left(1 + \frac{f_{\text{п}}}{ch \frac{\Delta}{k_{\tau}}}\right) \cdot th \frac{\Delta}{k_{\tau}},$$

где q_x – давление колеса на грунт, Н/м²;

$f_{\text{ск}}$ – коэффициент трения скольжения;

$f_{\text{п}}$ – коэффициент трения покоя;

k_{τ} – коэффициент деформации грунта, м;

Δ – деформация сдвига, м.

Графическое изображение зависимости напряжений сжатия грунта приведено на рис. 3.

Из рис. 3 видно, что имеется три участка этой зависимости: первый участок отражает упругую деформацию; второй – пластическую; третий – течение грунта.

Графическое изображение зависимости напряжений сдвига, возникающих при деформации грунта приведено на рис. 4.

На рис. 4 видно, что напряжения сдвига достигают максимума при некоторой деформации Δ_0 , а

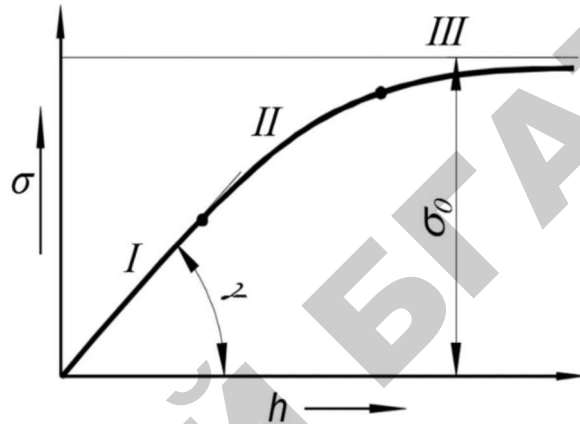


Рисунок 3. Зависимость напряжений сжатия от деформации ($k=tg\gamma$)

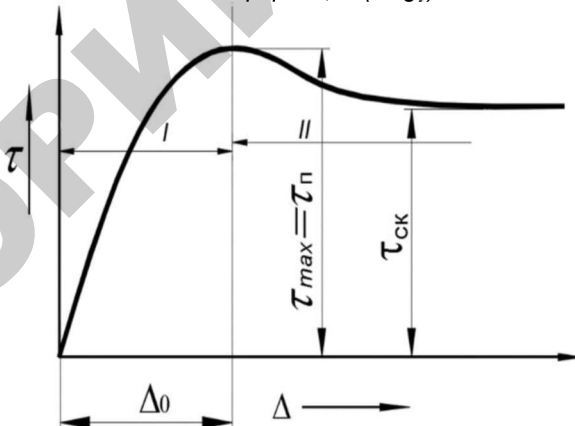


Рисунок 4. Зависимость напряжений сдвига от деформации

затем снижаются. Это явление объясняется тем, что на участке I грунт уплотняется (трение покоя), а на участке II – сдвигается (трение скольжения).

На основе положений механики грунтов получены математические выражения для определения силовых параметров, действующих на колесо. Указанные показатели предлагается определить согласно разработанному алгоритму процесса взаимодействия ведущего колеса с грунтовой поверхностью [2].

При этом были приняты следующие допущения.

1. Колесо движется под действием приложенного к нему крутящего момента $M_{\text{кр}}$ в установившемся режиме по горизонтальной поверхности.

2. При рассмотрении процесса взаимодействия ведущего колеса с грунтовой поверхностью исполь-

зуются механические характеристики грунтов, определяемые по математическим зависимостям, предложенным профессором В.В. Кацыгиным [4].

3. Номинальный радиус r_0 реального колеса заменяется приведенным радиусом $r_{пр}$ жесткого колеса согласно расчетной схеме (рис. 5):

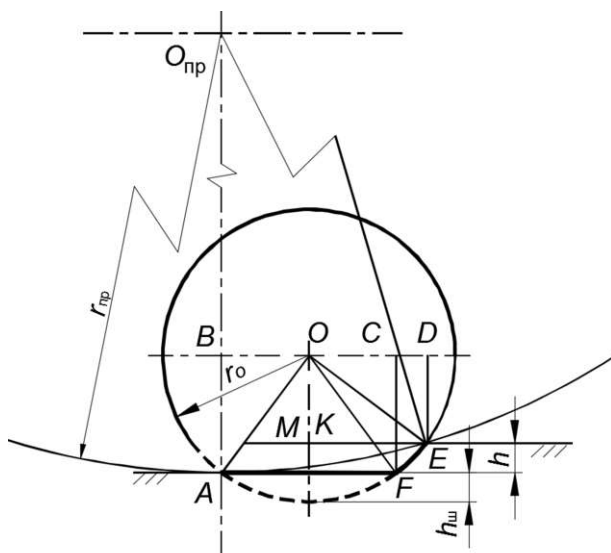


Рисунок 5. Схема приведения номинального радиуса r_0 шины к радиусу $r_{пр}$ жесткого колеса

$$r_{пр} = \frac{h^2 + [2\sqrt{r_0 \cdot h_{ш}} - h_{ш}^2 + \sqrt{2r_0 \cdot h - h^2}]^2}{2h}$$

4. Реакции грунта направлены перпендикулярно опорной поверхности колеса.

В соответствии с этими допущениями получим.

Сила сопротивления движению:

$$F_{сопр} = \int_0^{h_0} b \cdot \sigma_0 \cdot th \left[\frac{k}{4 \cdot b \cdot \sigma_0} \cdot D_{пр} \cdot \ln \left(\frac{D_{пр} - h}{D_{пр} - h_0} \right) \right] dh, \quad (2)$$

где b – ширина колеса, м;

$D_{пр}$ – приведенный диаметр колеса, м;

h_0 – деформация грунта при соответствующей вертикальной нагрузке, м.

Вертикальная нагрузка, приводящая к деформации грунта, на величину h_0 :

$$G = \int_0^{h_0} \frac{b \cdot \sigma_0 \cdot (D_{пр} - 2 \cdot h)}{2 \cdot \sqrt{D_{пр} \cdot h - h^2}} \cdot th \left[\frac{k}{4 \cdot b \cdot \sigma_0} \cdot D_{пр} \cdot \ln \left(\frac{D_{пр} - h}{D_{пр} - h_0} \right) \right] dh. \quad (3)$$

Процесс буксования ведущего колеса

При движении по естественной поверхности грунта процесс взаимодействия движителя МКМ с грунтовой поверхностью всегда сопровождается бук-

сованием. Чтобы раскрыть природу этого явления рассмотрим особенности этого процесса.

Как известно, при движении МКМ возникают потери скорости за счет буксования ведущих колес. Существует несколько видений процесса буксования ведущих колес [1, 2, 4]. Одно из них, наиболее отражающее реальный процесс буксования ведущих колес, заключается в том, что при взаимодействии ведущего колеса с грунтом действуют силы трения между опорной поверхностью шины и грунтом; силы, возникающие при упоре грунтозацепов шины в грунт; силы, возникающие при срезе грунтового кирпича боковыми гранями грунтозацепов [1, 2]. На дорогах с твердым покрытием основное значение имеют силы трения. На грунтовых поверхностях значение сил сдвига и среза возрастает, и во многих случаях является определяющим.

При движении ведущего колеса его грунтозацепы сдвигают и срезают грунт в направлении, обратном движению. Упор грунтозацепов в грунт, сдвиг и срез грунтовых кирпичей, зажатых между ними, возможны только при полном использовании сил трения, т.е. когда имеется пробуксовка колеса.

Теоретически передача ведущего момента обязательно должна сопровождаться буксованием, в результате чего ось колеса перемещается как бы на соответствующее расстояние назад. В этом, главным образом, заключается физическая сущность буксования ведущих колес на деформируемой поверхности и причина снижения их поступательной скорости. Дополнительное незначительное снижение поступательной скорости ведущих колес обуславливается тангенциальными деформациями шин.

Благодаря эластичности шин, в окружном направлении участки ее, приближающиеся при качении колеса к площадке контакта шины с грунтом, под действием ведущего момента сжимаются, вследствие чего путь, проходимый колесом за один оборот, уменьшается. Из сказанного выше следует, что сцепление опорной поверхности колеса с грунтом происходит за счет сил трения, возникающих между шиной и грунтом, и силы сдвига и среза грунтовых кирпичей, зажатых между грунтозацепами. При движении колеса ($v=const$) сдвиг и срез грунтовых кирпичей происходит в основном в период выхода последнего грунтозацепа опорной поверхности колеса из грунта. В этот момент нагрузка от вышедшего из зацепления грунтозацепа перераспределяется на остальные, находящиеся в зацеплении. Все грунтозацепы сдвигают и срезают грунт на одинаковую величину, причем первый сдвигается на величину Δ_1 , второй – на величину $\Delta_1 + \Delta_1 = 2 \cdot \Delta_1$, третий – на $\Delta_1 + \Delta_1 + \Delta_1 = 3 \cdot \Delta_1$ и т.д. Поскольку первый грунтозацеп пройдет все стадии зацепления от входа в грунт до выхода из не-

го, наибольший сдвиг и срез грунта при выходе его из зацепления равен

$$\Delta_{max} = n \cdot \Delta_1,$$

где n – число грунтозацепов в зацеплении опорной поверхности колеса с грунтом.

С другой стороны, наибольший сдвиг и срез грунта можно представить как произведение коэффициента буксования δ на длину опорной поверхности колеса $L_{пр}$, т.е.

$$\Delta_{max} = \delta \cdot L_{пр}.$$

Исследования [1, 2] показали, что распределение деформации сдвига и среза грунтовых кирпичей в контакте опорной поверхности колеса с грунтом можно представить в виде треугольника.

Напряжения сдвига $\tau_{сдi}$, возникающие в грунте при воздействии на него грунтозацепами, возрастают до определенного максимума, после чего они убывают, и при полном срезе грунтового кирпича достигают постоянного значения $\tau_{сдск}$ (рис. 4).

В то же время напряжение $\tau_{ср}$, возникающее при срезе грунтового кирпича боковыми гранями грунтозацепа с высотой h_r , можно в первом приближении считать не зависящим от деформации.

Коэффициенты трения f_n , покоя и скольжения $f_{ск}$ зависят от давления q_x , причем чем больше давление, тем меньше их величина.

Таким образом, движущая реакция x ведущего эластичного колеса, оборудованного грунтозацепами, равна сумме сил трения и реакций сдвига и среза на каждом грунтозацепе, и имеет максимальное значение при некотором буксовании меньше единицы (в пределах 25...45 % буксования в зависимости от категории грунта).

Давление q_x распределяется по длине опорной поверхности колеса неравномерно, и эпюра давления представляет сложную конфигурацию [6]. Для упрощения решения эту фигуру можно заменить в первом приближении треугольником.

С учетом этих допущений касательная сила тяги ведущего колеса может быть определена из следующего уравнения:

$$x = F_K = \int_0^{L_{пр}} \frac{2 \cdot b \cdot f_{ск} \cdot q_x}{L_{пр} \cdot \delta_x} \times \left(1 + \frac{f_n}{ch \frac{\delta_x \cdot x}{k_\tau}} \right) \cdot th \frac{\delta_x \cdot x}{k_\tau} dL,$$

где $L_{пр}$ – длина АВ опорной поверхности колеса, м:

$$L_{пр} = 2\sqrt{2 \cdot r_0 \cdot h_{ш} - h_{ш}^2} + r_0 \cdot \arccos \frac{r_0 - h}{r_0}.$$

Таким образом, на основе предложенных математических моделей оценка оптимальных условий

работы движителя колесной машины может решаться в двух направлениях.

1. Определяется оптимальная вертикальная нагрузка на колесо при его заданных конструктивных параметрах, т.е. решается уравнение вида:

$$\frac{\partial \eta_k}{\partial G} \rightarrow 0.$$

2. Определяются конструктивные параметры колеса при заданной нагрузке:

$$\frac{\partial \eta_k}{\partial (D_0, b_0, p_w, \dots)} \rightarrow 0.$$

Для верификации предложенной методики приводится пример решения задачи оптимизации нормальной G нагрузки на ведущее колесо (шина 580/70R42) с размерами: $D_0=1,9$ м; $b_0=0,714$ м при давлении $p_w=0,2$ МПа, движущегося по стерне суглинка нормальной влажности ($W=16\%$). Грунт имеет следующие физико-механические свойства: $f_{ск}=0,76$; $f_n=0,79$; $k_\tau=0,04$ м; $\sigma_0=1,58 \cdot 10^6$ Н/м², $k=0,58 \cdot 10^6$ Н/м³.

На рис. 6 представлены результаты расчета тягово-сцепных свойств указанной шины в зависимости от нормальной нагрузки.

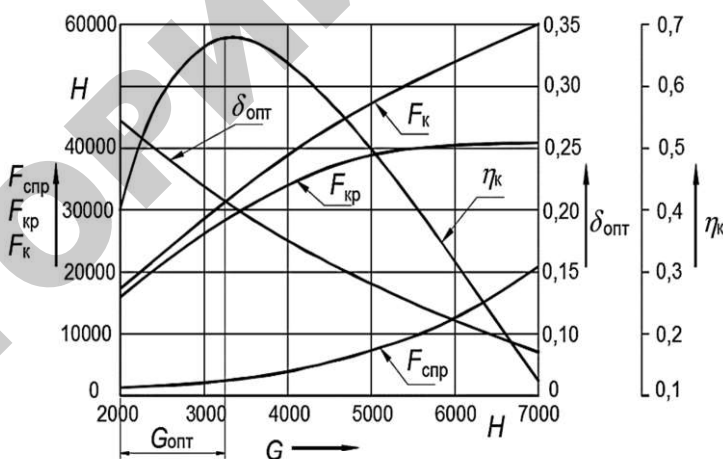


Рисунок 6. Тягово-сцепные свойства шин 580/70R42 в зависимости от вертикальной нагрузки: $\delta_{опт}$ – буксование при наибольшей касательной силе тяги колеса F_K ; $F_{кр}$ – крюковое усилие

Крюковое усилие представляет полезное усилие, реализуемое колесом, и определяется:

$$F_{кр} = F_K - F_{сопр}$$

Как видно из представленных графических зависимостей, с ростом вертикальной нагрузки на колесо происходит рост касательной силы тяги F_K , силы сопротивления движению колеса $F_{сопр}$ и, соответственно, реализуемой крюковой нагрузки $F_{кр}$.

При этом зависимость коэффициента полезного действия колеса η_k имеет ярко выраженный макси-

мум, соответствующий вертикальной нагрузке $G_{\text{опт}}=32,5$ кН.

Заключение

1. Разработана модель взаимодействия ведущего колеса с грунтовой поверхностью, позволяющая с достаточной точностью определить тягово-сцепные и экономические свойства колесного движителя МКМ.

2. Предложен метод оптимизации при использовании в качестве критерия эффективности тягового коэффициента полезного действия колеса, позволяющий определить рациональные параметры проектируемого колесного движителя, обладающего высокой эффективностью и экономичностью.

3. Указанный метод внедрен в практику проектирования перспективных колесных тракторов семейства «Беларус» Минского тракторного завода.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Беккер, М.Г. Введение в теорию местности колесных машин / М.Г. Беккер; пер. с англ. д-ра техн. наук В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1973. – 519 с.

2. Гуськов, В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов / В.В. Гуськов. – М.: Машиностроение, 1966. – 196 с.

3. Исследование тягово-сцепных свойств колесного трактора при работе на переувлажненных почвах / В.В. Гуськов [и др.] // Агропанорама. – 2019. – № 5. – С. 8-12.

4. Кацыгин, В.В. Некоторые вопросы деформации почв / В.В. Кацыгин // Вопросы сельскохозяйственной механики. – Мн.: Урожай, 1964. – Т. XIII. – С. 28-43.

5. Проектирование полноприводных колесных машин: учеб. для вузов: в 3-х т. / Б.А. Афанасьев [и др.]; под ред. А.А. Полунгяна. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – Т. 1. – 496 с.

6. Zhdanovich, Ch. Selection of formulas for calculating the normal deformation of tractor tires and the area of the tire contact spot with the soil / Ch Zhdanovich, Yu Atamanov // Bioagrotechnical systems engineering. – 2009. – Vol. 4. – P. 119-126.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 06.05.2020

“Агропанорама” - научно-технический журнал для работников агропромышленного комплекса. Это издание для тех, кто стремится донести результаты своих исследований до широкого круга читателей, кого интересуют новые технологии, кто обладает практическим опытом решения задач.

Журнал “Агропанорама” включен в список изданий, рекомендуемых Высшей аттестационной комиссией для опубликования результатов диссертационных исследований по техническим (сельскохозяйственное машиностроение и энергетика, технический сервис в АПК), экономическим (АПК) и сельскохозяйственным наукам (зоотехния).

Журнал выходит один раз в два месяца, распространяется по подписке и в розницу в киоске БГАТУ. Подписной индекс в каталоге Республики Беларусь: для индивидуальных подписчиков - 74884, предприятий и организаций - 748842.

Стоимость подписки на 2-е полугодие 2020 года: для индивидуальных подписчиков - 25,77 руб., ведомственная подписка - 28,02 руб.