

УДК (UDC) 621.86

## ИНВЕРСИОННЫЙ ПОДХОД К ТЯГОВОМУ РАСЧЕТУ ГУСЕНИЧНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ, СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

## INVERSION APPROACH TO TRACTION CALCULATION OF TRACKED CHASSIS OF HOISTING, CONSTRUCTION AND ROAD MACHINES

Гончаров К.А.  
Goncharov K.A.Брянский государственный технический университет (Брянск, Россия)  
Bryansk State Technical University (Bryansk, Russian Federation)

**Аннотация.** Гусеничные движители являются распространенным вариантом реализации механизмов передвижения подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин, обладающим рядом преимуществ по сравнению с рельсоколесными, пневмоколесными и шагающими механизмами, в частности, отсутствием необходимости оборудования рабочих площадок, а также улучшенными ходовыми качествами при передвижении по пересеченной местности. В настоящей статье предлагается инверсионный подход к тяговому расчету гусеничного движителя, заключающийся в представлении его тягового и несущего элемента в виде замкнутого контура, что позволяет применить основные положения теории тягового расчета машин непрерывного транспорта для определения сопротивлений движению и, соответственно, натяжений в контуре гусеничной ленты. Предложенный подход позволяет оценить вклад различных сопротивлений движению в общее тяговое усилие при прямолинейном движении в зависимости от конструктивных особенностей каждого характерного участка гусеничной ленты с учетом перераспределения нагрузки между разными гусеницами одного шасси. Полученные результаты могут быть применены как при проектировании классических специальных машин на гусеничном ходу, так и при разработке прототипов гусеничных машин со смещенными центрами приложения нагрузок, в частности гусеничных шасси мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов.

**Ключевые слова:** гусеничный движитель, тяговый расчет, сопротивление движению.

**Дата принятия к публикации:** 05.05.2022  
**Дата публикации:** 25.06.2022

**Сведения об авторе:**

**Гончаров Кирилл Александрович** – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», e-mail: [ptm\\_bstu@mail.ru](mailto:ptm_bstu@mail.ru).

ORCID: 0000-0002-5895-1162

**Abstract.** Tracked chassis are a common variant of the implementation of the movement mechanisms of hoisting-and-transport, construction, road machines, which has a number of advantages compared to rail-wheel, pneumatic-wheel and walking mechanisms, in particular, the absence of the need to equip work sites, as well as improved driving performance when moving over rough terrain. This article proposes an inversion approach to the traction calculation of a tracked chassis, which consists in presenting its traction and bearing element in the form of a closed loop, which makes it possible to apply the basic provisions of the theory of traction calculation of continuous transport machines to determine the resistance to movement and, accordingly, tensions in the contour of the track. The proposed approach makes it possible to estimate the contribution of various motion resistances to the total tractive effort during rectilinear motion, depending on the design features of each characteristic section of the track, taking into account the redistribution of the load between different tracks of the same chassis. The results obtained can be applied both in the design of classic special machines on a tracked chassis, and in the development of prototypes of tracked vehicles with displaced load application centers, in particular, tracked chassis of mobile transport and handling rope complexes.

**Keywords:** tracked chassis, traction calculation, movement resistance.

**Date of acceptance for publication:** 05.05.2022  
**Date of publication:** 25.06.2022

**Author's information:**

**Kirill A. Goncharov** – PhD in Technical Sciences, associate Professor, head of the Department "Handling machinery and equipment" at Bryansk State Technical University, e-mail: [ptm\\_bstu@mail.ru](mailto:ptm_bstu@mail.ru).

ORCID: 0000-0002-5895-1162

### Благодарности

*Исследование выполнено при поддержке Российского научного фонда (проект №22-29-00798)*

### Acknowledgements

*This study was supported by grant of Russian science Foundation (project №22-29-00798)*

## 1. Введение

Гусеничные движители являются одним из наиболее универсальных типов движителей для реализации работы подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин на необорудованных площадках в труднодоступной местности без применения дополнительных выносных опор.

К преимуществам шасси гусеничного типа можно отнести следующие факторы [1, 2]:

1) рабочая площадка может быть достаточно выровненной и, как правило, с неукрепленной подошвой земляного полотна (в определенной степени гусеничные машины являются вездеходными и способны также преодолевать небольшие неровности пути);

2) способность преодолевать подъемы с довольно большим уклоном;

3) отсутствие затрат на строительство и эксплуатацию рельсового пути;

4) способность передвижения по грунту пониженной прочности из-за небольшого давления на грунт вследствие большой опорной поверхности (указанные давления меньше, чем под шпалами рельсового пути, и значительно меньше, чем под колесами пневмоколесных машин);

5) способность передвижения по кривой значительно меньшего радиуса, чем у рельсовых механизмов передвижения, благодаря большей маневренности и проходимости;

6) в условиях ровной местности не требуется никаких специальных противоугонных устройств вследствие хорошей способности к сцеплению с дорогой.

В качестве недостатков шасси гусеничного типа можно отметить следующее [1, 2]:

1) более высокое сопротивление передвижению по сравнению с шасси колесного типа требует повышенной мощности;

2) шасси гусеничного типа характеризуются значительной массой и стоимостью;

3) при некотором увеличении глубины колеи значительно ограничивается проходимость машины по кривой, а при значитель-

ном её заглублении необходимы особые меры даже при прямолинейном движении;

4) загрязнение вызывает затруднения со смазкой;

5) механизмы передвижения на шасси гусеничного типа, работающие в длительном режиме, подвергаются повышенному износу;

6) при поперечном передвижении машины на уклоне существует опасность её соскальзывания вниз, что невозможно остановить торможением;

7) в случае повышения нагрузки на нижнюю гусеницу по отношению к уклону (при работе на уклоне) последняя глубже вдавливается в грунт, в результате чего увеличивается угол наклона машины, и снижается её устойчивость.

Некоторые представленные недостатки могут быть нивелированы специфическими особенностями работы конкретной машины. К примеру, при применении гусеничного движителя в структуре мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса принципиальность теряет повышенное сопротивление передвижению, проходимость машины по кривой, работа машины в длительном режиме. Это связано с тем, что при доставке гусеничной машины на тягаче к месту эксплуатации канатной дороги её задачей является движение собственным ходом только до точки установки, после чего ключевую роль играют параметры, характеризующие устойчивость машины против опрокидывания.

Разработка гусеничных движителей в обязательном порядке сопровождается процедурой тягового расчета. В классических трудах по проектированию строительных и дорожных машин придерживаются общего принципа определения сопротивления движению, заключающегося в линейном суммировании всех его составляющих [3]. В этом случае происходит упрощение расчета, заключающееся в пренебрежении степенным видом сопротивлений на огибающих колесах и звездочках. При этом, как показано в работе [4], данный вид сопротивлений вносит значительный вклад в общее

сопротивление при расчете коротких замкнутых контуров, к которым относятся гусеничные движители.

Также стоит отметить, что максимальное расчетное натяжение гусеничной ленты (цепи) для её корректного выбора согласно методике, представленной в работе [3], крайне проблематично определить, так как все приведенные внутренние сопротивления движению складываются линейно вне зависимости от направления хода движителя (ходовой механизм толкающего типа), а во втором случае (рис. 2) – то же самое, но с передним ведущим колесом (ходовой механизм тягового типа) [2]. Данное обстоятельство имеет существенную значимость, так как значение сопротивлений движению на огибающих звездочках и колесах кратно увеличивается по отношению к входному натяжению гусеничной ленты на данном участке, которое, в свою очередь, зависит от направления движения машины.

В рамках описанных обстоятельств для увеличения точности проводимых расчетов целесообразно рассматривать каждую гусеницу движителя как отдельный замкнутый контур, применяя основные положения теории тягового расчета машин непрерывного транспорта для определения сопротивлений движению и, соответственно, натяжений в контуре гусеничной ленты.

## 2. Постановка задачи исследования

Целью настоящего исследования является разработка инверсионного подхода к тяговому расчету гусеничных движителей подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин, основанного на рассмотрении их работы не в общепринятом представлении движения машины по бесконечному рельсу, формируемому гусеницей [1], а в качестве машины непрерывного транспорта с вертикально замкнутым контуром тягового элемента. Применение такого подхода позволит повысить точность определения рабочего натяжения гусеничной ленты (цепи) за счет комплексной проработки диаграммы натяжений тягового элемента в плане детализации каждого конкретного сопротивления движению и его локализации на соответствующем участке замкнутого контура.

## 3. Математическая модель работы замкнутого контура гусеницы как машины непрерывного транспорта

Рассмотрим два случая движения гусеничного шасси по наклонному прямолинейному участку пути: в первом случае (рис. 1) гусеница движется на подъеме с задним ведущим колесом (ходовой механизм толкающего типа), а во втором случае (рис. 2) – то же самое, но с передним ведущим колесом (ходовой механизм тягового типа) [2].

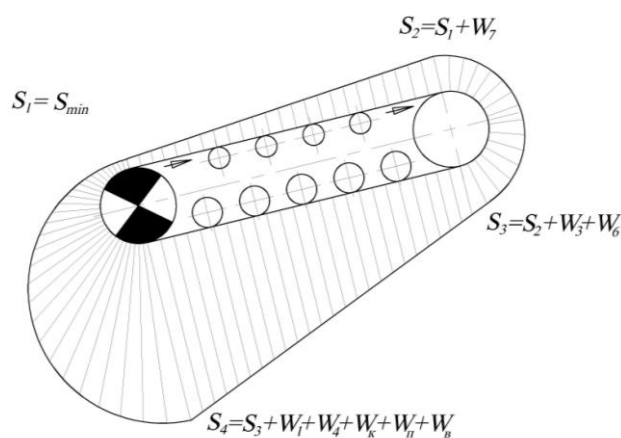


Рис. 1. Обобщенная диаграмма натяжения тягового элемента при движении гусеницы на подъем с задним ведущим колесом

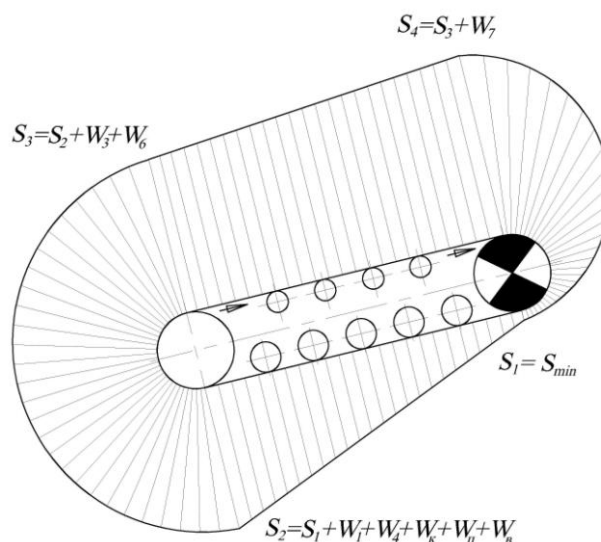


Рис. 2. Обобщенная диаграмма натяжения тягового элемента при движении гусеницы на подъем с передним ведущим колесом

Тяговый расчет гусеничного движителя при движении на прямолинейном наклонном участке пути в общем случае по структуре диаграммы натяжений напоминает тяговый расчет скребкового конвейера при движении груза вниз по уклону с учетом инверсии взаимного движения системы «груз – конвейер» (груз неподвижен) [2, 5]. Тяговый расчет осуществляется посредством последовательного суммирования сопротивлений движению гусеничной ленты при её обходе по контуру.

Движение на подъем с задним ведущим колесом (рис. 1). Минимальное натяжение гусеничной цепи  $S_{min}$  возникает в точке её сбегания с приводной звездочки. При движении цепи к точке 2 её натяжение увеличивается на величину сопротивления движению верхней части цепи по поддерживающим каткам  $W_7$

$$W_7 = G_{\theta} \left( \frac{(2\mu_{\theta k} + f_{\theta k} d_{\theta k})}{D_{\theta k}} \right) \cos(\gamma) \pm G_{\theta} \sin(\gamma), \quad (1)$$

где  $G_{\theta}$  – вес верхней ветви гусеничной цепи;  $\mu_{\theta k}$  – коэффициент трения качения опорных катков верхней ветви гусеничной цепи по звеньям;  $f_{\theta k}$  – коэффициент трения в опоре, приведенный к диаметру  $d_{\theta k}$  цапфы вала опорного катка верхней ветви гусеничной цепи;  $D_{\theta k}$  – диаметр поверхности дорожки качения опорного катка верхней ветви гусеничной цепи;  $\gamma$  – угол наклона гусеницы к горизонту.

$$S_{22} = S_{21} + W_{61} = S_{21} + S_{21} \mu' \frac{d_0}{D_{\text{HK}}} = S_{21} \left( 1 + \mu' \frac{d_0}{D_{\text{HK}}} \right),$$

Натяжение в цепи после поворота второго шарнира

$$S_{23} = S_{22} + W_{62} = S_{22} + S_{22} \mu' \frac{d_0}{D_{\text{HK}}} = S_{22} \left( 1 + \mu' \frac{d_0}{D_{\text{HK}}} \right) = S_{21} \left( 1 + \mu' \frac{d_0}{D_{\text{HK}}} \right)^2$$

Натяжение в цепи после поворота  $i$ -го шарнира

$$S_{2i} = S_{2(i-1)} + W_{6(i-1)} = S_{2(i-1)} + S_{2(i-1)} \mu' \frac{d_0}{D_{\text{HK}}} = S_{2(i-1)} \left( 1 + \mu' \frac{d_0}{D_{\text{HK}}} \right) = S_{21} \left( 1 + \mu' \frac{d_0}{D_{\text{HK}}} \right)^{i-1},$$

Полное сопротивление при огибании цепью звездочки

$$W_6 = S_3 - S_2 = S_{2i} - S_2 = S_{21} \left( 1 + \mu' \frac{d_0}{D_{\text{HK}}} \right)^{i-1} - S_{21} = S_2 \left[ \left( 1 + \mu' \frac{d_0}{D_{\text{HK}}} \right)^{i-1} - 1 \right], \quad (4)$$

где  $S_{21} = S_2$ ,  $i$  – количество звеньев цепи в дуге обхвата цепью звездочки.

Натяжение гусеничной цепи в точке 2 примет значение

$$S_2 = S_1 + W_7 = S_{\min} + W_7. \quad (2)$$

При движении к точке 3 натяжение гусеничной цепи увеличивается на величину сопротивления в подшипниках направляющих колес  $W_3$  и сопротивления изгибанию гусеничных цепей на направляющих колесах  $W_6$ .

Сопротивление изгибанию гусеничных цепей на направляющих колесах  $W_6$  складывается из суммы сопротивлений повороту шарниров цепей от трения на угол между двумя ближайшими зубьями направляющего колеса.

В шарнире цепи работу совершает момент от действия сил трения

$$A(M(F_{mp})) = S_{2i} \mu' \frac{d_0}{2} \varphi_i, \quad (3)$$

где  $\mu'$  – коэффициент трения в шарнире гусеничной цепи ( $\mu' = 0,25 \dots 0,4$ ) [3];  $d_0$  – диаметр пальца шарнира гусеничной цепи,  $\varphi_i$  – угол поворота шарнира  $i$ -го звена цепи.

Введем фиктивное линейное сопротивление  $W_{6i}$ , которое будет совершать такую же работу на дуге окружности звездочек, как и  $M(F_{mp})$ , тогда

$$W_{6i} \frac{\varphi_i D_{\text{HK}}}{2} = S_{2i} \mu' \frac{d_0}{2} \varphi_i, \quad W_{6i} = S_{2i} \mu' \frac{d_0}{D_{\text{HK}}}.$$

Натяжение в цепи после поворота первого шарнира на звездочке



$$W_3 = \frac{2S_2}{\left(\frac{D_{HK}}{f_{HK}d_{HK}} - 1\right)} + \frac{W_6}{\left(\frac{D_{HK}}{f_{HK}d_{HK}} - 1\right)}, \quad (5)$$

где  $f_{HK}$  – коэффициент трения в опоре, приведенный к диаметру  $d_{HK}$  цапфы вала направляющего колеса;  $D_{HK}$  – диаметр направляющего колеса.

Натяжение гусеничной цепи в точке 3

$$S_3 = S_2 + W_3 + W_6. \quad (6)$$

При движении к точке 4 натяжение гусеничной цепи увеличивается на величину сопротивления в подшипниках опорных катков  $W_1$ , сопротивления от трения качения опорных катков по гусенице  $W_4$ , сопротивления качению гусеницы в грунте  $W_k$ , сопротивления движению на уклоне  $W_n$  и сопротивления ветра  $W_6$ .

Сопротивление в подшипниках опорных катков  $W_1$  определяется по зависимости

$$W_1 = G \frac{f_{OK}d_{OK}}{D_{OK}} \cos(\gamma), \quad (7)$$

где  $G$  – часть веса машины с грузом, приходящая на опорные катки одной гусеницы;  $f_{OK}$  – коэффициент трения в опоре, приведенный к диаметру  $d_{OK}$  цапфы вала опорного катка нижней ветви гусеничной цепи;  $D_{OK}$  – диаметр поверхности дорожки качения опорного катка нижней ветви гусеничной цепи.

Сопротивление от трения качения опорных катков по гусенице  $W_4$  можно вычислить по формуле

$$W_4 = G \frac{2\mu_{OK}}{D_{OK}} \cos(\gamma), \quad (8)$$

где  $\mu_{OK}$  – коэффициент трения качения опорных катков нижней ветви гусеничной цепи по звеньям.

Сопротивление движению гусеницы на уклоне  $W_n$  определяется по зависимости

$$W_n = G \sin(\gamma) \pm G_H \sin(\gamma), \quad (9)$$

где  $G_H$  – вес нижней ветви гусеничной цепи.

Сопротивление качению гусеницы в грунте  $W_k$  вычислим по формуле [1]

$$W_k = G\mu_f \cos(\gamma), \quad (10)$$

где  $\mu_f$  – коэффициент удельного сопротивления катанию гусеничной машины [1, 3].

Натяжение гусеничной цепи в точке 4 примет значение

$$S_4 = S_3 + W_1 + W_4 + W_k + W_n + W_6. \quad (11)$$

При обходе гусеничной цепью приводного ходового колеса её натяжение уменьшается на значение тягового усилия  $F_{мяз}$ , развиваемого приводом.

С учетом необходимости обеспечения определенного значения провисания гусеничной ленты её минимальное натяжение  $S_{min}$  можно определить из выражения

$$S_{min} = \frac{ql^2}{8h}, \quad (13)$$

где  $q$  – погонный вес гусеничной ленты, Н/м;  $l$  – наибольшая длина провисающего участка гусеничной ленты;  $h$  – допускаемое провисание (стрела прогиба) гусеничной ленты ( $h = 0,03l \dots 0,06l$ ).

При предварительных расчетах минимальное натяжение гусеничной цепи  $S_{min}$  можно принимать в пределах 1000...3000 Н [5].

Тяговое усилие  $F_{мяз}$ , которое должен развивать привод гусеницы, в результате обхода её контура при тяговом расчете

$$F_{мяз} = S_4 - S_1. \quad (14)$$

*Движение на подъем с передним ведущим колесом* (рис. 2). Принцип обхода гусеницы по контуру в данном расчетном случае аналогичен предыдущему. Минимальное натяжение гусеничной цепи  $S_{min}$  возникает в точке её сбегания с приводной звездочки, при этом движение с передним ведущим колесом сопровождается значительным натяжением верхней ветви гусеничной ленты, что негативно сказывается на её эксплуатационных показателях.

#### 4. Анализ работы гусеничного движителя

Проведем тяговый расчет гусеничного шасси, показанного на рис. 3.

Предварительные параметры для проведения расчета:  $q = 3000$  Н/м;  $\gamma = 5^\circ$ ;  $L = 5,8$  м;  $L_6 = 2$  м;  $\mu_{вк} = 0,0004$  м;  $f_{вк} = 0,015$ ;  $d_{вк} = 0,1$  м;  $D_{вк} = 0,2$  м;  $G_6 = 17400$  Н;  $h = 0,12$  м;  $\mu' = 0,4$ ;  $d_0 = 0,045$  м;  $D_{HK} = 0,72$  м;  $i = 6$ ;  $f_{HK} = 0,015$ ;  $d_{HK} = 0,2$  м;  $G = 208463$  Н;  $f_{OK} = 0,015$ ;  $\mu_{OK} = 0,0004$  м;  $d_{OK} = 0,22$  м;  $D_{OK} = 0,3$  м;  $G_H = 17400$  Н;  $\mu_f = 0,08$  (усредненный для гравийной дороги [2]).

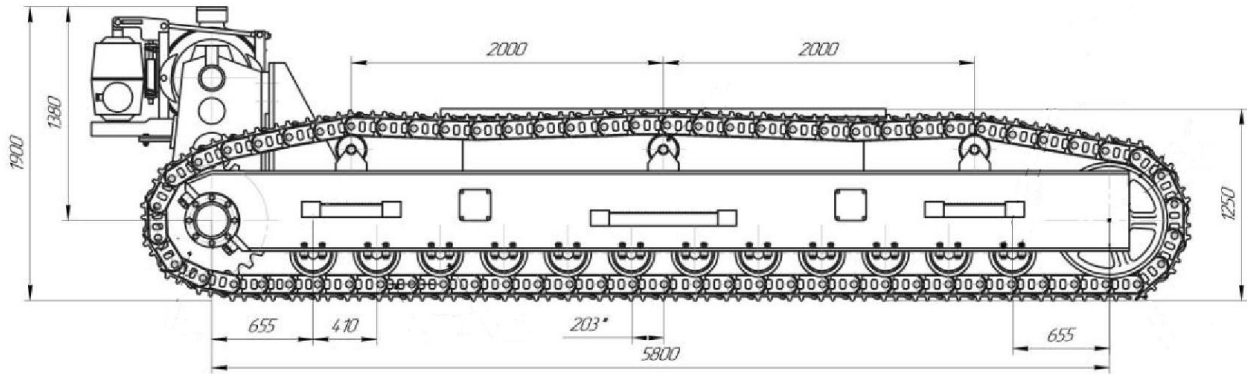


Рис. 3. Конструктивное исполнение гусеничного движителя

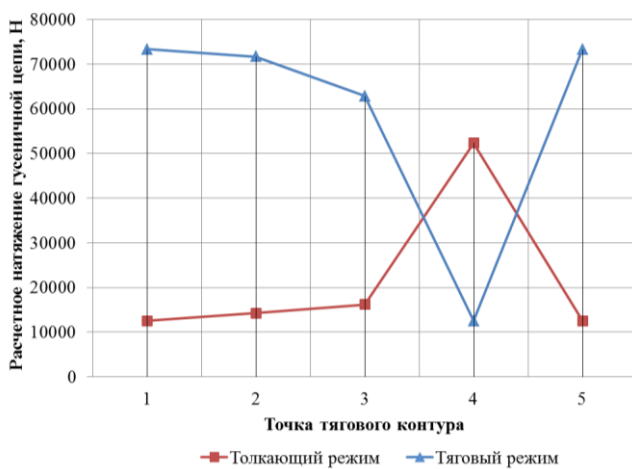
При проведении расчета присвоим следующую нумерацию точкам замкнутого тягового контура:

- 1 – верхняя точка контакта приводной звездочки и тяговой цепи;
- 2 – верхняя точка контакта натяжной звездочки и тяговой цепи;
- 3 – нижняя точка контакта натяжной звездочки и тяговой цепи;

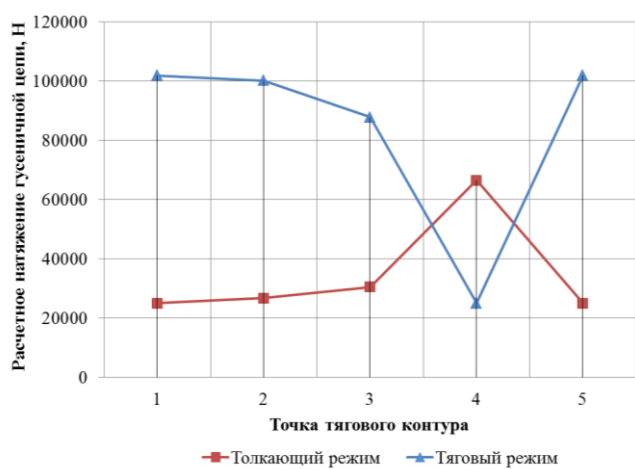
4 – нижняя точка контакта приводной звездочки и тяговой цепи;

5 – то же, что и точка 1, соответствует замыканию контура.

Расчет будем производить последовательно при работе движителя в толкающем и тяговом режиме по зависимостям (1) – (14). Полученные диаграммы натяжений представлены на рис. 4.



а



б

Рис. 4. Диаграммы натяжения гусеничной цепи:  
 а – при  $h = 0,06l$ ; б – при  $h = 0,03l$

Задание допустимого провисания тягового элемента вносит значительный вклад в величину его максимального натяжения, увеличиваясь с 73340 Н при  $h = 0,06l$  до 101848 Н при  $h = 0,03l$ . При этом сопротивление на натяжной звездочке при изменении минимального натяжения по условиям провисания увеличивается с 1995 Н до 3749 Н.

При анализе диаграмм натяжения гусеничной цепи однозначно можно установить,

что расчетным для определения максимального натяжения тягового элемента должен быть тяговый режим работы движителя, для которого характерно увеличение максимального натяжения цепи до 40% при минимально допустимом натяжении по провисанию (12500 Н) и до 53% при максимально допустимом натяжении (25000 Н). При этом при увеличении минимального натяжения по провисанию на 12500 Н (с 12500 Н до 25000 Н)

максимальное натяжение цепи увеличивается на 28508 Н при прочих одинаковых условиях.

При установке дополнительных опорных катков верхней ветви с шагом 1 м можно до-

биться снижения натяжений в тяговом контуре (рис. 5).

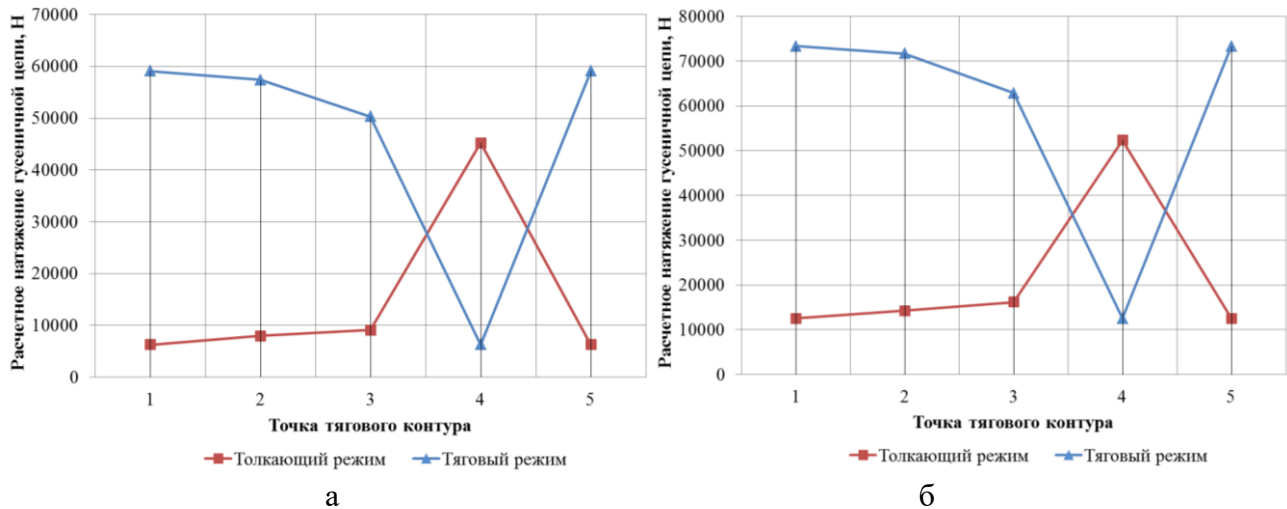


Рис. 5. Диаграммы натяжения гусеничной цепи (шаг верхних опорных катков 1 м):  
 а – при  $h = 0,06l$ ; б – при  $h = 0,03l$

В данном случае верхняя граница максимально возможного натяжения ленты в зависимости от провисания уменьшается и соответствует 73340 Н при  $h = 0,03l$ .

Для уменьшения минимального натяжения в контуре по провисанию до значений из диапазона 1000...3000 Н (достаточного для стабильной работы замкнутого цепного тягового контура) шаг верхних опорных катков не должен превышать 0,48 м. Максимальное натяжение гусеничной цепи в этом случае для

тягового режима составит 51674 Н, что почти в 2 раза меньше по отношению к максимальному натяжению цепи при исходной конфигурации движителя и  $h = 0,03l$ .

Одним из ключевых факторов при тяговом расчете является коэффициент  $\mu_f$ , зависящий от типа грунта. Диаграммы натяжений для крайних значений  $\mu_f$ , представленных в [1, 2] ( $\mu_f = 0,065$  для асфальта и бетона;  $\mu_f = 0,18$  для сыпучего песка), показаны на рис. 6.

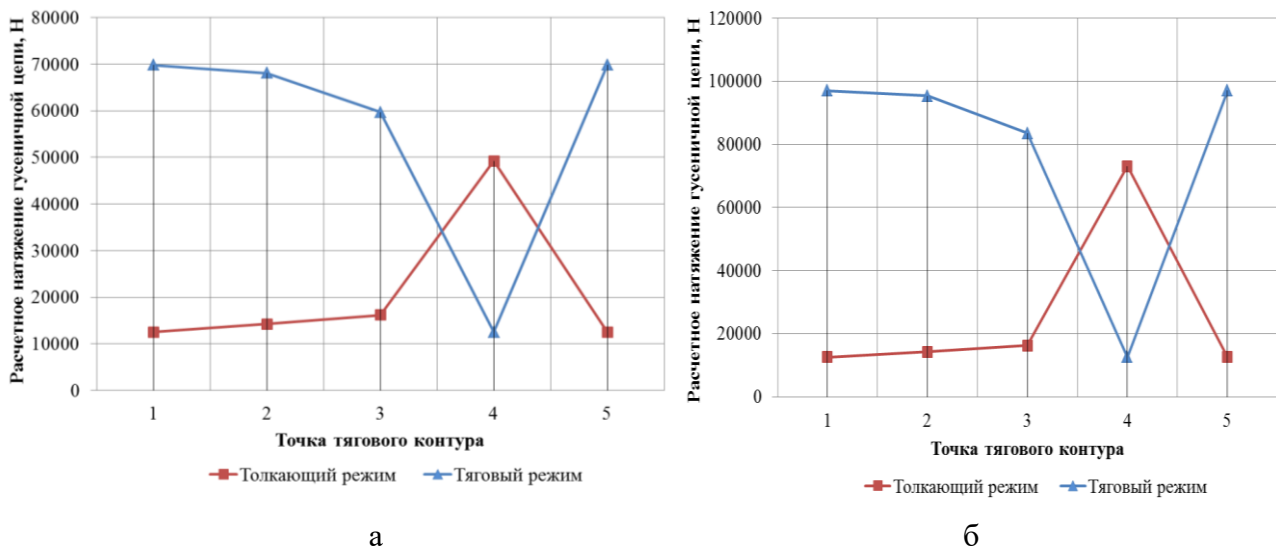


Рис. 6. Диаграммы натяжения гусеничной цепи:  
 а – при  $\mu_f = 0,065$  для асфальта и бетона; б – при  $\mu_f = 0,18$  для сыпучего песка

Можно отметить, что при увеличении коэффициента  $\mu_f$  максимальное натяжение гусеничной цепи при  $h = 0,06l$  возрастает от 69788 Н до 97021 Н, что по абсолютному значению дает меньший эффект в сравнении с изменением минимально допустимого натяжения по провисанию, показанным выше (с 73340 Н при  $h = 0,06l$  до 101848 Н при  $h = 0,03l$ ).

## 5. Заключение

Описанный в настоящей статье инверсионный подход к тяговому расчету гусеничных движителей подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин, заключающийся в рассмотрении замкнутого тягового контура гусеницы как машины непрерывного транспорта, позволяет детализировать влияние тех или иных факторов при работе движителя на величину общего сопротивления движению и, соответственно, тягового усилия. В частности, в результате проведенного моделирования процесса работы движителя было установлено следующее:

1) расчетным для определения максимального натяжения тягового элемента должен быть тяговый режим работы движителя; толкающий режим, являющийся рекомендуемым режимом для определения направления преимущественного движения, харак-

теризуется значительно более низкими значениями натяжения тягового элемента;

2) шаг расстановки опорных катков верхней ветви замкнутого контура гусеницы в значительной степени влияет на величину максимального натяжения тягового элемента через регулирование его минимально допустимого натяжения из условия провисания; рациональным является подбор шага расстановки из условия попадания минимального натяжения по провисанию в диапазон 1000...3000 Н, что соответствует рекомендуемым значениям натяжения из опыта проектирования для реализации нормальной работы цепных машин непрерывного транспорта;

3) при повышенных значениях шага расстановки опорных катков верхней ветви замкнутого контура гусеницы может возникнуть ситуация, в которой регулирование минимального натяжения в контуре гусеницы по условию провисания дает больший эффект в плане максимального натяжения тягового элемента, чем изменение проектных условий в вопросе выбора расчетного грунта от наиболее до наименее проходимых; указанный эффект требует дальнейшего изучения в контексте выработки рекомендаций для управления натяжением гусеничной цепи при применении одного шасси на разных по свойствам грунтах.

## Список литературы

1. Шеффлер М., Пайер Г., Курт Ф. Основы расчета и конструирования подъемно-транспортных машин. М.: Машиностроение, 1980. 255 с.

2. Гончаров К.А., Толкачев Е.Н. Основы расчета и конструирования грузоподъемных машин. Курск: Изд-во ЗАО "Университетская книга", 2019. 195 с.

3. Домбровский Н.Г., Картвелишвили Ю.Л., Гальперин М.И. Строительные машины. Ч. 1. М: Машиностроение, 1976. 391 с.

4. Гончаров К.А., Гришин А.В. Математическая модель работы отвальных ленточных конвейеров мобильных строительных и дорожных машин при следящем управле-

## References

1. Scheffler M., Pajer G., Kurth F. *Osnovy rascheta i konstruirovaniya podemno-transportnykh mashin*. Moskva, Mashinostroenie, 1980. 255 p. (In Russian)

2. Goncharov K.A., Tolkachev E.N. *Osnovy rascheta i konstruirovaniya gruzopod'emnyh mashin*. Kursk, ZAO Universitetskaya kniga, 2019. 195 p. (In Russian)

3. Dombrovskiy N.G., Kartvelishvili Yu.L., Galperin M.I. *Stroitelnye mashiny. Ch. I* Moskva, Mashinostroenie, 1976. 391 p. (In Russian)

4. Goncharov K.A., Grishin A.V. *Mathematical model of operation of stacker belt con-*



