

УДК (UDC) 621.86

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА
ПОТЕРИ ОБЩЕЙ УСТОЙЧИВОСТИ МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ,
ОСНАЩЕННОЙ СТРЕЛОВОЙ МАНИПУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМОЙCOMPUTER SIMULATION OF THE GENERAL STABILITY LOSS
OF THE MOBILE TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL MACHINES
EQUIPPED WITH BOOM LIFT MANIPULATORЛагереv И.А.¹, Остроухов И.О.², Химич А.В.¹
Lagerev I.A.¹, Ostroukhov I.O.², Khimitch A.V.¹¹ – Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)² – АО «Брянский автомобильный завод» (Брянск, Россия)¹ – Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)² – Bryansk Automobile Plant JSC (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. В статье представлены математические модели и методики компьютерного моделирования процесса потери общей устойчивости (опрокидывания) мобильной транспортно-технологической машины, оснащенной стреловой манипуляционной системой (краном-манипулятором). Рассматриваемые мобильные машины оснащены выносными опорами, в том числе со встроенными анкерными устройствами на основе прокалывающих грунт рабочих элементов. Простейшая математическая модель, представляющая собой дифференциальное уравнение второго порядка относительно угла поворота системы вокруг центра тяжести, позволяет смоделировать процесс опрокидывания при перегрузке манипулятора, вызванной резким увеличением грузового момента или ураганным порывом ветра. Однако данная модель не информативна с точки зрения практики, так как для эксплуатационного персонала важнее не допустить аварийной ситуации с опрокидыванием мобильной транспортно-технологической машины, чем заранее проанализировать, каким образом это произойдет. Поэтому исходная модель была модифицирована с учетом взаимодействия анкерного устройства с грунтом в рамках динамической системы «груз – манипуляционная система – базовое шасси – выносная опора – анкерное устройство – опорное основание». Модель учитывает возможные варианты начального уплотнения грунта в районе внедрения анкерного устройства аутригера, что вызывает изменение его жесткостных характеристик, учитываемых при моделировании. С использованием предложенных в статье подходов выполнено компьютерное моделирование потери устойчивости крана-манипулятора Fassi M30A.13, установленного на автомобильном шасси GAZ-Next.

Ключевые слова: манипуляционная система, мобильная транспортно-технологическая машина, выносная опора, анкеровка, устойчивость, опрокидывание, повышение устойчивости.

Abstract. The mathematical models and methods of computer modeling of the process of stability loss (overturning) for mobile transport and technological machines equipped with boom lift manipulators are under consideration in this article. This mobile machines are equipped with outriggers, including built-in anchor devices based on piercing the soil of the working elements. The simplest mathematical model, which is a second-order differential equation with respect to the angle of rotation of the system around the center of gravity, allows you to simulate the process of tipping when the manipulator is overloaded, caused by a sharp increase in the load moment or a hurricane gust of wind. However, this model is not informative for practice, as it is more important to prevent an emergency situation with the rollover of a mobile transport and technological machine than to analyze in advance how it will happen. Therefore, the original model was modified. It's taking into account the interaction of the anchor device with the ground in the framework of the dynamic system "load – boom lift manipulator – base chassis – outriggers – anchor devices – support ground". The model takes into account possible variants of initial soil compaction in the area of the outrigger anchor device implementation, which causes a change in its stiffness characteristics used in the simulation. Using proposed in the article approaches performed computer modeling of buckling of the crane Fassi M30A.13, mounted on a truck chassis GAZ-Next.

Keywords: boom lift manipulator, mobile transport and technological machine, remote support, anchoring, stability, overturning, increasing stability.

Дата принятия к публикации: 15.01.2019
Дата публикации: 25.03.2019

Date of acceptance for publication: 15.01.2019
Date of publication: 25.03.2019

Сведения об авторах:

Лагереv Игорь Александрович – доктор технических наук, доцент, проректор по инновационной работе ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.

ORCID: 0000-0002-0921-6831

Остроухов Игорь Олегович – ведущий инженер-конструктор АО «Брянский автомобильный завод», ostroukhovio@mail.ru.

Химич Анна Васильевна – студент ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», e-mail: annahimich14@mail.ru.

Authors' information:

Igor A. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor, Vice rector for Innovations, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.

ORCID: 0000-0002-0921-6831

Igor O. Ostroukhov – Lead design engineer, Bryansk Automobile Plant JSC, ostroukhovio@mail.ru.

Anna V. Khimich – student, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, e-mail: annahimich14@mail.ru.

Исследование выполнено при поддержке Российского научного фонда (проект №17-79-10274)
The study was supported by the grant of Russian science Foundation (project No. 17-79-10274)

1. Введение

Общая устойчивость против опрокидывания мобильных транспортно-технологических машин, оснащенных шарнирно-сочлененными стреловыми манипуляционными системами, определяется соотношением опрокидывающих и удерживающих моментов, зависящих от веса груза, манипуляционной системы и базового шасси, ветровых и инерционных нагрузок [1, 2]. Одним из эффективных способов повышения грузовой устойчивости против опрокидывания мобильных машин, оснащенных грузоподъемными манипуляционными системами, является использование дополнительной анкерной выносных опор (аутригеров) [1, 3-6].

Известна математическая модель расчета характеристик против опрокидывания мобильных транспортно-технологических машин, оснащенных манипуляционными системами. Она также позволяет выполнить количественную оценку степени влияния дополнительной анкерной выносных опор на повышение грузовой устойчивости мобильных машин при проведении погрузочно-разгрузочных работ [5, 6]. Однако данная модель предназначена для оценки условий опрокидывания мобильной машины и не позволяет смоделировать процесс потери устойчивости. Решению этой научной задачи посвящено данное исследование.

2. Математическая модель для исследования динамических процессов потери устойчивости

Расчетная схема мобильной машины с выносными анкерными опорами при моделировании процесса потери общей устойчивости, разработанная с учетом результатов исследования [5], показана на рис. 1.

Движение динамической системы обусловлено действием опрокидывающих и удерживающих моментов. Зависимости для их вычисления приведены в [5, 6]. Однако при моделировании динамических процессов следует учитывать следующие отличия:

- в соответствующих зависимостях для вычисления моментов вместо угла отклонения опорной поверхности грунта от горизонтальной плоскости α используется текущий угол наклона мобильной машины

$$\phi = \varphi + \alpha,$$

- где φ – угол поворота, вычисленный в ходе интегрирования уравнений движения динамической системы;

- в расчетах используются не максимальные значения грузо-высотных характеристик манипуляционной системы, а произвольные значения, соответствующие конкретному расчетному случаю;

- ветровые нагрузки переменны во времени и могут быть заданы в виде реализации

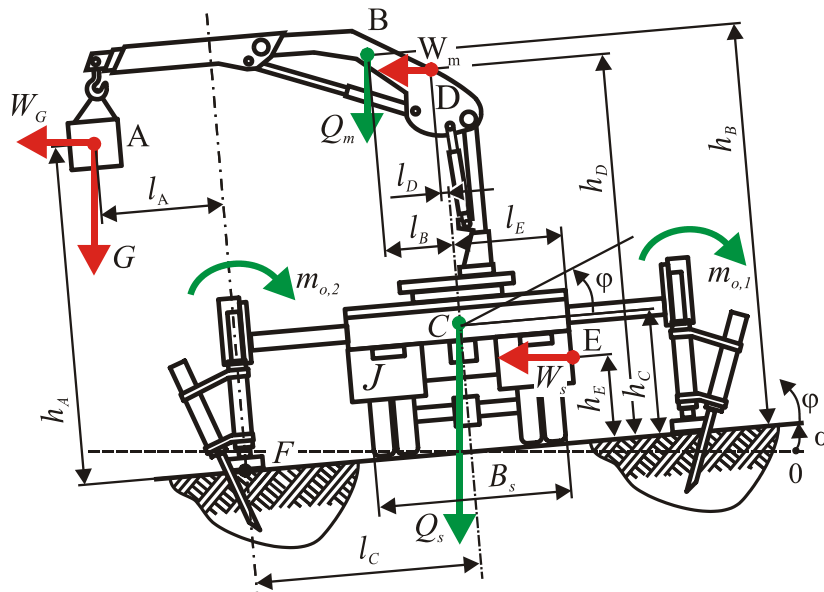


Рис. 1. Расчетная схема мобильной машины с выносными анкерными опорами при моделировании процесса потери общей устойчивости [5, 6]

случайного процесса, блока нагружения или иным способом;

- при моделировании динамических процессов ветровые или инерционные нагрузки могут не только стремиться перевернуть мобильную машину, но и вернуть ее в устойчивое положение. Например, ветровая нагрузка с отрицательным знаком W_s будет создавать удерживающий момент;

- при необходимости влияние прочих инерционных нагрузок $M_{опр, F_i}$ учитывается с использованием комплексной математической модели [7], однако скорости работы с грузом для типовых манипуляционных систем не велики, поэтому прочими инерционными нагрузками можно пренебречь.

Опрокидывающие моменты, вызывающие увеличение угла φ :

- опрокидывающий момент от веса груза (воздействия рабочего органа):

$$M_{опр, G} = G(l_A + h_A \sin \varphi),$$

где G – вес транспортируемого груза и грузозахватного органа; l_A – вылет манипуляционной системы за ребро опрокидывания; h_A – высота над опорной поверхностью центра тяжести груза;

- опрокидывающий момент от ветровой нагрузки, действующей на груз:

$$M_{опр, W_G} = W_G(h_A \cos \varphi - l_A \sin \varphi),$$

где W_G – ветровая нагрузка на транспортируемый груз;

- опрокидывающий момент от ветровой нагрузки, действующей на металлоконструкцию манипуляционной системы:

$$M_{опр, W_m} = W_m[h_D \cos \varphi + (l_C - l_D) \sin \varphi],$$

где W_m – ветровая нагрузка на металлоконструкцию манипуляционной системы; l_C – полуширина опорного контура; l_D – расстояние между плоскостью центра тяжести базового шасси и плоскостью, содержащей точку приложения ветровой нагрузки к манипуляционной системе; h_D – высота над опорной поверхностью точки приложения ветровой нагрузки к манипуляционной системе;

- опрокидывающий момент от ветровой нагрузки, действующей на базовое шасси:

$$M_{опр, W_s} = W_s[h_E \cos \varphi + (l_C + B_s / 2) \sin \varphi],$$

где W_s – ветровая нагрузка на базовое шасси; h_E – высота над опорной поверхностью точки приложения ветровой нагрузки к базовому шасси; B_s – база базового шасси [5].

Удерживающие моменты, вызывающие уменьшение угла φ :

- удерживающий момент, вызываемый весом металлоконструкции манипуляционной системы

$$M_{\text{вос.}Q_m} = Q_m [(l_C - l_B) \cos \phi - h_B \sin \phi],$$

где Q_m – вес металлоконструкции манипуляционной системы, l_B – расстояние между плоскостью центра тяжести базового шасси и плоскостью центра тяжести манипуляционной системы; h_C – высота над опорной поверхностью центра тяжести манипуляционной системы;

- удерживающий момент, вызываемый весом базового шасси

$$M_{\text{вос.}Q_s} = Q_s (l_C \cos \phi - h_C \sin \phi),$$

где Q_s – вес базового шасси; h_C – высота над опорной поверхностью центра тяжести базового шасси;

- суммарный удерживающий момент выносных опор с анкерной, зависящий от характера взаимодействия рабочего элемента анкерного устройства и грунта

$$M_0 = \sum_{i=1}^{i=n_0} m_{o,i},$$

где $m_{o,i}$ – момент, создаваемый i -й опорой с анкерной; n_0 – количество опор с анкерной [5, 6].

При моделировании взаимодействия рабочих элементов анкерных устройств выносных опор с грунтом учитывались следующие исходные положения:

- выносные опоры с анкерными устройствами, в отличие от стандартных, являются опорами двухстороннего действия;

- рабочий элемент анкерного устройства опоры, расположенной вдоль ребра опрокидывания, совместно с плитой основного опорного устройства создает в грунте объемное стесненное напряженно-деформированное состояние [5];

- рабочий элемент анкерного устройства опоры вне ребра опрокидывания до момента исчезновения вертикальной реакции работает в аналогичных условиях; после отрыва основного опорного устройства от опорной поверхности рабочий элемент выполняет роль грунтозацепа, с помощью которого мобильная машина держится за грунт за счет поочередного смещения его смежных слоев [5];

- в ходе изменения конфигурации манипуляционной системы возможно перемеще-

ние ребра опрокидывания с одной на другую сторону мобильной машины.

- после полного разрушения грунта анкерным устройством i -й опоры $m_{o,i} = 0$.

При анализе устойчивости мобильной транспортно-технологической машины упругими деформациями можно пренебречь, так как они на несколько порядков ниже перемещений мобильной машины как твердого тела [1]. Тогда уравнение движения исследуемой системы выглядит следующим образом:

$$\begin{cases} J\ddot{\varphi} = M_{\text{онп.}G} + M_{\text{онп.}W_G} + M_{\text{онп.}W_m} + \\ + M_{\text{онп.}W_s} - M_{\text{вос.}Q_m} - M_{\text{вос.}Q_s} - M_0; \quad (1) \\ \varphi \geq 0, \end{cases}$$

где J – момент инерции базового шасси, манипуляционной системы и груза, приведенный к центру тяжести базового шасси.

При численном интегрировании системы уравнений движения (1) начальные условия принимаются нулевыми, а на каждой итерации алгоритма интегрирования проверяется условия опирания машины на аутригеры: если текущее значение $\varphi < 0$, то оно принудительно приравнивается к нулю. Физически это означает, что при $\varphi = 0$ машина прочно становится на аутригеры и дальнейшее уменьшение угла невозможно.

Из выражения (1) очевидно, что пока опрокидывающие моменты не превышают удерживающие, $\varphi = 0$. Рост значения угла φ начнется только непосредственно перед потерей мобильной машиной устойчивости из-за перегрузки. Также возможна ситуация, когда кратковременная перегрузка, вызванная ураганным порывом ветра или взаимодействием рабочего органа с внешней средой, приведет к кратковременному увеличению угла наклона машины, но полной потери устойчивости не произойдет, и опрокидывание приостановится.

Результаты моделирования двух указанных расчетных случаев для крана-манипулятора Fassì M30A.13, установленного на автомобильном шасси GAZ-Next, показаны на рис. 2. Были приняты следующие параметры модели для расчета: $J = 1184000 \text{ кгм}^2$; $G = 30600 \text{ Н}$; $Q_m = 26000 \text{ Н}$; $Q_s = 270000 \text{ Н}$;

$\alpha=1$ град.; $l_A=3,3$ м; $h_A=2,0$ м; $l_B=1,1$ м; $h_D=2,1$ м; $h_E=1,0$ м; $B_s=2,0$ м; $W_G=500$ Н;
 $h_B=2,2$ м; $l_C=1,4$ м; $h_C=0,7$ м; $l_D=0,4$ м; $W_m=500$ Н; $W_s=1300$ Н [5, 6].

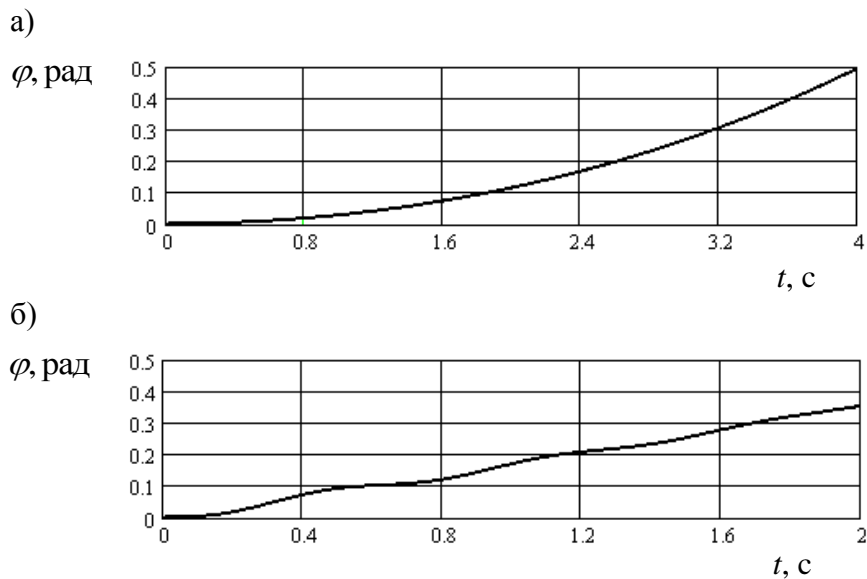


Рис. 2. Результаты моделирования динамики с использованием выражения (1):
а – полная потеря устойчивости при десятикратной перегрузке (при весе груза $10G$);
б – полная потеря устойчивости при перегрузке $3,74G$ и раскачивании ветровыми порывами с гармоникой $\sin(10t)$ мобильной машины с опорами без анкерки

С практической точки зрения данные результаты не представляют большого интереса, так как полностью предопределяются условиями сохранения устойчивости [5]. Для эксплуатационного персонала важнее не допустить аварийной ситуации с опрокидыванием мобильной транспортно-технологической машины, чем заранее проанализировать, каким образом это произойдет.

3. Математическая модель для исследования динамических процессов потери устойчивости с учетом взаимодействия анкерного элемента и опорного основания

Рассмотренный выше подход не позволяет исследовать процессы взаимодействия анкерного устройства с грунтом, что важно при проектировании новых опорных устройств. Для решения данных задач необходимо рассматривать динамику системы «груз – манипуляционная система – базовое шасси – выносная опора – анкерное устройство – опорное основание».

В ходе экспериментальных исследований [8] отмечено частичное уплотнение грунта в области введения рабочего элемента анкерного устройства. За счет этого между рабочим элементом и грунтом создаются зазоры, что обуславливает появление крена мобильной машины под действием разницы опрокидывающих и удерживающих моментов. По своей физической природе данный процесс схож с динамическим поведением звеньев крана-манипулятора при наличии зазоров в шарнире [7, 9, 10].

Возможны различные варианты уплотнения грунта: однократное и ступенчатое. Для единичной опоры однократное уплотнение грунта с начальной жесткостью $c_{ag} = c_{ag0}$ происходит в момент первого цикла взаимодействия анкерного устройства с грунтом, после чего образуется зазор δ_1 (рис. 3, а). В дальнейшем уплотнение не происходит и жесткость грунта c_{ag} в районе анкерного устройства остается практически постоянной $c_{ag} = c_{ag1}$. Вследствие образования зазора при повороте машины относительно центра тяжести возникают моменты, когда анкерное

устройство не опирается на кромку уплотненного грунта и $c_{ag} = 0$. Для модели однократного уплотнения грунта эти моменты по продолжительности Δt_δ считаются равными. Зазор считается выбранным, когда рабочий элемент анкерного устройства вошел в контакт с грунтом по верхней плоскости опорного основания.

При ступенчатом уплотнении грунта (рис. 3, б) данный процесс происходит в течение нескольких циклов. При этом посте-

пенно происходит увеличение зазора δ_k и жесткости грунта c_{agk} , $k = 1 \dots N_u$, где N_u – число ступеней (циклов) уплотнения. Так как зазор постепенно растет, то увеличиваются и моменты времени $\Delta t_{\delta k}$. После нескольких ступеней уплотнения жесткость грунта стабилизируется на значении c_{agN_u} . Следует отметить, что однократное уплотнение является частным случаем ступенчатого при $N_u = 1$.

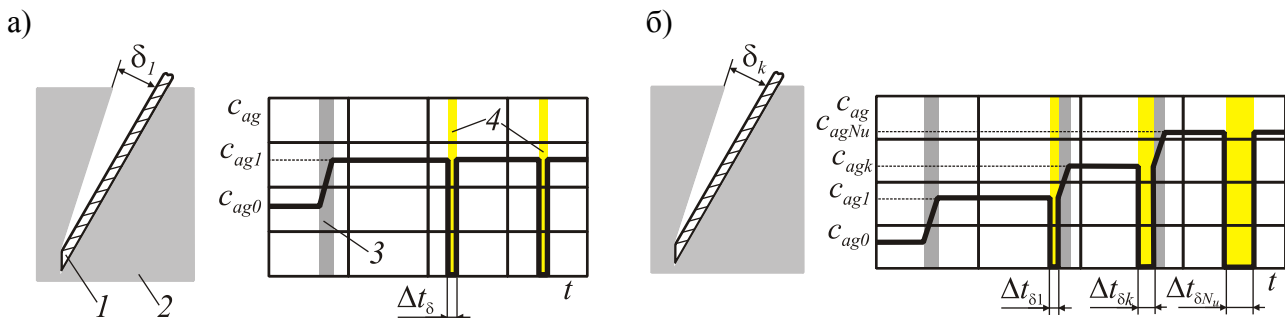


Рис. 3. Варианты уплотнения грунта в районе анкерного устройства выносной опоры: а – однократное уплотнение, б – ступенчатое уплотнение (1 – рабочий элемент анкерного устройства; 2 – грунт (опорное основание); 3 – стадии уплотнения грунта; 4 – процесс выбора зазора при повороте машины)

Таким образом, исходную модель опоры можно модифицировать, добавив к ней модель взаимодействия анкерного устройства и грунта. Расчетная схема анкерного устройства в составе математической модели для исследования динамических процессов потери устойчивости с учетом взаимодействия анкерного элемента и опорного основания показана на рис. 4. Следует отметить, что в реальной конструкции уплотнение грунта происходит с обеих сторон анкерного устройства. Поэтому зазор, возникающий при таком повороте, когда данная опора находится вне угла опрокидывания, обозначается $\delta_k^{(+)}$. Когда опора находится вдоль угла опрокидывания – $\delta_k^{(-)}$.

В те моменты, когда рабочий элемент анкерного устройства опирается на грунт, в i -й анкерной опоре возникает усилие $f_{o,i}$, которое вызывает появление дополнительного удерживающего момента $m_{o,i}$. В процессе работы манипуляционной системы опора может менять свое положение. В зависимо-

сти от роста или уменьшения φ она может находиться то вдоль ребра опрокидывания, то вне ребра опрокидывания.

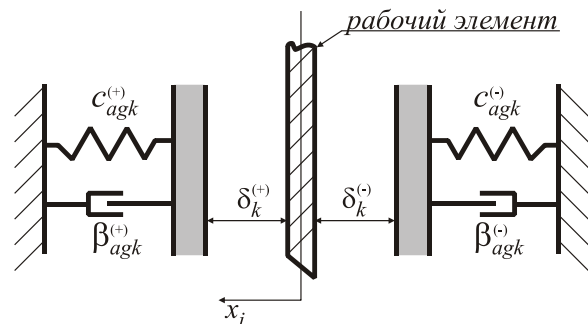


Рис. 4. Расчетная схема анкерного устройства в составе математической модели для исследования динамических процессов потери устойчивости с учетом взаимодействия анкерного элемента и опорного основания

Если анкерная опора находится вне ребра опрокидывания, то

$$f_{o,i} = c_{agk,i}^{(+)} \cdot x_i + \beta_{agk,i} \cdot \dot{x}_i,$$

где $c_{agk,i}$ – жесткость грунта для i -й анкерной опоры, $\beta_{agk,i}$ – коэффициент диссипации энергии грунтом для i -й анкерной опоры, x_i и \dot{x}_i – координата относительно исходного положения и скорость рабочего элемента i -й анкерной опоры.

Если анкерная опора находится вдоль ребра опрокидывания, то

$$f_{o,i} = c_{agk,i}^{(-)} \cdot x_i + \beta_{agk,i} \cdot \dot{x}_i.$$

Усилие в опоре с анкерной $f_{o,i}$, действующее на плече $r_{o,i}$ вызывает появление дополнительного удерживающего момента

$$m_{o,i} = f_{o,i} \cdot r_{o,i}.$$

Эти моменты составляют суммарный удерживающий момент выносных опор с анкерной M_0 , который входит в уравнение (1).

Окончательно, математическая модель для исследования динамических процессов потери устойчивости с учетом взаимодействия анкерного элемента и опорного основания выглядит следующим образом:

$$\begin{cases} J\varphi = M_{onp,G} + M_{onp,W_G} + M_{onp,W_m} + \\ + M_{onp,W_s} - M_{вoc,Q_m} - M_{вoc,Q_s} - M_0; \quad (2) \\ \delta_{k,i}^{(-)} \leq x_i(\varphi) \leq \delta_{k,i}^{(+)}, \end{cases}$$

где $\delta_{k,i}^{(-)}$ и $\delta_{k,i}^{(+)}$ – зазоры в грунте в районе внедрения рабочего элемента i -й анкерной опоры.

В первом уравнении системы (2) координаты x_i зависят от положения машины, определяемого углом φ . Эти зависимости определяются индивидуально для конкретной машины.

В реальных условиях $\delta_{k,i}^{(-)}$ и $\delta_{k,i}^{(+)}$ могут быть разными для всех опор, что вызовет дополнительный поворот машины в горизонтальной плоскости. Поэтому в ходе расчетов будем считать, что для всех опор, находящихся вне ребра опрокидывания $\delta_{k,i}^{(-)}$ и $\delta_{k,i}^{(+)}$ равны. Аналогичное допущение вводим и для всех опор, находящихся вдоль ребра опрокидывания.

Воздействие выносных опор на грунт (через опорные площадки) оказывает влияние на окончательное значение жесткости

$c_{ag,i}$ грунта в районе внедрения i -го анкерного устройства. При работе манипуляционной системы базовое шасси установлено на выносные опоры в точках A , B , C и D (рис. 5). Таким образом, подвеска базового шасси из работы исключена. Манипуляционная система установлена на продольной оси симметрии базового шасси в точке O . Вес груза и манипуляционной системы $G + Q_m$ приложен в их общем центре тяжести E_I на расстоянии R от точки O . Вес базового шасси Q_s приложен в точке E_I .

На мобильную машину действуют моменты:

$$\begin{aligned} M_x &= GR \sin \beta; \\ M_y &= G(R \cos \beta + h_A \sin \beta) + \\ &+ M_{onp,W_G} + M_{onp,W_m} + M_{onp,W_s}, \end{aligned}$$

где β – угол поворота манипуляционной системы.

Расстояние до общего центра тяжести груза и манипуляционной системы определяется следующим образом:

$$R = \frac{Q_m l_B + GL}{Q_m + G}, \quad (3)$$

где L – текущий вылет манипуляционной системы.

Зависимости для вычисления сил реакций опор в случае установки спереди и сзади базового шасси аутригеров с одинаковым вылетом (рис. 5, а) выглядят следующим образом:

$$\begin{aligned} R_A &= \frac{G + Q_m}{4} \left(1 + \frac{t_1}{a}\right) + \frac{Q_s}{4} \left(1 - \frac{t_2}{a}\right) + \frac{M_x}{4a} - \frac{M_y}{4b}; \\ R_B &= \frac{G + Q_m}{4} \left(1 - \frac{t_1}{a}\right) + \frac{Q_s}{4} \left(1 + \frac{t_2}{a}\right) - \frac{M_x}{4a} - \frac{M_y}{4b}; \\ R_C &= \frac{G + Q_m}{4} \left(1 - \frac{t_1}{a}\right) + \frac{Q_s}{4} \left(1 + \frac{t_2}{a}\right) - \frac{M_x}{4a} + \frac{M_y}{4b}; \\ R_D &= \frac{G + Q_m}{4} \left(1 + \frac{t_1}{a}\right) + \frac{Q_s}{4} \left(1 - \frac{t_2}{a}\right) + \frac{M_x}{4a} + \frac{M_y}{4b}, \end{aligned}$$

где a – полудлина опорного контура, b – полуширина опорного контура.

Зависимости для вычисления сил реакций опор в случае установки спереди и сзади базового шасси аутригеров с разным вылетом (рис. 5, б) выглядят следующим образом:

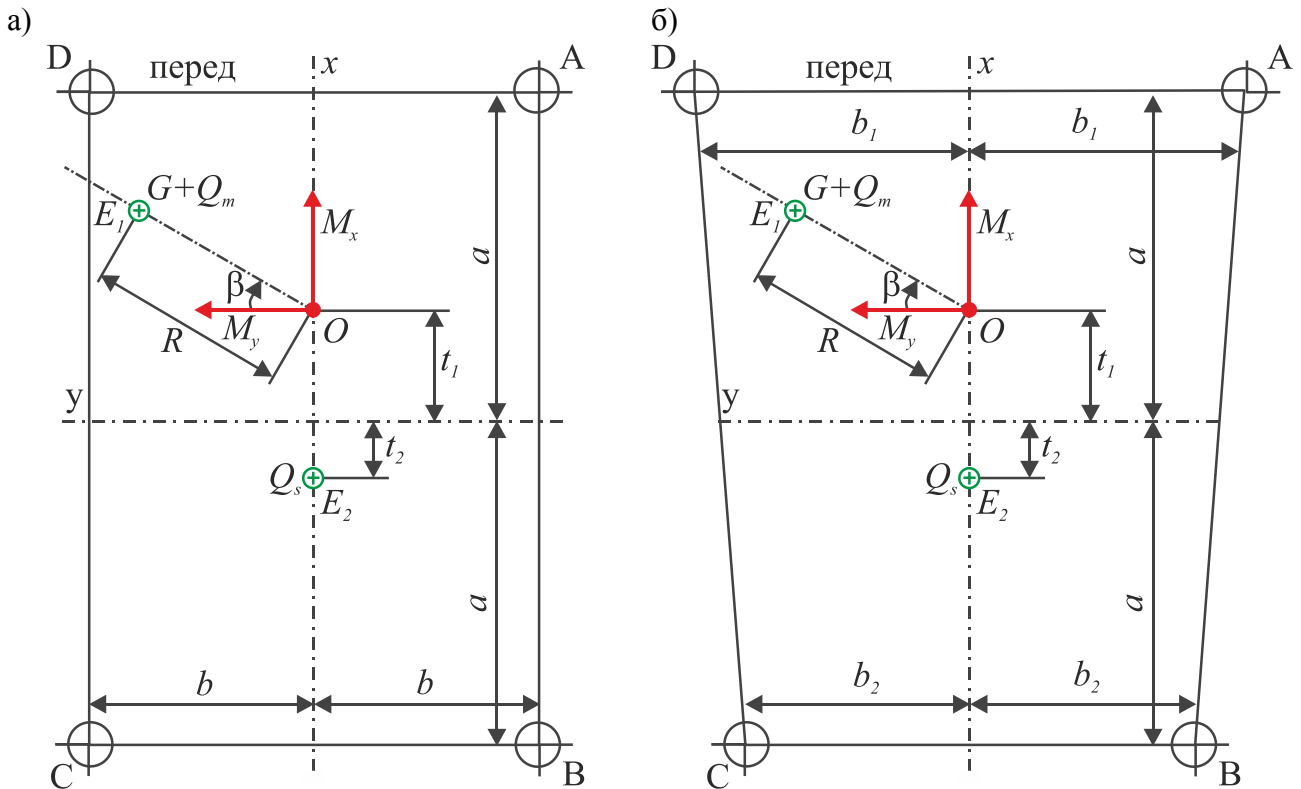


Рис. 5. Расчетная схема для вычисления сил реакций выносных опор мобильной машины: а – аутригеры равного вылета; б – аутригеры с большим вылетом спереди

Зависимости для вычисления сил реакций опор в случае установки спереди и сзади базового шасси аутригеров с разным вылетом (рис. 5, б) выглядят следующим образом:

$$R_A = \frac{G+Q_m}{4} \left(1 + \frac{t_1}{a}\right) + \frac{Q_s}{4} \left(1 - \frac{t_2}{a}\right) + \frac{M_x}{4a} - \frac{M_y b_1}{2(b_1 + b_2)};$$

$$R_B = \frac{G+Q_m}{4} \left(1 - \frac{t_1}{a}\right) + \frac{Q_s}{4} \left(1 + \frac{t_2}{a}\right) - \frac{M_x}{4a} - \frac{M_y b_2}{2(b_1 + b_2)};$$

$$R_C = \frac{G+Q_m}{4} \left(1 - \frac{t_1}{a}\right) + \frac{Q_s}{4} \left(1 + \frac{t_2}{a}\right) - \frac{M_x}{4a} + \frac{M_y b_2}{2(b_1 + b_2)};$$

$$R_D = \frac{G+Q_m}{4} \left(1 + \frac{t_1}{a}\right) + \frac{Q_s}{4} \left(1 - \frac{t_2}{a}\right) + \frac{M_x}{4a} + \frac{M_y b_1}{2(b_1 + b_2)},$$

где b_1 – полудлина опорного контура в районе передних опор, b_2 – полуширина опорного контура в районе задних опор.

Расстояние l_B между плоскостью центра тяжести базового шасси и плоскостью центра тяжести манипуляционной системы в выражении (3) вычисляется следующим образом (рис. 6):

$$l_B = \frac{1}{Q_m} \left[\sum_{i=1}^{N_s} Q_{m,i} (u_i + u'_{0,i} \cos \alpha_i - v'_{0,i} \sin \alpha_i) \right],$$

где $Q_{m,i}$ – вес i -го звена манипуляционной системы; u_i – горизонтальная координата ближайшего к основанию шарнира i -го звена манипуляционной системы в глобальной системе координат uOv , начало которой расположено в точке установки манипуляционной системы O ; $u'_{0,i}$, $v'_{0,i}$ – координаты центра тяжести (ц.т.) в локальной системе координат $u_i'O_i v_i'$, связанной с i -м звеном манипуляционной системы; α_i – текущий угол ориентации i -го звена манипуляционной системы; N_s – количество звеньев манипуляционной системы.

Результаты моделирования общей устойчивости крана-манипулятора Fassi M30A.13, установленного на автомобильном шасси GAZ-Next, показаны на рис. 7. Манипуляционная система вращается вокруг вертикальной оси с постоянной скоростью. Это приводит к тому, что угол наклона базовой машины φ то растет, то уменьшается до выбора зазоров $\delta_{k,i}^{(-)}$ или $\delta_{k,i}^{(+)}$. Значения внешних нагрузок подобраны таким образом, что отсут-

ствии анкеровки опор привело бы к потере устойчивости. Дополнительно к значениям параметров модели (1) были приняты следующие дополнительные расчетные пара-

метры: $c_{ag0}=70$ МН/м, $c_{ag1}=1,5c_{ag0}$. Была использована модель однократного уплотнения грунта.

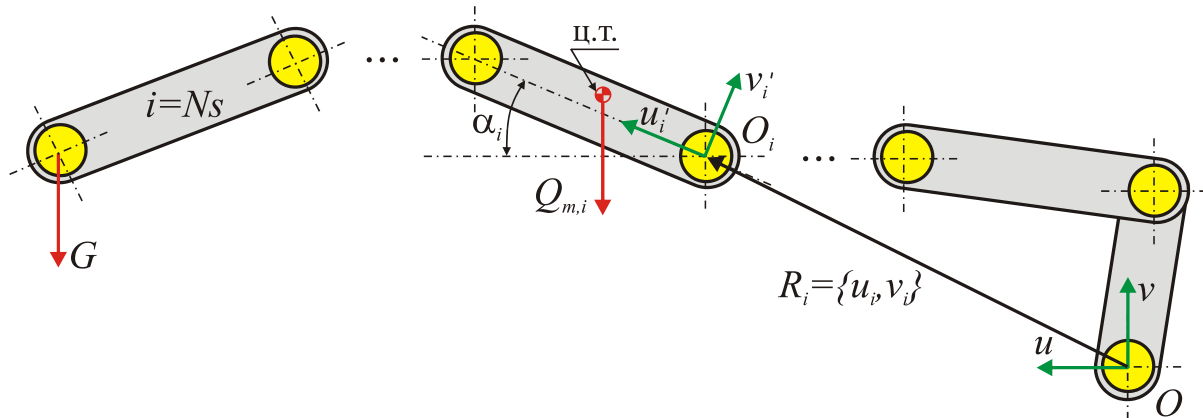


Рис. 6. Расчетная схема для вычисления расстояния l_B между плоскостью центра тяжести базового шасси и плоскостью центра тяжести манипуляционной системы

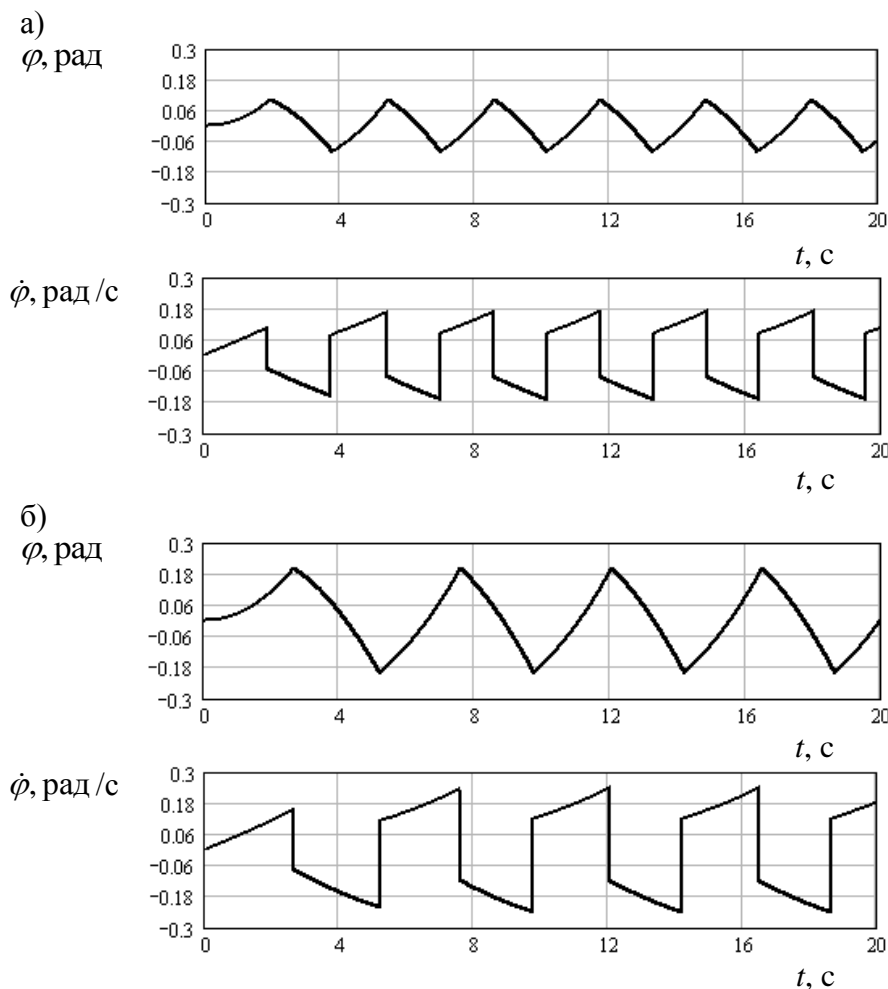


Рис. 7. Результаты моделирования динамики с использованием выражения (2):
 а – зазоры в грунте соответствуют $-0,1 \leq \varphi \leq 0,1$; б – зазоры в грунте соответствуют $-0,2 \leq \varphi \leq 0,2$;

4. Основные выводы

1. Использование математической модели для исследования динамических процессов потери устойчивости транспортно-технологических машин без учета взаимодействия анкерных опор и грунта не представляет интереса, так как потеря устойчивости полностью предопределяются условиями сохранения устойчивости. Однако с ее использованием можно исследовать пограничные состояния, когда машина находится на грани потери устойчивости, и ее окончательное опрокидывание может произойти от воздействия незначительного по величине дополнительного ветрового воздействия или инерционной нагрузки.

2. Математическая модель для исследования динамических процессов потери устойчивости с учетом взаимодействия анкерного элемента и опорного основания позволяет смоделировать экспериментально выявленное постепенное уплотнение грунта опорного основания в районе внедрения ра-

бочего элемента анкерного устройства выносной опоры транспортно-технологической машины.

3. На основе разработанных в ходе исследования математических моделей было теоретически установлено, что чем больше зазоры в грунте $\delta_{k,i}^{(-)}$ и $\delta_{k,i}^{(+)}$, тем больше скорость изменения угла φ и период колебаний транспортно-технологической машины.

4. Для повышения точности моделирования необходимо:

- продолжить экспериментальные исследования взаимодействия грунта опорного основания и рабочих элементов анкерных устройств выносных опор;

- экспериментально уточнить значения c_{ag} для различных типов грунтов при различных значениях вертикальных нагрузок;

- учесть возможность различия величин $\delta_k^{(+)}$ и $\delta_k^{(-)}$ для всех опор, что вызовет дополнительный поворот базовой машины в горизонтальной плоскости.

Список литературы

1. Александров, М.П. Грузоподъемные машины / М.П. Александров. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана – Высшая школа, 2000. – 552 с.

2. Методические рекомендации. Краны стреловые самоходные. Нормы расчета устойчивости против опрокидывания: РД НИИК-05-07. – Утв. Ростехнадзором 01.03.07 г.

3. Надежность в технике. Оценка параметров безопасности колесных и гусеничных машин по опрокидыванию. Характеристики динамической и статической устойчивости: РД 50-233-81. – Утв. Госкомитет по стандартам 01.01.1982 г. – введ. в действие 01.01.82 г.

4. Бычков, И.С. Оценка устойчивости грузоподъемного крана, оборудованного грунтовыми якорями / И.С. Бычков // Вестник СибАДИ. – 2017. - № 3 (55). – С. 7-11.

5. Лагерева, А.В. Влияние анкерности выносных опор на устойчивость мобильных транспортно-технологических машин, ос-

References

1. Aleksandrov M.P. *Gruzopodemnye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, MGTU imeni N.E. Baumana, 2000. 552 p. (In Russian)

2. RD NIIK-05-07. *Metodicheskie rekomendatsii. Krany strelovye samokhodnye. Normy rasheta ustoychivosti protiv oprokidyvaniya* [Methodical recommendation. Self-propelled jib cranes. Norms of calculation of stability against overturning]. Moscow, Ros-tekhnadzor, 2007. (In Russian)

3. RD 50-233-81. *Nadezhnost v tekhnike. Otsenka parametrov bezopasnosti kolesnykh i gusenichnykh mashin po oprokidyvaniyu. Kharakteristiki dinamicheskoy i staticheskoy ustoychivosti* [Reliability in technology. Assessment of safety parameters of wheeled and tracked vehicles for tipping. Dynamic and static stability characteristics]. Moscow, Goskomitet po standartam, 1982. (In Russian)

4. Bychkov I.S. *Otsenka ustoychivosti gruzopodemnogo kрана, oborudovannogo gruntovymi yakoryami* [Evaluation of the stability of

нащенных стреловыми манипуляционными системами / А.В. Лагереv, И.А. Лагереv // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2018. – №2. – С. 152-169.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-02-152-169>

6. Лагереv, И.А. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Конструкции и условия эксплуатации / И.А. Лагереv, А.В. Лагереv. – Брянск: РИО БГУ, 2018. – 190 с. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622>

7. Лагереv, И.А. Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов / И.А. Лагереv. – Брянск: РИО БГУ, 2016. – 371 с. DOI: [10.5281/zenodo.1198980](https://doi.org/10.5281/zenodo.1198980)

8. Гончаров, К.А. Экспериментальная оценка эффективности использования анкерных устройств на выносных опорах мобильного крана / К.А. Гончаров, И.О. Остроухов // Сборник материалов Всероссийской научно-практической конференции «Современная наука: идеи, которые изменят мир». – Брянск: РИО БГУ, 2018 – С. 85-88.

9. Лагереv, И.А. Снижение ударной нагрузки, вызываемой люфтом в шарнирных соединениях звеньев краноманипуляторных установок / И.А. Лагереv, А.А. Мильто, А.В. Лагереv // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2015. – № 2. – С. 37-43.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198382>

10. Вершинский, А.В. Расчет металлических конструкций подъемно-транспортных машин методом конечных элементов / А.В. Вершинский, И.А. Лагереv, А.Н. Шубин, А.В. Лагереv. – Брянск: РИО БГУ, 2015. – 210 с.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1202240>

a crane equipped with ground anchors]. *Vestnik SibADI*, 2017, No.3, pp. 7-11. DOI: [10.26518/2071-7296-2017-3\(55\)-7-11](https://doi.org/10.26518/2071-7296-2017-3(55)-7-11) (In Russian)

5. Lagerev A.V., Lagerev I.A. The influence of anchoring of remote supports on the stability of mobile transport and technological machines equipped with boom lift manipulators. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No.2, pp. 152-162. DOI: [10.22281/2413-9920-2018-04-02-152-169](https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-02-152-169) (In Russian)

6. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Sovremennaya teoriya manipulatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselevykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov. Konstruktsiya i usloviya ekspluatatsii* [Modern theory of manipulation systems of mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes. Design and operating conditions]. Bryansk, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, 2018. 190 p. ISBN 978-5-9734-0295-2.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622> (In Russian)

7. Lagerev I.A. *Modelirovanie rabochikh protsessov manipulyatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselevykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov* [Modeling of work processes in manipulation systems for mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes]. Bryansk, RIO BGU, 2016. 371 p. DOI: [10.5281/zenodo.1198980](https://doi.org/10.5281/zenodo.1198980) (In Russian)

8. Goncharov K.A., Ostroukhov I.O. The effectiveness experimental evaluation of the mobile crane`s outriggers with anchor devices using. *Sbornik dokladov Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii "Sovremennaya nauka: idei, kotorye izmenyat mir"* [Proc. of the conf.: Modern science: ideas that will change the world], 2018, pp. 85-88. (In Russian).

9. Lagerev I.A., Milto A.A., Lagerev A.V. Reducing the impact load arising from the looseness in joints of articulating cranes, *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No. 2, pp. 37-43.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198382>

- ‡ (In Russian)
‡
‡ 10. Vershinckii A.V., Lagerev I.A., Shubin
‡ A.N., Lagerev A.V. *Raschet metallicheskih*
‡ *konstruktsiy podyemno-transportnykh mashin*
‡ *metodom konechnykh elementov* [Calculation
‡ of metal constructions of lifting-transport ma-
‡ chines by finite element method]. Bryansk,
‡ Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2015.
‡ 210 p.
‡ DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1202240>
‡ (In Russian)