

Транспортное и энергетическое машиностроение

УДК 629.33

Обоснование применимости масштабных моделей для экспериментального исследования параметров движения колесной машины на деформируемых грунтах*

М.М. Жилейкин¹, Е.В. Ягубова¹, Д.А. Чижов²

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

² ФГУП «ЦАГИ», 105005, Москва, Российская Федерация, Радио ул., д. 17

Verification of scale models in the experimental study of the motion parameters of a wheeled vehicle on deformable grounds

M.M. Zhileykin¹, E.V. Yagubova¹, D.A. Chizhov²

¹ Bauman Moscow State Technical University, Building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation

² NIO-12, Central Aerohydrodynamic Institute (TsAGI), Radio str., 17, 105005, Moscow, Russian Federation



e-mail: jileykin_m@mail.ru, yagubova.evg@yandex.ru, tankist_83@mail.ru



В современных условиях при проектировании новых моделей транспортных средств (ТС) необходима проверка тех или иных решений по формированию технического облика не только методами имитационного моделирования, но и на реальных образцах. Натурные дорожные испытания позволяют сохранять при эксперименте полное динамическое подобие, но их проведение возможно лишь после изготовления опытного образца ТС, требующего очень больших материальных затрат. Кроме того, при натурных испытаниях затруднено, а часто вообще невозможно, исследование многочисленных вариантов исполнений различных элементов конструкции. Одним из путей решения этой проблемы является создание моделей уменьшенных копий проектируемого ТС. Основные трудности, возникающие при испытании масштабной модели колесной машины (трактора) состоят в необходимости точного воспроизведения движения в реальных дорожных условиях. Достоверность полученных результатов в основном определяется соблюдением критериев подобия. В работе установлена связь между параметрами реального колесного трактора и его масштабной модели для экспериментальной отработки алгоритмов работы системы динамической стабилизации колесной машины. Определены коэффициенты подобия и масштабный интервал, в пределах которого можно адекватно исследовать эффективность алгоритмов стабилизации. Для доказательства правомерности применения масштабных моделей были проведены заезды колеса на стенде «Грунтовой канал» и ведущего колеса макета на грунте. По результатам этих заездов получены зависимости коэффициента сцепления f от скольжения (буксования) S_6 для обоих колес. Сравнение полученных

* Работа выполнена в рамках договора № 9905/17/07/-к-12 между ОАО «КамАЗ» и МГТУ им. Н.Э. Баумана при финансовой поддержке Российской Федерации и Минобрнауки.

характеристик показало их различие в допустимых пределах, что обосновывает применимость рассматриваемой масштабной модели для экспериментального исследования параметров движения колесной машины на деформируемом опорном основании.

Ключевые слова: колесная машина, траектория движения, алгоритм стабилизации, масштабные модели, экспериментальные исследования, экспериментальный стенд.

i Designing new vehicles requires verifying technical solutions using not only simulation techniques but also full-scale models. Full-scale road tests provide a complete dynamic similarity. However, such tests can be conducted only after manufacturing a prototype, which involves heavy capital outlays. Furthermore, various designs of numerous structural elements are difficult, and often impossible, to analyze during field tests. One of the solutions to this problem is to create scale models of the vehicle under study. The main difficulty in testing scale models of a wheeled vehicle (tractor) is that it is required to provide realistic road conditions with high fidelity. The validity of the results is guaranteed by satisfying similarity criteria. In this paper, a relation between the parameters of a wheeled tractor and its scale model intended for the experimental study of dynamic stabilization algorithms is established. Similarity coefficients and a scale range within which the effectiveness of stabilization algorithms can be adequately investigated are determined. To prove the validity of the tests with scale models, the motion of a model wheel on the ground was compared with that of a prototype drive wheel. The results of these experiments were used to establish the dependence of the friction coefficient φ on the slippage S_b for both wheels. The fact that the obtained characteristics are in good agreement proves the applicability of the proposed scale model to the experimental study of the motion parameters of wheeled vehicles on deformable grounds.

Keywords: wheeled vehicle, trajectory, stabilization algorithm, scale model, experimental study, testing bench.

Основой натурального моделирования является изучение физически подобных явлений и перенос полученных экспериментально с моделью результатов на природу. Основанием для такого переноса является механическое подобие физических явлений, которое складывается из подобия расстояний и координат (геометрическое подобие), скоростей (кинематическое подобие) и сил (динамическое подобие). В настоящее время теория подобия применительно к автомобилям нашла свое практическое применение только в аэродинамике. Однако и в вопросах, связанных с исследованием проходимости, управляемости и устойчивости колесных транспортных средств, проведение экспериментальных исследований на моделях также является актуальной задачей.

Цель работы — нахождение связи между параметрами реальной колесной машины (трактора) и масштабной модели для доказательства возможности экспериментального исследования параметров движения колесного транспортного средства на деформируемом грунте, а также для отработки алгоритмов работы системы динамической стабилизации.

Определение коэффициентов подобия. Для решения поставленной задачи рассмотрим константы подобия, представляющие собой отно-

шение параметра для реального трактора (далее для таких параметров объекта исследования использован индекс «о») и этого же параметра для масштабной модели (индекс «м»):

$$\begin{aligned} C_l &= l_o/l_m; C_v = v_o/v_m; C_F = F_o/F_m; \\ C_G &= G_o/G_m; C_\omega = \omega_o/\omega_m; C_j = j_o/j_m; \\ C_{\dot{\omega}} &= \dot{\omega}_o/\dot{\omega}_m; C_\theta = \theta_o/\theta_m; C_N = N_o/N_m; \\ C_S &= S_o/S_m; C_{K_y} = K_{y_o}/K_{y_m}; C_\delta = \delta_o/\delta_m; \\ C_c &= c_o/c_m; C_q = q_o/q_m; C_\varphi = \varphi_o/\varphi_m; \\ C_R &= R_o/R_m, \end{aligned} \quad (1)$$

где C_l — константа подобия по линейным размерам l ; C_v — константа подобия по линейным скоростям v ; C_F — константа подобия по силам F ; C_G — константа подобия по силе веса G ; C_ω — константа подобия по угловым скоростям ω ; C_j — константа подобия по линейным ускорениям j ; $C_{\dot{\omega}}$ — константа подобия по угловым ускорениям $\dot{\omega}$; C_θ — константа подобия по углам поворота управляемых колес θ ; C_N — константа подобия по потребляемой мощности N ; C_S — константа подобия по площади контакта S шины с твердой опорной поверхностью; C_{K_y} — константа подобия по коэффициенту сопротивления K_y боковому уводу шины; C_δ — константа подобия по углу бокового увода δ шины; C_c — константа подобия по вертикаль-

ной жесткости c шины; C_q — константа подобия по величине давления q в пятне контакта шины с твердой опорной поверхностью; C_φ — константа подобия по коэффициенту сцепления φ шины с опорной поверхностью; C_R — константа подобия по радиусу поворота R .

При составлении схемы сил, действующих на двухосную колесную машину (КМ) будем рассматривать «велосипедную» схему (рис. 1). Для двухосной КМ (трактора), совершающей плоскопараллельное движение, уравнения движения в горизонтальной плоскости имеют вид

$$\begin{cases} \frac{G_o}{g} j_{ox} - \frac{G_o}{g} \omega_o V_{oy} = R_{ox2} - R_{ox1} \cos \theta_o - \\ - R_{oy1} \sin \theta_o; \\ \frac{G_o}{g} j_{oy} + \frac{G_o}{g} \omega_o V_{ox} = R_{oy2} - R_{oy1} \cos \theta_o - \\ - R_{ox1} \sin \theta_o; \\ J_{zo} \dot{\omega}_o = R_{oy1} a_o \cos \theta_o - R_{oy2} b_o - R_{ox1} a_o \sin \theta_o, \end{cases} \quad (2)$$

где G_o — вес трактора; $\theta_o = (\theta_{1л} + \theta_{2пр})/2$ — средний угол поворота управляемых колес первой оси; R_{oxi} — продольная сила, действующая на «среднее» колесо i -й оси со стороны дороги; R_{oyi} — боковая сила, действующая на «среднее» колесо i -й оси со стороны дороги; j_{ox} — проекция ускорения центра тяжести на продольную ось трактора; j_{oy} — проекция ускорения центра тяжести на поперечную ось колесного трактора; ω_o — угловая скорость поворота продольной оси трактора относительно вертикальной оси Z , проходящей через центр тяжести трактора; V_o — скорость движения трактора; $j_{ox} = dV_o/dt$ — ускорение трактора; V_{oy} — проекция линейной скорости центра тяжести трактора на ось Y ; J_{oz} — момент инерции трактора относительно

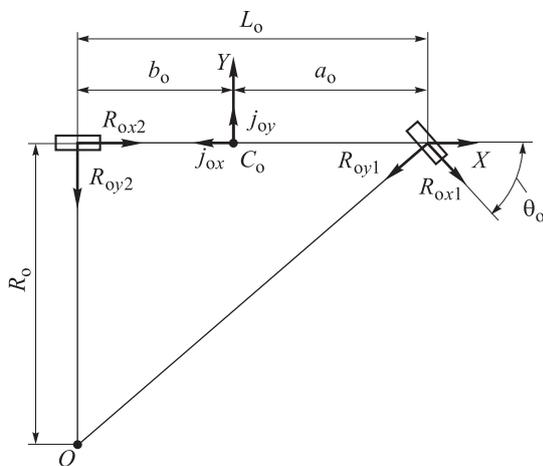


Рис. 1. Схема сил, действующих на двухосную КМ

вертикальной оси, проходящей через центр тяжести трактора; a , b — расстояние от центра тяжести трактора до первой и последней оси соответственно.

Выразив из (1) все параметры для модели и подставив в (2), получим уравнения движения модели:

$$\begin{cases} C_G \frac{G_M}{g} C_j j_{Mx} - C_G \frac{G_M}{g} C_\omega \omega_M C_V V_{My} = C_F (R_{Mx2} - \\ - R_{Mx1} C_\theta \cos \theta_M - R_{My1} C_\theta \sin \theta_M); \\ C_G \frac{G_M}{g} j_{My} + C_G \frac{G_M}{g} C_\omega \omega_M C_V V_{Mx} = C_F (R_{My2} - \\ - R_{My1} C_\theta \cos \theta_M - R_{Mx1} C_\theta \sin \theta_M); \\ \frac{C_G}{C_j} C_l^2 C_\omega J_{Mz} \dot{\omega}_M = C_l C_F (R_{My1} a_M C_\theta \cos \theta_M - \\ - R_{My2} b_M - R_{Mx1} a_M C_\theta \sin \theta_M). \end{cases} \quad (3)$$

С точки зрения вывода зависимостей для констант подобия 1-е и 2-е уравнения системы (3) идентичны, поэтому рассмотрим только 1-е и 3-е уравнения, в которых примем $C_\theta = 1$.

Для систем уравнений (2) и (3) все переменные должны определяться одинаково. Последнее возможно только при условии тождественности уравнений. Для этого необходимо, чтобы комплексы, составленные из констант подобия в уравнениях системы (3), сократились. На основании этого требования получим ряд ограничительных условий:

- из первого уравнения системы (3):

$$C_G C_j = C_G C_\omega C_V = C_F; \quad (4)$$

- из второго уравнения системы (3):

$$\frac{C_G}{C_j} C_l^2 C_\omega = C_l C_F. \quad (5)$$

Примем $C_G = C_F$, тогда

$$C_j = 1; \quad C_\omega = C_l^{-1};$$

$$\frac{C_G C_V^2}{C_F C_l} = 1 \rightarrow C_V = C_l^{1/2}; \quad C_\omega = \frac{C_V}{C_l} = C_l^{-1/2}. \quad (6)$$

Константа подобия для потребляемой мощности

$$C_N = C_V C_F = C_F C_l^{1/2}. \quad (7)$$

Определим соотношение для радиусов поворота объекта и модели. Выражение для центростремительного ускорения машины, движущейся по дуге окружности радиуса R с постоянной скоростью v , имеет вид

$$j = v^2/R.$$

При $C_j = 1$

$$C_j = \frac{v_0^2 R_M}{R_0 v_M^2} = \frac{C_l}{C_R} = 1 \rightarrow C_R = C_l. \quad (8)$$

Из условия $C_G = C_F$ следует, что масштабы сил и масс могут быть выбраны произвольно. Для решения задач качения упругого колеса, в котором процессы, протекающие в пятне контакта, так или иначе связаны с трением, в работе [1] рекомендовано принять

$$C_G = C_F = C_l^3; \quad (9)$$

$$C_q = \frac{C_F}{C_l^2} = C_l. \quad (10)$$

Выражение (9) позволяет установить соотношение между массами объекта и масштабной модели.

Для определения соотношения между сцепными свойствами шин объекта и модели запишем выражение для продольной реакции R_x в пятне контакта

$$R_x = \phi P_N, \quad (11)$$

где ϕ — коэффициент сцепления, зависящий от степени проскальзывания S_6 колеса относительно опорной поверхности; P_N — нормальная реакция в пятне контакта. Тогда для констант подобия

$$C_F = C_\phi C_F \rightarrow C_\phi = 1. \quad (12)$$

Из выражения (12) следует, что зависимость коэффициента сцепления ϕ от величины скольжения (буксования) S_6 (так называемая диаграмма $\phi-S_6$) для объекта и модели должна быть полностью идентична на одной и той же опорной поверхности при соблюдении соотношений (6)–(9).

Для определения значения константы подобия по вертикальной жесткости шины запишем

$$P_N = cz,$$

где c — вертикальная жесткость шины; z — прогиб шины под действием вертикальной нагрузки. Отсюда для констант подобия

$$C_F = C_c C_l = C_s \rightarrow C_c = C_s / C_l. \quad (13)$$

Запишем выражение для поперечной реакции R_y в пятне контакта:

$$R_y = K_y \delta,$$

где K_y — коэффициент сопротивления боковому уводу шины; δ — угол бокового увода. Тогда для констант подобия (приняв, как обычно, для угловых величин $K_\delta = 1$):

$$C_F = C_{K_y} C_\delta \rightarrow C_F = C_{K_y}. \quad (14)$$

Разработанный метод нахождения констант подобия позволяет определить не только массогабаритные параметры модели, но и режимы ее движения при испытаниях, обеспечивающие подобие протекающих в модели и объекте физических процессов, что позволяет перенести полученные в эксперименте с моделью результаты на реальный объект.

Для подтверждения правомерности исследования алгоритмов динамической стабилизации на макете необходимо провести два эксперимента. Чтобы доказать правомерность использования выведенных зависимостей коэффициентов подобия определим характеристику качения колеса по грунту на стенде «Грунтовой канал» и сравним ее с характеристикой качения колеса, полученной на макете по грунту в ведущем режиме.

Описание стенда и оборудования. Для проведения эксперимента был задействован усовершенствованный стенд кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Стенд предназначен для испытаний колесных движителей при постоянной вертикальной нагрузке по методу создания управляемой силы на крюке. Стенд включает в себя грунтовой канал (рис. 2), ди-

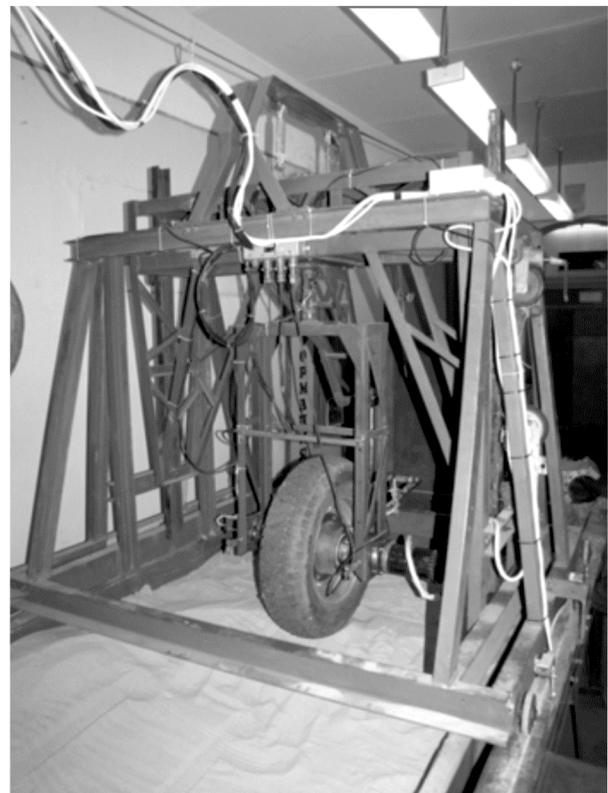


Рис. 2. Испытательный стенд

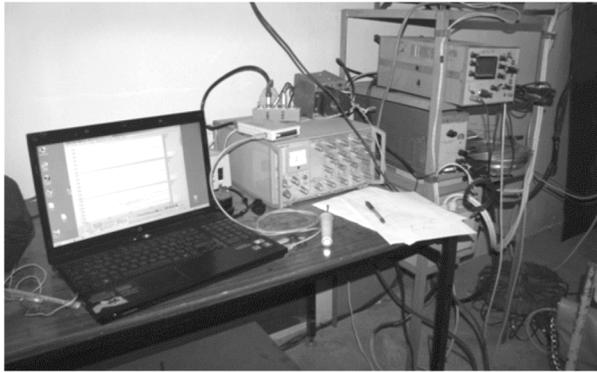


Рис. 3. Пульт станда с тензометрическим, кинематическим и регистрационным оборудованием

намометрическую тележку, систему регулирования вертикальной и тяговой нагрузки колеса, систему подготовки грунта и пульт с тензометрическим, кинематическим и регистрационным оборудованием (рис. 3) [2]. Для испытаний на стенде использовалось колесо в сборе с шиной И151 155/87/ R13 (см. рис. 2).

На стенде можно определить тяговые возможности колесных движителей в различных режимах качения (свободном, ведомом, ведущем и тормозном) по деформируемому опорному основанию в разных скоростных режимах при различных условиях нагружения.

При проведении эксперимента определяются и регистрируются параметры взаимодействия движителя с грунтом в режиме прямолинейного движения при помощи тензометрических стержней. Система нагружения станда позволяет варьировать вертикальную нагрузку на движитель, а также продольную силу тяги [2, 3].

Основные параметры станда «Грунтовой канал»:

Параметр	Значение
Максимальный диаметр испытуемого колеса, м	1,0
Максимальная ширина испытуемого колеса, м	0,4
Вертикальная нагрузка, Н	20–1 200
Длина грунтового канала, м	7,0
Ширина грунтового канала, м	1,4
Мощность привода колеса, Вт	300
Максимальный угол увода, град	45

Свободную силу тяги на оси колеса P_x и крутящий момент M_k замеряют с помощью тензоэлементов. По изгибной деформации тензостержня в продольной плоскости колеса рассчитывается сила тяги P_x .

Крутящий момент M_k определяется реактивным моментом, воспринимаемым тензобалкой.

Реактивный момент рассчитывается как сумма требуемого для движения колеса момента и момента трения в подшипниках и уплотнениях ступицы колеса. Последний исключается балансировкой тензомостов в состоянии свободного вращения колеса.

Методика испытаний и обработки экспериментальных данных для испытаний колеса на стенде. Подробно методика проведения эксперимента описана в [2, 3].

Во время заезда регистрируется значение силы тяги на оси колеса P_x и требуемый для движения крутящий момент, а также перемещение динамометрической тележки x_k и угол поворота колеса α_k . По этим значениям вычисляются следующие параметры:

- удельная свободная тяга (коэффициент свободной тяги)

$$\varphi = \frac{P_x}{P_z};$$

- коэффициент буксования

$$S_6 = 1 - \frac{x_k}{\alpha_k r_{k0}}.$$

Для исключения влияния случайных ошибок на полученные результаты проводится 7–10 замеров при постоянной вертикальной нагрузке для построения зависимостей указанных параметров во всей области тяговых режимов.

Силовые факторы регистрируются с помощью тензодатчиков, подключенных к тензометрической аппаратуре 4АНЧ-22.

Методика испытаний макета на деформируемом опорном основании. Цель этого эксперимента — определение характеристики качения колеса макета по грунту.

На первом этапе проводится заезд, в котором определяется сила сопротивления станда. Макет с вывешенной передней осью (макет подвешивается к тросу при помощи подвижного блока) соединяется со стандом таким образом, чтобы можно было реализовать качение колеса в ведомом режиме.

Перед проведением испытательных заездов осуществляется тарировка тензодатчика с помощью образцовых гирь, троса и блоков в соответствии со схемой нагружения. Затем с помощью тензокольца (рис. 4) проводится замер продольной силы $P_{кр.сопр}$, которая является силой сопротивления станда и характеризует влияние системы подвеса передней оси макета, а также грузов, создающих крюковую нагрузку. Значение

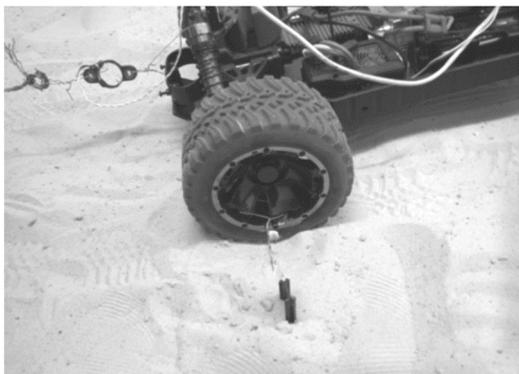


Рис. 4. Замер силы сопротивления стенда

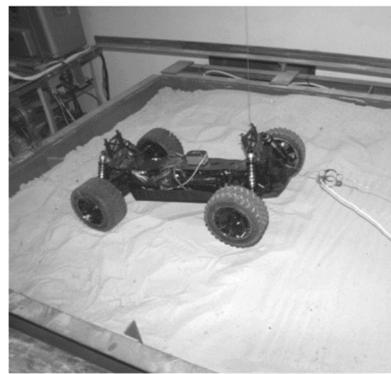


Рис. 5. Замер свободной силы тяги на ведущем колесе

силы регистрируется с помощью тензодатчика, подключенного к тензометрической аппаратуре 4АНЧ-22. Установлено, что продольная сила сопротивления стенда, приходящаяся на одно ведущее колесо макета, $P_{кр.сопр} = 1,89 \text{ Н}$.

Далее макет отсоединяется от стенда. При этом передняя ось вывешивается таким образом, чтобы была обеспечена возможность качения колес задней оси макета в ведущем режиме (рис. 5) [4, 5]. Проводится замер свободной силы тяги P_k на оси колеса при различных значениях крюковой нагрузки. После заезда фиксируется интегральное значение переменного электрического сигнала, поступающего с тензодатчика. Перед каждым заездом производится балансировка тензомостов и проверяется масштаб измерения подачей контрольного сигнала на вход тензоусилителя [3].

Для определения пути, пройденного колесом, на шине установлен отметчик, позволяющий определить количество оборотов, сделанных колесом (см. рис. 4). После каждого заезда замеряется путь, пройденный колесом, и определяется расстояние между двумя соседними штрихами $l_{ш}$, оставленными на грунте отметчиком, которое колесо преодолевает за 1 оборот.

При проведении эксперимента были заданы следующие параметры:

- удельная свободная тяга (коэффициент свободной тяги)

$$\varphi = \frac{P_k + P_{кр.сопр}}{G_k},$$

где G_k — вес макета, приходящийся на одно ведущее колесо; $G_k = 24,5 \text{ Н}$;

- радиус качения колеса макета

$$r_k = \frac{l_{ш}}{2\pi}.$$

В результате проведенного эксперимента

определен коэффициент буксования (скольжения) колеса макета:

$$S_6 = \frac{r_{k0} - r_k}{r_{k0}}.$$

Здесь r_{k0} — радиус качения без скольжения.

В соответствии с параметрами масштабной модели принимаем $r_{k0} = 0,075 \text{ м}$.

Проведя расчеты для определения масштабных коэффициентов по методике, описанной выше, находим коэффициент подобия линейных размеров для макета относительно колеса $C_l = 4$.

Для экспериментальных заездов использовалось колесо в сборе и масштабная модель, основные параметры которых приведены в таблице.

Параметры колеса и масштабной модели

Параметр	Колесо	Модель
Линейный масштаб	1:1	1:4
Радиус колеса, м	0,305	0,075
Скорость движения, км/ч	7,08	3,54
Нагрузка на колесо, Н	1 200	24,5

Результаты экспериментальных исследований. В результате проведенных заездов колеса на стенде «Грунтовой канал» и макета на грунте найдены зависимости коэффициента свободной тяги φ от коэффициента буксования колеса S_6 . Для четырех значений φ получено 16 экспериментальных значений коэффициента S_6 для колеса, испытываемого на стенде, и для колеса макета (рис. 6).

Из анализа полученных зависимостей следует, что оба распределения результатов заездов являются нормальными (по критерию χ^2 -Пирсона с доверительной вероятностью $p = 0,95$). В качестве наилучшей оценки измеряемой ве-

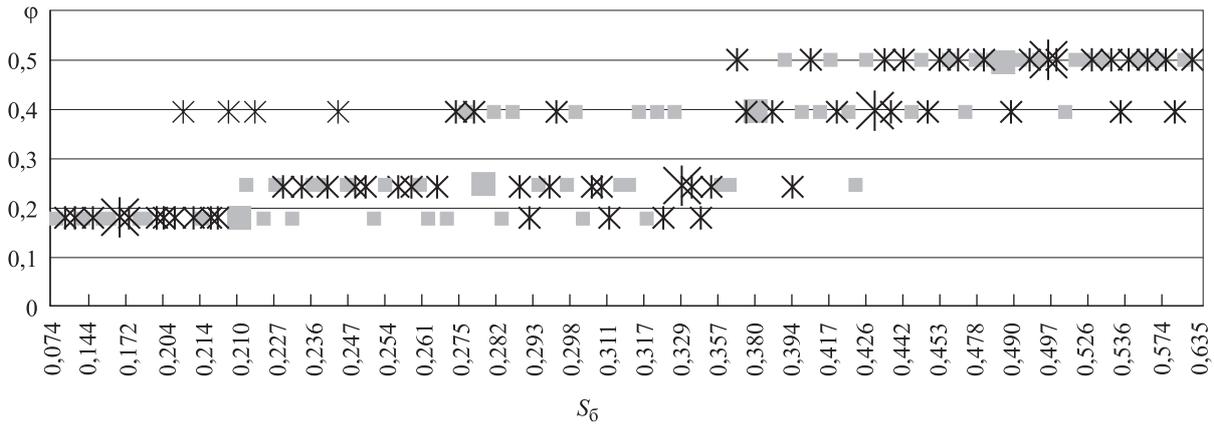


Рис. 6. Распределения значений коэффициента скольжения:
 * — колесо макета; ■ — колесо на стенде

личины принята оценка математического ожидания выборки [6, 7].

Окончательно были сформированы две выборки оценок математических ожиданий коэффициентов скольжения для колеса и макета при соответствующих значениях коэффициента φ:

φ	0	0,18	0,25	0,4	0,5
$m(S_{61})$	0	0,21	0,28	0,38	0,49
$m(S_{62})$	0	0,17	0,33	0,44	0,52

Проверим гипотезу, что обе выборки принадлежат одной генеральной совокупности. Для этого проверим допустимость различия между средними арифметическими и дисперсиями двух групп результатов заездов для колеса на стенде и макета на грунте. Проверка допустимости различия между оценками дисперсий проводилась по критерию Фишера.

Несмещенные оценки дисперсий двух групп результатов эксперимента обозначим D_1 и D_2 , причем $D_1 > D_2$. Поскольку число наблюдений одинаково, степени свободы $k_1 = k_2 = 15$. Тогда статистика критерия Фишера $F = D_1/D_2$.

Следовательно, можно считать, что оценки дисперсии отвечают одной и той же генеральной дисперсии, если будет верно неравенство $F < F_{k,l,q}$. Здесь $F_{k,l,q}$ — значения верхних q -процентных точек распределения Фишера. Уровень значимости составляет $2q$ [6, 7].

Определив величины отношений оценок дисперсий двух групп замеров и сравнив их с табличным значением, установлено, что оценки дисперсий замеров коэффициента буксования для колеса на стенде и колеса макета на грунте отличаются незначительно.

Проверка допустимости различий между средними арифметическими для двух групп измерений проводилась следующим образом. Поскольку ранее было доказано, что обе груп-

пы результатов имеют одинаковые генеральные дисперсии, то для каждого значения коэффициента сцепления φ определялся параметр

$$t = \frac{|m_1 - m_2|}{[(n_1 - 1)D_1 + (n_2 - 1)D_2]^{0,5}} \left[\frac{n_1 n_2 (n_1 + n_2 - 2)}{n_1 + n_2} \right]^{0,5}.$$

Здесь m_1, m_2 — оценки математических ожиданий двух групп наблюдений.

Затем параметр t сравнивался с табличным значением q -пределов распределения Стьюдента t_{q,m_1+n_2-2} . Если $t > t_{q,m_1+n_2-2}$, различие между средними арифметическими считается допустимым [7–9].

Сравнение для каждого значения коэффициента сцепления φ, показало, что различие между средними арифметическими для совокупности экспериментальных точек для колеса, испытываемого на стенде, и колеса макета незначительно.

В результате проведенных расчетов установлено, что группы наблюдений для колеса на стенде и для макета однородны (различия в оценках математических ожиданий и дисперсий несущественны) и, следовательно, данные группы наблюдений принадлежат одной генеральной совокупности.

Зависимость $\varphi(S_6)$ и доверительные интервалы приведены на рис. 7.

Поскольку известны выборочные значения математического ожидания m и дисперсии D , доверительный интервал для оценки математического ожидания определяется выражением [8, 9]

$$m - \frac{Dt_n \alpha / 2}{(n - 1)^{0,5}} \leq m(S_6) \leq m + \frac{Dt_n \alpha / 2}{(n - 1)^{0,5}},$$

где $t_n \alpha / 2$ — табличное значение распределения Стьюдента; α — доверительная вероятность, $\alpha = 0,9 - 0,95$.

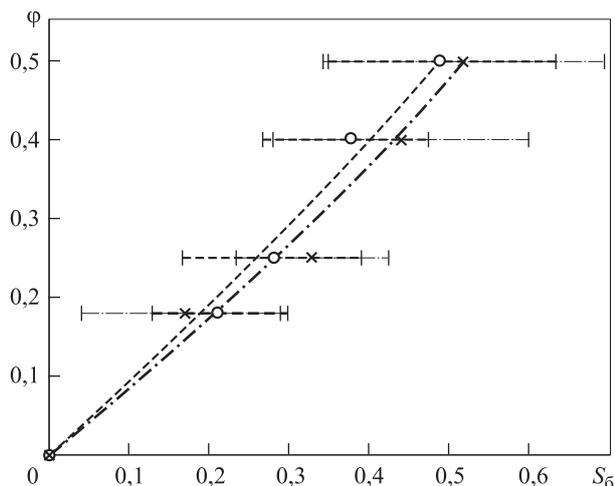


Рис. 7. Зависимость коэффициента свободной тяги от коэффициента скольжения:
 - - - — колесо на стенде; - · - — колесо макета

Как видно на рис. 7, результаты эксперимента, полученные на колесе и на макете, отличаются в допустимых пределах. Так, оценки математических ожиданий для совокупности результатов эксперимента колеса на стенде и макета отличаются в среднем на 6,5 %, оценки дисперсий — на 8,3 %. Отсюда следует вывод о правомерности исследования алгоритмов динамической стабилизации на макете.

Зависимость коэффициента свободной тяги от коэффициента скольжения при заданной вертикальной нагрузке на колесо, построенная по полученным экспериментальным данным на стенде «Грунтовой канал», и доверительные интервалы представлены на рис. 8.

По экспериментальным точкам была получена зависимость $\varphi(S_6)$ путем аппроксимации методом наименьших квадратов. При этом были определены коэффициенты полинома 2-й степени $y = -0,009x^2 + 0,068x + 0,469$.

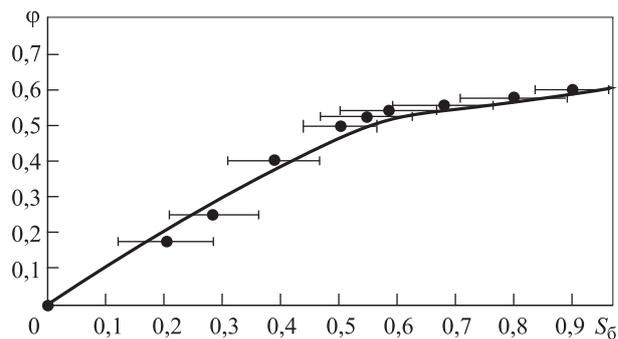


Рис. 8. Зависимость коэффициента свободной тяги от коэффициента скольжения при $P_z = 1\ 200\ \text{Н}$

Полученные интегральные характеристики качения движителя в условиях деформируемого опорного основания не противоречат аналогичным результатам других исследователей [2, 10].

Выводы

1. Методами экспериментальных исследований доказана возможность использования масштабных моделей для проведения испытаний колесных машин. Определены основные зависимости между параметрами модели и реального объекта, позволяющие обеспечивать физическое подобие протекающих процессов и перенос полученных в эксперименте с моделью результатов на натуру.

2. Установлена идентичность диаграммы скольжения для натурального колеса и колеса макета на стенде. Методом экспериментальных исследований доказано, что оценки математических ожиданий и дисперсий характеристик качения колеса и модели различаются в пределах 6,5 и 8,3% соответственно, что является допустимым отклонением.

Литература

[1] Чичинадзе А.В., ред. *Основы трибологии (трение, износ, смазка)*. Москва, Машиностроение, 2001. 664 с.
 [2] Чижов Д.А. *Разработка комплексного метода повышения энергоэффективности полноприводной колесной машины*. Дисс. ... канд. техн. наук. Москва, 2012. 146 с.
 [3] Чижов Д.А., Горелов В.А., Котиев Г.О. Лабораторный расчетно-экспериментальный комплекс для исследования тягово-энергетических свойств колесных движителей. *Тракторы и сельхозмашины*, 2012, № 4, с. 21–27.
 [4] Агейкин Я.С., Вольская Н.С. Моделирование движения автомобиля по мягким грунтам: проблемы и решения. *Автомобильная промышленность*, 2004, № 10, с. 24–25.
 [5] Клинов А.М., Медведев Е.В. Модель взаимодействия колесного движителя с деформируемой опорной поверхностью. *Автомобильная промышленность*, 2005, № 10, с. 17–19.
 [6] Орлов А.И. *Прикладная статистика*. Москва, Изд-во «Экзамен», 2006. 672 с.

- [7] Орлов А.И. *Вероятность и прикладная статистика: основные факты: справочник*. Москва, КНОРУС, 2010. 192 с.
- [8] Witte R., Witte J. *Statistics*. Wiley, Hoboken, USA, 2009. 559 p.
- [9] Freedman D., Pisani R., Purves R. *Statistics*. W.W. Norton & Company, New York, USA, 2007. 576 p.
- [10] Ларин В.В. *Теория движения полноприводных колесных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 391 с.

References

- [1] *Osnovy tribologii (trenie, iznos, smazka)* [Fundamentals of Tribology (friction, wear, lubrication)]. Ed. Chichinadze A.V. Moscow, Mashinostroenie publ., 2001. 664 p.
- [2] Chizhov D.A. *Razrabotka kompleksnogo metoda povysheniia energoeffektivnosti polnoprivodnoi kolesnoi mashiny*. Diss. kand. tekhn. nauk [Development of complex techniques to improve energy-wheel drive wheeled vehicle. Cand. tehn. sci. diss.]. Moscow, 2012. 146 p.
- [3] Chizhov D.A., Gorelov V.A., Kotiev G.O. Laboratornyi raschetno-eksperimental'nyi kompleks dlia issledovaniia tiagovo-energeticheskikh svoystv kolesnykh dvizhitelei [Laboratory experiment-calculated complex for the investigation of traction and power properties of wheeled mover]. *Traktory i sel'khoz mashiny* [Tractors and agricultural machinery]. 2012, no. 4, pp. 21–27.
- [4] Ageikin Ia.S., Vol'skaia N.S. Modelirovanie dvizheniia avtomobilia po miagkim gruntam: problemy i resheniia [Simulation of driving on soft ground: problems and solutions]. *Avtomobil'naia promyshlennost'* [Automotive Industry]. 2004, no. 10, pp. 24–25.
- [5] Klinshov A.M., Medvedev E.V. Model' vzaimodeistviia kolesnogo dvizhitelia s deformiruemoi opornoii poverkhnost'iu [Model of the interaction of the wheel mover with deformable bearing surface]. *Avtomobil'naia promyshlennost'* [Automotive Industry]. 2005, no. 10, pp. 17–19.
- [6] Orlov A.I. *Prikladnaia statistika* [Applied Statistics]. Moscow, «Ekzamen» publ., 2006. 672 p.
- [7] Orlov A.I. *Veroiatnost' i prikladnaia statistika: osnovnye fakty: spravochnik* [Probability and Applied Statistics: Key Facts: A Guide]. Moscow, KNORUS publ., 2010. 192 p.
- [8] Witte R., Witte J. *Statistics*. Wiley, Hoboken, USA, 2009. 559 p.
- [9] Freedman D., Pisani R., Purves R. *Statistics*. W.W. Norton & Company, New York, USA, 2007. 576 p.
- [10] Larin V.V. *Teoriia dvizheniia polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Theory of motion-wheel drive wheeled vehicles]. Moscow, Bauman Press, 2010. 391 p.

Статья поступила в редакцию 23.01.2015

Информация об авторах

ЖИЛЕЙКИН Михаил Михайлович (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Колесные машины». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: jileykin_m@mail.ru).

ЯГУБОВА Евгения Вячеславовна (Москва) — аспирант кафедры «Колесные машины». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: yagubova. evg@yandex.ru).

ЧИЖОВ Дмитрий Александрович (Москва) — кандидат технических наук, инженер отдела № 2 НИО-12 ФГУП «ЦАГИ» (105005, Москва, Российская Федерация, Радио ул., д. 17, e-mail: tankist_83@mail.ru).

Information about the authors

ZHILEYKIN Mikhail Mikhailovich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Wheeled Vehicles» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, Building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: jileykin_m@mail.ru).

YAGUBOVA Evgeniya Vyacheslavovna (Moscow) — Post-Graduate of «Wheeled Vehicles» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, Building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: yagubova. evg@yandex.ru).

CHIZHOV Dmitriy Aleksandrovich (Moscow) — Cand. Sc. (Eng.), Engineer of Department no. 2, NIO-12, Central Aerohydrodynamic Institute (TsAGI) (Radio str., 17, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: tankist_83@mail.ru).