

УДК 629.1-47

И. Г. Куклина, канд. техн. наук, доцентНижегородский государственный технический университет имени Р.Е. Алексева,
Нижний Новгород, Россия

Тел./Факс: +79101090538; E-mail: istkuklina@rambler.ru

**К РАСЧЕТУ ХАРАКТЕРИСТИК УПРУГО-ВЯЗКОЙ ПОДВЕСКИ
РОТОРНО-ВИНТОВОЙ МАШИНЫ НА ОСНОВЕ СИСТЕМ
ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ ЛАГРАНЖА**

Роторно-винтовая машина (РВМ или машина на шнеках) широко исследовалась в Горьковском политехническом институте в 1960-1970 годах. Были созданы испытательные образцы РВМ для проведения технологических операций в условиях бездорожья. Последнее десятилетие ученые НГТУ им. Р.Е. Алексева результативно работают над созданием и применением снегоболотоходов на шнеках для применения их при проведении спасательных операций нефтедобытчиков на арктическом шельфе России.

Применение шнеков в качестве движителей позволяет использовать транспортное средство при перемещении, как в условиях непроходимых болот, так и при осуществлении производственных задач в условиях снежно-ледового бездорожья. В отличие от транспортных средств, оснащенных традиционными типами движителей, колебательная и вибрационная нагрузка на агрегаты и пассажиров роторно-винтовых машин оставляет желать лучшего. Отсутствие упруго-вязкой подвески движителей машины в значительной степени усугубляет ситуацию. Задачи данной исследовательской работы – создание научного аппарата расчета колебаний машины, имеющей в качестве движителей – шнеки. Уникальность расчета вибрации и колебаний роторно-винтовых машин в геометрической линейной зависимости срабатывания подвески шнеков-роторов.

Ключевые слова: роторно-винтовая машина, динамика машин, упруго-вязкая подвеска.

I. G. Kuklina**TO CALCULATION OF ELASTIC-VISCOUS SUSPENSION CHARACTERISTICS ROTOR-SCREW
MACHINE BASED ON SYSTEMS DIFFERENTIAL EQUATIONS OF LAGRANGE**

Rotary screw machine (or a machine on the screw) has been widely used in Russia in 1960-1970. In contrast to vehicles equipped with conventional types of propulsion, the dynamics of screw machines is poor. The uniqueness of the calculation of screw machines in the geometric linear movement of the screw.

Keywords: rotor-screw machine, machine dynamics, elastic-viscous suspension.

1. Введение

Ранее известные роторно-винтовые машины были созданы с жесткой или полужесткой подвеской движителей. В рамках исследования предложена новая конструкция самоходной машины на шнеках [1,] с упруго-вязкой подвеской роторов, позволяющей в значительной степени снизить динамические нагрузки на оператора и агрегаты машины, которые возникают при передвижении машины по пресеченной местности из-за дисбаланса роторов и подшипниковых узлов.

Исследовательская работа автора в данном научном направлении проводится с 1998 года, в результате итогов изысканий опубликованы статьи [2, 3, 4, 5]; за прошедшие 20 лет полученные математические и теоретические данные были улучшены, доработаны и реализованы в созданных экспериментальных моделях роторно-винтовых машин [6, 7].

2. Получение систем дифференциальных уравнений колебаний

Анализ перемещений роторно-винтовой машины по пресеченной местности позволяет получить динамическую схему взаимодействия между транспортно-

технологическим средством и окружающей средой. Математическая модель явно представляет геометрическую зависимость срабатывания передней и задней подвесок шнеков-роторов. Данный эффект уникален и характерен только для машин, движителями которых являются шнеки-роторы. Линейность контакта опорной поверхности и роторов продемонстрирована на рис. 1 (геометрические параметры шнекового движителя машины повышенной проходимости при преодолении препятствий).

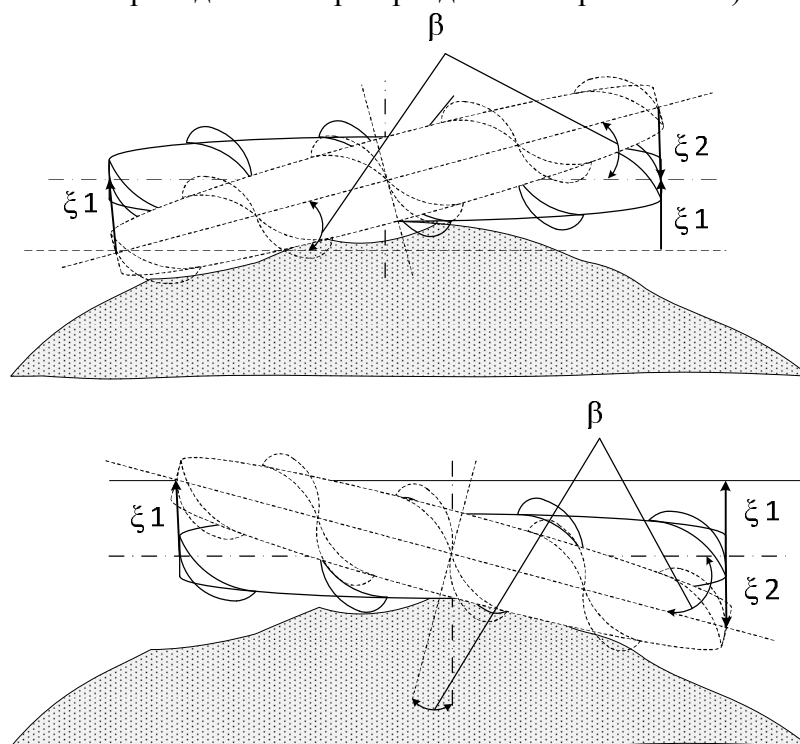


Рисунок 1. Линейная геометрическая зависимость движителя-ротора.

На рис. 1 явно указаны вертикальные усилия, возникающие из-за неровностей опорной поверхности, которые передаются на корпус транспортного средства через пружины и амортизаторы как показано на рис. 2 (представлена трехкомпонентная эквивалентная динамическая система роторно-винтовой машины).

Координаты, обозначающие положение поддрессоренных и неподдрессоренных колебательных масс транспортно-технологического средства выбираются в зависимости от постановки задачи. При исследовании колебаний корпуса машины целесообразно выбирать координаты $Z_0, \varphi, X_0, \alpha, Y_0, \beta$, т.е. перемещения центра тяжести поддрессоренной части машины и углы ее вращения [8]. Так же необходимо учитывать перемещение следующих координат:

- Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 – координаты перемещений точек кузова машины над осью передней или задней опоры движителя машины;
- X_1, X_2, X_3, X_4 – координаты горизонтальных продольных перемещений точек кузова машины над осью передней или задней опоры движителя машины;
- Y_1, Y_2, Y_3, Y_4 – координаты горизонтальных поперечных перемещений точек кузова машины над осью передней или задней опоры движителя машины.

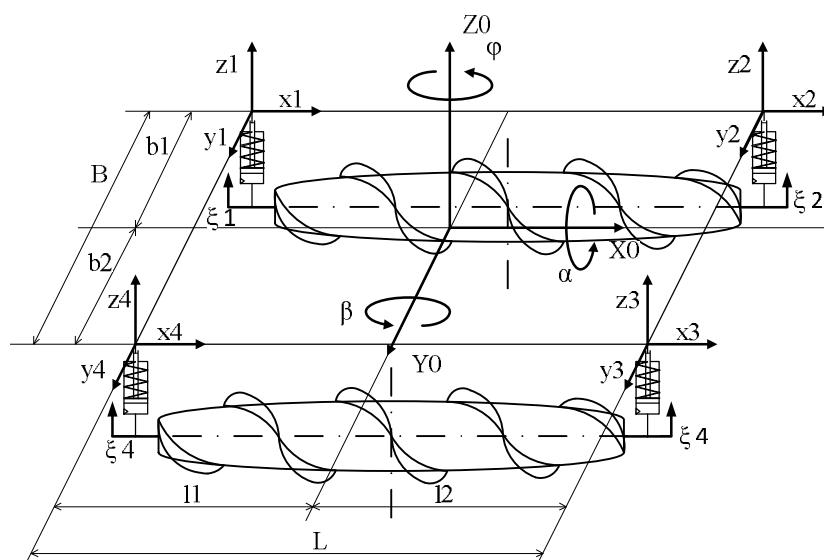


Рисунок 2. Трехмассовая колебательная система роторно-винтовой машины.

Рассматривая колебательную систему, отображенную на рис. 2, производится вывод зависимостей между векторами параллельного перемещения $\vec{z}_1, \vec{z}_2, \vec{z}_3, \vec{z}_4$ и результирующей силой \vec{Z}_0 рис. 3.

$$Z_0 = \frac{\sum_i l_i z_i}{\sum_i l_i} \tag{1}$$

При использовании вышеуказанного уравнения 1 получается система зависимостей 2 между геометрическими параметрами подрессоренной массы транспортного средства:

$$\left. \begin{aligned} \vec{Z}_0 &= \frac{1}{2L} [(\vec{z}_2 l_2 - \vec{z}_1 l_1) + (\vec{z}_3 l_2 - \vec{z}_4 l_1)] \\ \varphi &= \frac{1}{B} [(\vec{x}_4 - \vec{x}_1) + (\vec{x}_3 - \vec{x}_2)] + \frac{1}{L} [(\vec{y}_1 - \vec{y}_2) + (\vec{y}_4 - \vec{y}_3)] \\ \vec{X}_0 &= \frac{1}{B} [(\vec{x}_4 b_2 - \vec{x}_1 b_1) + (\vec{x}_3 b_2 - \vec{x}_2 b_1)] \\ \alpha &= \frac{1}{B} [(\vec{z}_1 - \vec{z}_4) + (\vec{z}_2 - \vec{z}_3)] \\ \vec{Y}_0 &= \frac{1}{L} [(\vec{y}_1 l_1 - \vec{y}_2 l_2) + (\vec{y}_4 l_1 - \vec{y}_3 l_2)] \\ \beta &= \frac{1}{L} [(\vec{z}_2 - \vec{z}_1) + (\vec{z}_3 - \vec{z}_4)] \end{aligned} \right\} \tag{2}$$

Колебательные перемещения неподдресоренных масс транспортного средства (роторов) задаются элементами перемещений $\vec{\xi}_1, \vec{\xi}_2, \vec{\xi}_3, \vec{\xi}_4$.

Уникальность обозначенной колебательной системы в том, что смещения конечных точек роторов линейно зависимы между собой. Во время столкновения с препятствием активизируется не только передняя подвеска, но сила передается на заднюю подвеску по корпусу шнека и получается, что величины перемещений $\vec{\xi}_2, \vec{\xi}_3$ влияют на величины перемещений $\vec{\xi}_1, \vec{\xi}_4$ рис. 2.

Линейная зависимость перемещений конечных точек роторов представлена системой уравнений 3.

$$\left. \begin{aligned} \xi_1 = \sin \beta \cdot L - \xi_2 \} \bar{\xi}_2 = \sin \beta \cdot L - \bar{\xi}_1 \\ \xi_4 = \sin \beta \cdot L - \xi_3 \} \bar{\xi}_3 = \sin \beta \cdot L - \bar{\xi}_4 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Для получения уравнений динамики рассматриваются усилия Z_n, X_n, Y_n , действующие на массы транспортного средства (рис.2). Сила Z_n , передаваемая через подвеску, состоит из двух элементов: Z_p – от действия пружины и Z_a – от действия амортизатора. Следует отметить, что силы Z_n, X_n и Y_n заменяют собой действие упруго-вязкой подвески и взаимозаменяемы.

Выводится система уравнений 4, демонстрирующая зависимости динамических усилий.

$$\left. \begin{aligned} Z_{n1} = 2C_{p1}(z_1 - \xi_1) + 2k_1(\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1); \quad Z_{n2} = 2C_{p2}(z_2 - \xi_2) + 2k_2(\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2); \\ Z_{n3} = 2C_{p3}(z_3 - \xi_3) + 2k_1(\dot{z}_3 - \dot{\xi}_3); \quad Z_{n4} = 2C_{p3}(z_3 - \xi_3) + 2k_3(\dot{z}_3 - \dot{\xi}_3); \\ X_{n1} = Z_{n1} \tan \beta; \quad X_{n2} = Z_{n2} \tan \beta; \quad Y_{n1} = Z_{n1} \tan \alpha; \quad Y_{n2} = Z_{n2} \tan \alpha; \\ X_{n3} = Z_{n3} \tan \beta; \quad X_{n4} = Z_{n4} \tan \beta; \quad Y_{n3} = Z_{n3} \tan \alpha; \quad Y_{n4} = Z_{n4} \tan \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Дифференциальные уравнения колебаний получаются с использованием уравнений Лагранжа.

Для поддресоренных M и неподдресоренных $m_{1,2}$ масс получены следующие системы уравнений равновесия 5.

$$\left. \begin{aligned} (m\ddot{\xi}_1 - 2C_{p1}[z_1 - \xi_1] - 2k_1[\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1]) + \\ + (m\ddot{\xi}_2 - 2C_{p2}[z_2 - \xi_2] - 2k_2[\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2]) = H_z(t); \\ (m\ddot{\xi}_4 - 2C_{p4}[z_4 - \xi_4] - 2k_4[\dot{z}_4 - \dot{\xi}_4]) + \\ + (m\ddot{\xi}_3 - 2C_{p3}[z_3 - \xi_3] - 2k_3[\dot{z}_3 - \dot{\xi}_3]) = H_z(t) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Уравнения движения для систем координат (рис. 1 и 2) получены с использованием формул систем уравнений 3 и 4 и выражений Z_n , которые записываются через координаты z_1, z_2, z_3, z_4 .

После подстановки данных выражений в дифференциальные уравнения равновесия получаются системы дифференциальных уравнений 5 и 6, которые представляют собой наиболее полный и точный расчет (линейных и угловых) перемещений точек поддресоренных и неподдресоренных масс роторно-винтовой машины [9, 10].

Система уравнений 6 демонстрирует расчет сил и описывает динамику приводимой в действие упруго-вязкой подвески. Горизонтальные усилия X и Y , соотносятся с вертикальными перемещениями через тригонометрические уравнения Z [11].

Решение систем уравнений 5 и 6 численными методами становится возможным, если мы знаем значения колебаний, т. е. если известны граничные значения величин $z_1, z_2, z_3, z_4, Z_0, X_0, Y_0, \varphi, \alpha, \beta, \xi_1, \xi_2, \xi_3, \xi_4$.

Экспериментально были получены параметры транспортного средства (L and B), и поставлена задача определения коэффициентов сопротивления амортизаторов k_1, k_2, k_3, k_4 и жесткости пружин для элементов $C_{p1}, C_{p2}, C_{p3}, C_{p4}$. Получив точное решение системы уравнений 6, можно определить C_p .

$$\left. \begin{aligned}
 & M\ddot{Z}_0 + (2k_1[\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1] + 2C_{p1}[z_1 - \xi_1]) + \\
 & (2k_2[\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2] + 2C_{p2}[z_2 - \xi_2]) + (2k_3[\dot{z}_3 - \dot{\xi}_3] + 2C_{p3}[z_3 - \xi_3]) + \\
 & + (2k_4[\dot{z}_4 - \dot{\xi}_4] + 2C_{p4}[z_4 - \xi_4]) = H_z(t); \\
 & M\ddot{X}_0 + \tan \beta (2k_1[\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1] + 2C_{p1}[z_1 - \xi_1]) + \\
 & + \tan \beta (2k_2[\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2] + 2C_{p2}[z_2 - \xi_2]) + \\
 & + \tan \beta (2k_3[\dot{z}_3 - \dot{\xi}_3] + 2C_{p3}[z_3 - \xi_3]) + \\
 & + \tan \beta (2k_4[\dot{z}_4 - \dot{\xi}_4] + 2C_{p4}[z_4 - \xi_4]) = H_x(t); \\
 & M\ddot{Y}_0 + \tan \alpha (2k_1[\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1] + 2C_{p1}[z_1 - \xi_1]) + \\
 & + \tan \alpha (2k_2[\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2] + 2C_{p2}[z_2 - \xi_2]) + \\
 & + \tan \alpha (2k_3[\dot{z}_3 - \dot{\xi}_3] + 2C_{p3}[z_3 - \xi_3]) + \\
 & + \tan \alpha (2k_4[\dot{z}_4 - \dot{\xi}_4] + 2C_{p4}[z_4 - \xi_4]) = H_y(t); \\
 & M\rho_z^2 \ddot{\varphi} + \left(\begin{array}{l} 2C_{p4}b_2[z_4 - \xi_4] + 2k_4b_2[\dot{z}_4 - \dot{\xi}_4] + \\ + 2C_{p3}b_2[z_3 - \xi_3] + 2k_3b_2[\dot{z}_3 - \dot{\xi}_3] - \\ - 2C_{p1}b_1[z_1 - \xi_1] - 2k_1b_1[\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1] - \\ - 2C_{p2}b_1[z_2 - \xi_2] - 2k_2b_1[\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2] \end{array} \right) \tan \beta + \\
 & + \left(\begin{array}{l} 2C_{p1}l_1[z_1 - \xi_1] + 2k_1l_1[\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1] + \\ + 2C_{p4}l_1[z_4 - \xi_4] + 2k_4l_1[\dot{z}_4 - \dot{\xi}_4] - \\ - 2C_{p2}l_2[z_2 - \xi_2] - 2k_2l_2[\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2] - \\ - 2C_{p3}l_2[z_3 - \xi_3] - 2k_3l_2[\dot{z}_3 - \dot{\xi}_3] \end{array} \right) \tan \alpha = M_\varphi(t) \\
 & M\rho_z^2 \ddot{\alpha} + 2C_{p1}b_1[z_1 - \xi_1] + 2k_1b_1[\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1] + 2C_{p2}b_1[z_2 - \xi_2] + \\
 & + 2k_2b_1[\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2] - 2C_{p4}b_2[z_4 - \xi_4] - 2k_4b_2[\dot{z}_4 - \dot{\xi}_4] - \\
 & - 2C_{p3}b_2[z_3 - \xi_3] - 2k_3b_2[\dot{z}_3 - \dot{\xi}_3] = M_\alpha(t) \\
 & M\rho_z^2 \ddot{\beta} + 2C_{p1}l_1[z_1 - \xi_1] + 2k_1l_1[\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1] + 2C_{p4}l_1[z_4 - \xi_4] + \\
 & + 2k_4l_1[\dot{z}_4 - \dot{\xi}_4] - 2C_{p2}l_2[z_2 - \xi_2] - 2k_2l_2[\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2] - \\
 & - 2C_{p3}l_2[z_3 - \xi_3] - 2k_3l_2[\dot{z}_3 - \dot{\xi}_3] = M_\beta(t)
 \end{aligned} \right\} \tag{6}$$

Предполагая, что роторно-винтовая машина геометрически симметрична, а характеристики упруго-вязкой подвески полностью одного типа, выполнение математических операций позволяет свести систему уравнений 5 и 6 к виду систем дифференциальных уравнений 7 и 8.

Таким образом, обобщенные системы дифференциальных уравнений принимают вид для непрорессоренных масс:

$$\left. \begin{aligned}
 & m(2\ddot{\xi}_1 + \sin \beta/L) + 2k(2\dot{\xi}_1 - (\dot{z}_1 + \dot{z}_2) + \sin \beta/L) + \\
 & + 2C_p(2\xi_1 - (z_1 + z_2) + \sin \beta/L) = H_z(t); \\
 & m(2\ddot{\xi}_4 + \sin \beta/L) + 2k(2\dot{\xi}_4 - (\dot{z}_4 + \dot{z}_3) + \sin \beta/L) + \\
 & + 2C_p(\xi_4 - (z_4 + z_3) + \sin \beta/L) = H_z(t).
 \end{aligned} \right\} \tag{7}$$

И для прорессоренного кузова автомобиля:

$$\left. \begin{aligned}
 M\ddot{Z}_0 + 2k(\dot{z}_1 + \dot{z}_2 + \dot{z}_3 + \dot{z}_4) - 2k(\xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4) + \\
 + 2C_p(z_1 + z_2 + z_3 + z_4) - 2C_p(\xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4) = H_z(t); \\
 M\rho_z^2\ddot{\alpha} + 2C_p b(z_1 + z_2 - z_4 - z_3) - 2C_p b(\xi_1 + \xi_2 - \xi_4 - \xi_3) + \\
 + 2kb(\dot{z}_1 + \dot{z}_2 - \dot{z}_4 - \dot{z}_3) - 2kb(\xi_1 + \xi_2 - \xi_4 - \xi_3) = M_\alpha(t) \\
 M\rho_z^2\ddot{\beta} + 2C_p l(z_1 + z_4 - z_2 - z_3) - 2C_p l(\xi_1 + \xi_4 - \xi_2 - \xi_3) + \\
 + 2kl(\dot{z}_1 + \dot{z}_4 - \dot{z}_2 - \dot{z}_3) - 2kl(\xi_1 + \xi_4 - \xi_2 - \xi_3) = M_\beta(t)
 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

3. Решение систем дифференциальных уравнений.

Решение систем дифференциальных уравнений было выполнено с использованием программного обеспечения современных математических вычислений MathCAD при решении задачи Коши [12, 13, 14]. Результатом решения была амплитудно-частотная характеристика упруго-вязкой подвески [15].

Амплитудно-частотные характеристики показаны на рис. 3 (амплитудно-частотные характеристики в точке 2 крепления упруго-вязкой подвески и роторных двигателей для различных значений жесткостей пружин и коэффициентов сопротивления амортизаторов).

Анализ и построение множества амплитудно-частотных характеристик позволят теоретикам и практикам выбирать наилучшие значения жесткостей пружин и коэффициентов сопротивления амортизаторов. В зависимости от требований можно управлять параметрами упруго-вязкой подвески и указывать комфортные характеристики работы водителя.

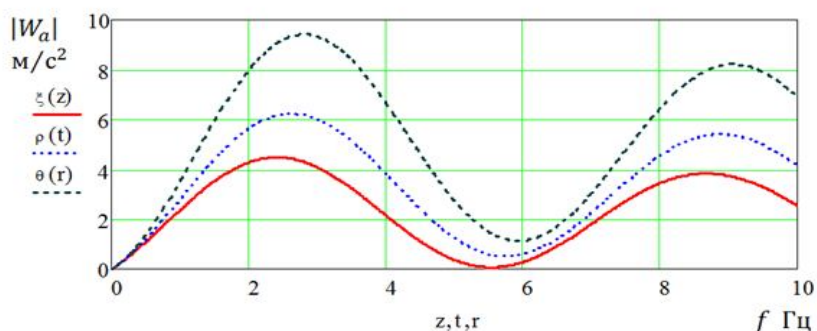


Рисунок 3. Амплитудно-частотная характеристика упруго-вязкой подвески роторно-винтового движителя.

4. Разработка новой конструкции роторно-винтовой машины.

Для того чтобы обеспечить наилучший контакт между движителями и опорной поверхностью, в рамках данного исследования разработана новая конструкция роторно-винтовой машины рис. 4. Эта конструкция содержит: корпус (1), роторно-винтовой движитель (5), упруго-вязкую подвеску (12) роторов с пружинами и амортизаторами, в которых амортизаторы (13) и пружины (14) упруго-вязкой подвески жестко прикреплены к раме транспортного средства и соединены элементами (15), установленными на неподвижном шпинделе (6), несущем электродвигатели (7) и устройства (8) привода, последние жестко соединены с винтовым ротором (5) через муфты (9), к которому прикреплены трапециевидные стержни (11, 16), шарнирно соединенные с элементами рамы (10).

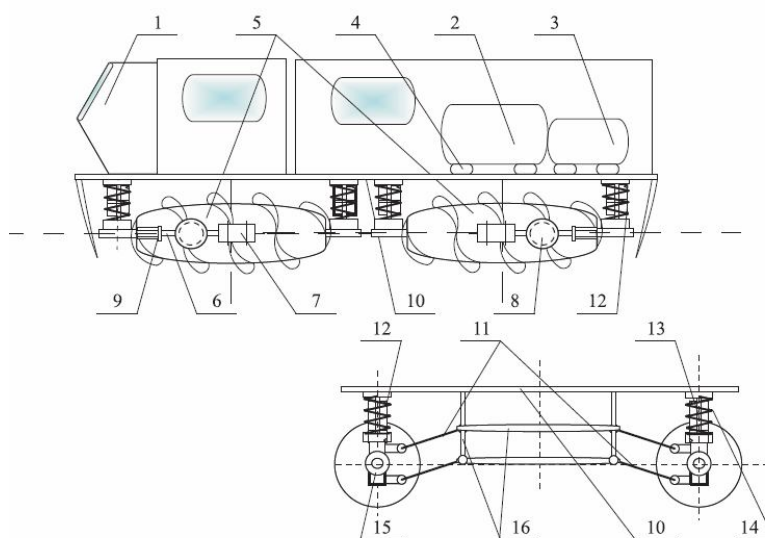


Рисунок 4. Роторно-винтовая машина с упруго-вязкой подвеской четырех шнеков.

Транспортное средство имеет не два, а четыре ротора движителя, которые, с применением упруго-вязкой подвески, обеспечивают наибольшую силу тяги из-за увеличенной площади контакта между роторами и опорной поверхностью.

В целях повышения виброзащиты автомобиля и комфорта водителя был предложен целый ряд концепций конструкции для гидравлических вибрационных опор [16]. Оценка колебательных перемещений винтовых роторов в подшипниках была произведена бесконтактным методом измерения благодаря применению ультразвукового вибрационного преобразователя [17]. Концепция научного предложения вибрационного преобразователя [18] была отмечена бронзовой медалью в Сеуле.

Таким образом, значительный практический и теоретический опыт был получен при исследовании и подбора параметров упруго-вязкой подвески транспортных средств, имеющих линейный контакт между движителями и опорной поверхностью.

5. Применение геометрического подобия в исследованиях.

Исследование подобия колебательных процессов означает, что данные о потоке колебательных явлений, полученные при измерении удельного вибрационного перемещения, могут быть распространены на все случаи таких измерений [19]. Амплитудно-частотные и фазо-частотные характеристики явлений перемещения винтовых роторов в группе подобных явлений могут быть рассчитаны простым обзором характеристик и масштабирования.

С целью, чтобы подтвердить теоретическое исследование, была построена масштабная модель машины. Разработаны характеристики преобразования параметров исследования.

Размерный анализ физических величин в изучаемых процессах базируется на теории подобия. Можно получить физическое количество перемещений Ψ только при сравнении его с величиной той же физической природы - Ψ_1 . Оценка расчетов в этом случае производится по Ψ_1 , а ψ_1 – представленная единица измерения, то есть как в уравнении 9:

$$\frac{\Psi}{\Psi_1} = \Psi_1 \quad (9)$$

Если необходимо измерить параметр определенное количество раз - N , то такой же коэффициент увеличит или уменьшит параметр $\Psi_1 = \Psi_1 \cdot N$.

В классической физике единицы измерения являются основными, если они имеют произвольный выбор размера и производных. Система единиц представляет собой набор базовых единиц и производных, образованных определенными правилами. Увеличение числа физических размерных констант увеличивает количество базовых единиц измерения.

В данном исследовании необходимо сделать уравнение пропорций величин вибрационного смещения, которое является основной единицей измерения механической системы - ускорение, которое, в свою очередь, зависит от массы, расстояние и время. Зависимость производной от основного блока представляет собой формулу измерения величины, которая воспроизводит произведение поднятых до энергетических размеров основных компонентов устройства. Размеры основных формул вибрационных перемещений показаны в уравнении 10:

$$\begin{aligned} \text{acceleration (m/c}^2) \ a &= \frac{dv}{dt}; \ [a] = [L]^1[T]^{-2} \\ \text{power (Newton } \kappa\text{gm/c}^2) \ F &= \frac{d(mv)}{dt}; \ [F] = [M]^1[L]^1[T]^{-2} \\ \text{frequency (Hz 1/c)} \ v &= \frac{n}{t}; \ [v] = [T]^{-1} \\ \text{oscillation period (c)} \ T &= \frac{1}{v}; \ [T] = [T]^1 \\ \text{amplitude of oscillation (m)} \ A; \ [A] &= [A]^1 \end{aligned} \quad (10)$$

В проведенных экспериментах необходимо произвести пересчет параметров и, следовательно, перейти к другой системе измерения, в которой находятся единицы:

$$\begin{aligned} [M_1] &= X[M] \\ [L_1] &= Y[L] \\ [T_1] &= Z[T] \end{aligned} \quad (11)$$

Уравнения производных величин на основе уравнений 10 с учетом уравнений 11 принимают вид 12:

Измерение колебаний исследуемой роторно-винтовой машины производится по следующим параметрам: ускорение, частота и период колебаний, и рассчитанные амплитудно-частотные и фазо-частотные характеристики.

$$\begin{aligned} \text{acceleration(m/c}^2) \ a &= \frac{dv}{dt}; \ [a_1] = YZ^{-2}[a] = N_1[a] \\ \text{power (Newton } \kappa\text{gm/c}^2) \ F &= \frac{d(mv)}{dt}; \ [F_1] = XYZ^{-2}[F] = N_2[F] \\ \text{frequency (Hz 1/c)} \ v &= \frac{n}{t}; \ [v_1] = Z^{-1}[v] = N_3[v] \\ \text{oscillation period (c)} \ T &= \frac{1}{v}; \ [T_1] = Z[T] = N_4[T] \\ \text{amplitude of oscillation(m)} \ A; \ [A_1] &= N_5[A] \end{aligned} \quad (12)$$

Для подробного исследования виброперемещений транспортно-технологического средства на упруго-вязкой подвеске построена уменьшенная модель РВМ [20]. Созданная механическая система (рис. 1 и 2) полностью имитировала физические процессы, происходящие в натуральной машине. Подобие явлений виброперемещений модели и натурального образца достигалось пропорциональностью соответствия параметров двух систем роторно-винтовых машин как обозначено в уравнении 13.

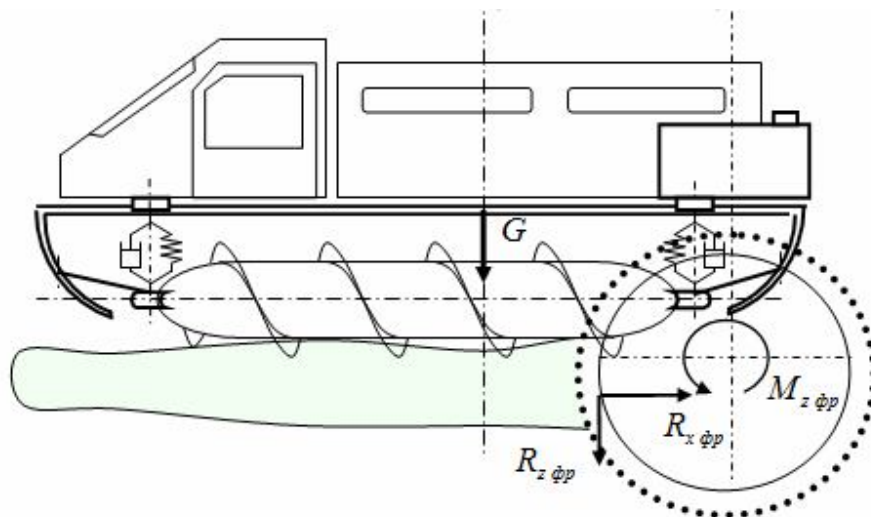


Рисунок 5. Транспортно-технологическая РВМ – прототип экспериментальной модели.

$$Z_i/S_i = m_i \tag{13}$$

Z_i и S_i – однородные характеристики колебаний параметров РВМ; Z и S ; m_i – коэффициент подобия вибрационной системы.

На рис. 6 представлены фотографии модели роторно-винтовой машины, выполненная автором статьи (на фотографии) при помощи коллектива и студентов нижегородского вечернего автомеханического техникума. Модель представляет собой геометрическое подобие машины ($m_i = m_x = m_y = m_z$).

Задачи создания подобной колебательной исследовательской системы:

- физическое подобие;
- соответствие математическому описанию вибрационной картины перемещений кузова;
- кинематическое подобие;
- динамическое подобие.

Выполнены подобные условия натурной системы и модели при помощи основных теорем подобия технических систем.

Перемещение машины описывается гармонической функцией, в исследованиях масштабной модели тоже применяется данная функция, но размеры амплитуд и частоты соответственно уменьшаются – система уравнений 14.

$$\left. \begin{aligned} \vartheta_1 + \vartheta_2 + \dots + \vartheta_n &= \sum_{i=1}^n \vartheta_i = 0 \\ \vartheta_1 + \vartheta_2 + \dots + \vartheta_n &= \sum_{i=1}^n \vartheta_i = 0 \end{aligned} \right\} \tag{14}$$

ϑ_n и ϑ_n не равны нулю и уравнения 6 переписываются в виде:

$$\left. \begin{aligned} 1 + \frac{\vartheta_1}{\vartheta_n} + \frac{\vartheta_2}{\vartheta_n} + \dots + \frac{\vartheta_{n-1}}{\vartheta_n} &= 0 \\ 1 + \frac{\vartheta_1}{\vartheta_n} + \frac{\vartheta_2}{\vartheta_n} + \dots + \frac{\vartheta_{n-1}}{\vartheta_n} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Известно, что функции $\vartheta_i = \vartheta_i(Z_1, Z_2, \dots, Z_m), \vartheta_i = \vartheta_i(S_1, S_2, \dots, S_m)$ имеют ненулевую размерность, причем Z_i и S_i ($i = 1, 2, \dots, m$) – идентичные параметры подобных процессов с критерием подобия π_i по формуле 13. Следовательно, справедливы равенства: $Z_i = \pi_i \cdot S_i$, а $\vartheta_i = \vartheta_i \cdot N_i$, где $N_1 = N_2 = \dots = N_n = N$. Учитывая эти уравнения в системах 14 и 15, выводятся тождественные выражения:

$\frac{\vartheta_1}{\vartheta_n} = \frac{\vartheta_1}{\vartheta_n}; \frac{\vartheta_2}{\vartheta_n} = \frac{\vartheta_2}{\vartheta_n}; \dots; \frac{\vartheta_{n-1}}{\vartheta_n} = \frac{\vartheta_{n-1}}{\vartheta_n}$, а в обобщенном виде:

$$\frac{\vartheta_i}{\vartheta_n} = idem \quad (16)$$



Рисунок 6. Модель роторно-винтовой машины и элементы подвески.

При рассмотрении виброперемещений РВМ (при описании опорной поверхности принимается $\vartheta_i = \sin \omega t$, the $n\omega t = idem$). Если рассматривается несколько типов подобия, то вводится критерий подобия π_k , где k – номер критерия.

Осцилляторная система, которой является вращающейся винтовой ротор во всех его деталях, нереально громоздка и сложна для возможного решения уравнений, и анализа полученных результатов затруднен. Эквивалентная система упрощается, насколько позволяет решение проблемы. Ее вид в частных случаях приводит к схеме расчета динамики роторно-винтовой машины в продольной и поперечной плоскостях.

Динамическая система, эквивалентная вращающейся винтовой машине, состоит из нескольких масс: роторов, корпуса, двигателя, кабины и др., Соединенных между собой эластичными элементами и амортизаторами. Обобщенное уравнение колебательного процесса вращающейся винтовой машины на вязкоупругой подвеске выглядит следующим образом:

$$M_0 \ddot{Z} + k_0 \dot{Z} + cZ = H_x(t) \sin(\omega t) \quad (17)$$

Тогда функция 18:

$$f(M_0, H_x, \omega, Z, k, c, t) \tag{18}$$

где M_0 – масса подрессоренной части машины, кг;

H_x – сила внешнего воздействия, кг.м/с²;

ω – циклическая частота, 1/с²;

Z – вертикальные перемещения, м;

k – коэффициент сопротивления амортизаторов, Нс/м;

c – жесткость пружин, Н/м;

t – время, с.

c - коэффициент пружины, Н / м;

t - время, с.

Выполняется матрица параметров виброперемещений машины в системе единиц СИ, которая принимает вид:

	<i>M</i>	<i>L</i>	<i>T</i>
<i>M</i> ₀	1	0	0
<i>H</i> _{<i>x</i>}	1	1	-2
ω	0	0	-1
<i>Z</i>	0	1	0
<i>k</i>	1	0	-1
<i>c</i>	1	0	-2
<i>t</i>	0	0	1

В полученной матрице находятся определители третьего порядка. Величины, определители которых отличных от нуля, представляют собой независимые комбинации. У величин M_0, H_x, Z определитель равен 2, следовательно, они представляют собой независимую комбинацию. Комбинации: $\{\omega, k, c\}$; $\{M_0, c, t\}$; $\{M_0, k, t\}$ – расчет определителей которых дает ноль - зависимы между собой. Величины Z, c, t выражаются независимыми значениями комбинации M_0, H_x, ω . Принимается: $Z = M_0^{-2} H_x^2 \omega^2$. Вычисляется детерминант, выведенный заменой строк. Определяется, что:

$$Z = M_0^{-1} H_x^1 \omega^{-2}; c = M_0^1 H_x^0 \omega^2; k = M_0^1 H_x^0 \omega^1; t = M_0^0 H_x^0 \omega^{-1} \tag{19}$$

Результатом полученных научных изыскания являются критерии подобия:

$$\pi_1 = \omega t; \pi_2 = \frac{Z}{M_0^{-2} H_x \omega^{-2}}; \pi_3 = \frac{c}{M_0 \omega^2}; \pi_4 = \frac{c}{M_0 \omega^2} \tag{20}$$

Колебательные процессы натурной машины и модели подобны, если определяющие критерии инвариантны (одинаковы). Устанавливается подобие колебательной системы роторно-винтовой машины, неопределяющие критерии признаются одинаковыми. Теория подобия позволяет, не интегрируя дифференциальных уравнений, полу-

чить из них критерии подобия и из опытных данных установить критериальные зависимости, отображенные уравнениями 20.

6. Заключение

В статье разработаны математические модели пространственных колебаний РВМ при выполнении транспортных и технологических операций с введением гибкой связи роторов и кузова машины, учитывающие, что упруго-вязкая подвеска машин с РВД является зависимой в продольном направлении.

Итогом реализации разработанных математических моделей явились амплитудно-частотные и фазо-частотные характеристики упруго-вязкой подвески РВМ. Исследование графиков амплитуд при единичном гармоническом воздействии и спектральных плотностей ускорений точек кузова при различных воздействиях позволило определить влияние конструктивных параметров машины и упруго-вязкой подвески на величины ускорений исследуемых точек кузова машины и выявить рациональные численные значения характеристик упруго-вязкой подвески.

Созданная действующая масштабная модель роторно-винтовой машины, характеристики оригинальной упруго-вязкой подвески которой рассчитаны по разработанным в исследовательской работе теоретическим моделям, позволила наглядно продемонстрировать эффективность полученных методик, выраженную в процентном расхождении теоретических и экспериментальных исследований.

Расхождение теоретических и экспериментальных исследований в 22% позволяет рекомендовать данную расчетную методику как универсальную для исследования пространственных колебаний машин, учитывающую линейную зависимость упруго-вязкой подвески в продольном направлении, характерную только для машин с РВД.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Транспортное средство высокой проходимости. Св. на полезную модель №15185 РФ. МКИ В63 D57/00, В60 F3/00. Куляшов А. П., Куклина И. Г., Шапкин В. А., Молев Ю. И.: НГТУ – 2000-1.
2. Куклина, И. Г. Оптимизация процесса выбора специальной автомобильной техники / И. Г. Куклина, А. П. Куляшов // Грузовик: Строительные и дорожные машины, автобус, троллейбус, трамвай. – 2010. – №6. – С. 26-31.
3. Куклина, И. Г. Оценка колебаний роторно-винтовой машины с учетом параметров ее подвески и линейного контакта движителей с грунтом / И. Г. Куклина, А. П. Куляшов // Строительные и дорожные машины. – 2011. – №7. – С. 45-52.
4. Куклина, И. Г. Методология расчета колебаний роторно-винтовой машины с упруго-вязкой подвеской // Грузовик: Строительные и дорожные машины, автобус, троллейбус, трамвай. – 2011. – №9. – С. 19-23.
5. Куклина, И. Г. Вибронагруженность машин, оснащенных длинными роторами / И. Г. Куклина // Строительные и дорожные машины. – 2012. – №5. – С. 47-52.
6. Куклина, И. Г. Элементы Кельвина-Фойгта при исследовании динамики специальных машин / И. Г. Куклина // Научное обозрение. – 2013. – №4. – С. 59-67.
7. Куклина, И. Г. Масштабированная визуализация виброзащиты рабочих процессов длинных винтовых роторов / И. Г. Куклина, А. А. Кошурина, М. С. Крашенинников // Строительные и дорожные машины. – 2015. – №3. – С. 24-28.
8. Куклина, И. Г. Масштабированная визуализация виброзащиты рабочих процессов длинных винтовых роторов / И. Г. Куклина, А. А. Кошурина, М. С. Крашенинников // Строительные и дорожные машины. – 2015. – №2. – С. 29-37.

9. Kuklina, I. G. Investigation of Dynamic Processes of Vehicles with Linearly Dependent Viscoelastic Suspension robot control // *Nonlinear Dynamics & Mobile Robotics*. 2014. Vol. 2, no. 2. P. 237–244.
10. Kuklina, I. G. La Dinamica de terrenoMaquinas, Vienna, november'december 11-12, 2014 / *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences*. - Vienna, Austria, 2014. – p. 48-51 ISBN 2310-5607
11. Куклина, И. Г. Моделирование колебаний длинных винтовых роторов машин с применением динамического подобия / И. Г. Куклина // *Строительные и дорожные машины*. – 2015. – №7. – С. 40-43.
12. Куклина, И. Г. Объектно-ориентированные системы в проектировании дорожных машин / И.Г. Куклина // *Автоматизация и современные технологии*. – 2012. – №11. – С. 17-22.
13. Kuklina, I. G. Strategy of informatization during training bachelors and masters of specialty “Construction and road machinery” // *Science and Education: materials of the international research and practice conference, Wiesbaden, June 27-28, 2012* / publishing office “Bildungszentrum Rodnik e. V.”. – с. Wiesbaden, Germany, 2012. – 572 p. ISBN 978-3-9811753-8-7
14. Kuklina, I. G. Software and hardware to ensure that the educational process // *Proceeding of VIII International conference “Strategy of quality in the industry and education” Varna, Lune 8-15, 2012* / publishing office “Acta Universitatis Pontica Euxinus”. – с. Varna, Bulgaria, 2012. - 583 p. ISBN 978-966-2637-11-3; ISBN 978-966-2637-14-4 (Т.3)
15. Kuklina, I. G. Using highly integrated information modeling to calculate vibronagruzhennosti special machines / *2nd International Conference on High Performance Computing, Kyiv, october 8-10, 2012* // publishing office “National Academy of Sciences of Ukraine”. – Kyiv, Ukraine, 2012. – 354 p. – ISBN 978-966-7690-16-8
16. Куклина, И. Г. Метрологические аспекты измерения параметров вибрации бесконтактными акустическими методами / Б. А. Гордеев, А. Б. Гордеев, К. В. Голубева, И. Г. Куклина. // *Технология машиностроения*. – 2011. – №7. – С. 59-63
17. Ультразвуковой фазовый преобразователь угла поворота вала: патент № 2548615 РФ, МКИ G01B 17/00 / Гордеев Б. А., Куклина И. Г.; заявитель и патентообладатель ННГАСУ. – 2015. – 5 с.
18. Ультразвуковой фазовый вибропреобразователь: патент №2472109 RU, МКИ G01 B17/00 / Гордеев Б. А., Куклина И. Г., Голубева К. В., Гордеев Б. А.; заявитель и патентообладатель ННГАСУ. – 2012. – 3 с.
19. Kuklina, I. G. Application of unified modeling language for solving engineering // *materials og the international scientific practical conference, Taraz, may 30-31, 2013* / publishing office “Development of applied mathematics”. – Taraz, Kazakhstan, 2013. – 133 p. – ISBN 9965-889-46-5
20. Транспортное средство высокой проходимости. Патент на полезную модель №134896 РФ : МКИ B60F, B62F / Куклина И. Г.; заявитель и патентообладатель НГТУ – 2013. – 11 с.

Поступила в редколлегию 23.04.2018 г.