



Контактные давления на цилиндрических поверхностях пятникового узла



Николай ВОРОНИН
Nickolay N. VORONIN

Николай ВОРОНИН (мл.)
Nickolay N. VORONIN (Jr)



Зин Эй Мин
Zin Aye Min

Воронин Николай Николаевич — доктор технических наук, профессор Московского государственного университета путей сообщения (МИИТ), Москва, Россия. Воронин Николай Николаевич (мл.) — кандидат технических наук, доцент МИИТ, Москва, Россия. Зин Эй Мин — аспирант МИИТ, Республика Мьянма.

Одним из основных факторов, влияющих на величину и характер износа, является контактное давление в зоне сопряжения. В случае цилиндрических поверхностей распределения контактных давлений по зоне сопряжения неравномерны. Для проведения численного анализа влияния различных диаметров пятника и подпятника на изменение контролируемых величин была разработана компьютерная программа. Полученные результаты показали, что величины контактных давлений зависят от зазора между пятником и подпятником. В начальный момент эксплуатации они для номинальных значений диаметров пятника и подпятника меньше, чем при изготовлении их с допустимыми отклонениями.

Ключевые слова: железная дорога, цистерна, трибология, пятниковые узлы, контактное давление, численный анализ.

В процессе эксплуатации подвижного состава особое внимание уделяется высоконагруженным узлам и деталям, к которым относятся и пятниковые узлы. Такой узел обеспечивает опору кузова подвижного состава на тележки и работает в условиях трения под нагрузкой, он должен обладать достаточной прочностью и износостойкостью.

Трибосопряжение пятникового узла состоит из двух пар соприкасающихся опорных и цилиндрических поверхностей пятника и подпятника. Они поворачиваются относительно друг друга вокруг общего центра, но контактные давления и характер износа у этих поверхностей существенно отличаются.

В ряде работ [1–3 и др.] описана методика расчетной оценки распределения контактных давлений и износов на опорных поверхностях пятниковых узлов грузовых вагонов и показано влияние различных факторов на их работоспособность. Контактные давления для этих поверхностей зависят главным образом от тары и загруженности вагона, и несколько изменяют свой характер распределения в зависимости от величины износа, особенно на этапе приработки. Износ опорных поверхностей

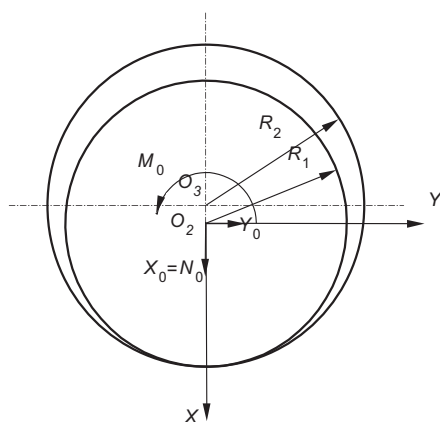


Рис. 1. Сопряжение цилиндрических поверхностей пятникового узла при совпадении тянущего усилия с его осью.

Pic. 1. Connection of cylindrical surfaces of central plate arrangement when traction effort coincides with its axle.

при этом зависит и от геометрических размеров вагона — в частности его базы, материалов пятника и подпятника, условий эксплуатации, в том числе наличия кривых, имеющих малый радиус, и т. п.

Цилиндрические поверхности пятниковых узлов конструктивно имеют различные радиусы пятника и подпятника. В начальный момент эксплуатации зона контакта между ними получает небольшую протяженность, а следовательно, и величина контактных давлений, зависящая от тягового усилия, приобретает большее значение в центре этой зоны.

Для описания первоначального распределения контактных давлений на цилиндрических поверхностях пятника и подпятника, имеющих разности диаметров, примем, что зона контакта расположена симметрично относительно действующей силы и уменьшается с увеличением расстояния от центра ее приложения.

В этом случае расчетная схема для определения контактных давлений на цилиндрических поверхностях пятника и подпятника строится с учетом того, что пятник представляет собой толстый круглый диск находящийся внутри отверстия, расположенного в центре массивного тела и закрепленного по контуру. Тогда соотношение между радиусами расчетной модели можно записать в виде $R_3 - R_2 \gg R_2 - R_1 = \Delta_0$ (рис. 1), где R_3 — расстояние до точек закрепления массивного тела.

Учитывая, что сила N_0 , прижимающая пятник к подпятнику при прямолинейном движении, образует площадку контакта, симметричную относительно точки ее

приложения, то силами трения при определении нормального контактного давления можно пренебречь. Однако при движении в кривой тянущее усилие не совпадает с продольной осью вагона, и площадка контакта перемещается (рис. 2), что требует учета сил трения. Положение площадки контакта можно определить по углу β , зависящему от радиуса кривой и базы вагона, на котором расположен пятниковый узел [4]. В этом случае

$$\beta = 2 \cdot \arcsin \left(\frac{2l}{2R_{кр}} \right), \quad (1)$$

где $2l$ — база вагона; $R_{кр}$ — радиус кривизны участка пути.

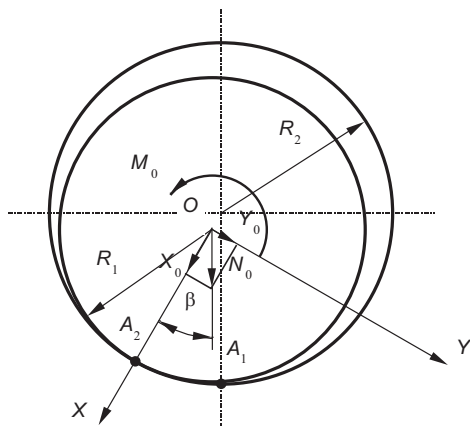
В процессе эксплуатации подвижного состава реализуется то одна, то другая схема нагружения (вал во втулке), продолжительность процессов зависит от характера пути. Применительно к трибосопряжению пятникового узла первая схема расчета соответствует условиям, близким к эксплуатации рассматриваемого узла на прямолинейном участке пути, а вторая — при движении в кривой.

В ряде работ [5–8 и др.] показано влияние сил трения на внутренний контакт цилиндрических тел близких радиусов с учетом касательных сил. Если упругие свойства материалов контактируемых тел одинаковы, то решение задачи о нахождении контактного давления упрощается, и для этого случая в [6] дается точное решение. Однако пятник и подпятник изготавливаются из разных материалов, что отражается при разработке расчетной модели.



Рис. 2. Сопряжение цилиндрических поверхностей пятникового узла при несовпадении тянущего усилия с его осью.

Pic. 2. Connection of cylindrical surfaces of central plate arrangement when traction effort doesn't coincide with its axle.



Для определения области контакта с начальным радиальным зазором $\Delta(t)$, отличным от нуля, но с близкими радиусами вала и отверстия $R_1 \cong R_2$, безразмерное контактное давление может быть выражено в виде тригонометрического многочлена [9], содержащего n слагаемых:

$$q(t, \alpha) = \frac{\Delta(t)}{R_1} \sum_{i=1}^n b_i \sin \left[i \arccos \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha / 2}{a} \right) \right], \quad (2)$$

где b_i — неизвестные коэффициенты, тождественно удовлетворяющие это уравнение во всех n равноотстоящих точках в зоне контакта.

Полученную систему из n алгебраических уравнений можно решить относительно такого же количества неизвестных коэффициентов b_i .

Усилия и моменты, возникающие в зоне контакта, могут быть вычислены после нахождения неизвестных коэффициентов b_i по следующим выражениям [4]:

$$X^* = 2\pi \frac{\Delta(t)}{R_1} \cos(\alpha_0 / 2); \quad (3)$$

$$\sum_{i=1}^n b_i i s^i \left[\sin(i\pi/2) + f \cos(i\pi/2) \right]$$

$$Y^* = 2\pi \frac{\Delta(t)}{R_1} \cos(\alpha_0 / 2); \quad (4)$$

$$\sum_{i=1}^n b_i i s^i \left[f \sin(i\pi/2) - \cos(i\pi/2) \right]$$

$$M = 2\pi f R_1 \Delta(t) G_1 \sum_{i=1}^n b_i s^i \sin(i\pi/2). \quad (5)$$

где $s = \operatorname{tg}(\alpha_0 / 4)$; f — коэффициент трения.

Для определения угла смещения центра области контакта β и угла контакта α_0 необходимо воспользоваться соотношениями:

$$\beta = \arctg(Y^* / X^*), \quad (6)$$

$$P_0 = X_0 / \cos \beta. \quad (7)$$

Последнее равенство представляет собой трансцендентное уравнение относительно α_0 . Для проведения численного анализа по величинам контактных давлений, протяженности зоны контакта и зазоров между пятником и подпятником в трибосопряжении пятникового узла с использованием полученных уравнений был разработан алгоритм, укрупненная схема которого приведена на рис. 3.

Блок «Ввод исходных данных» передает в память компьютера геометрические размеры пятника и подпятника, свойства материалов, из которых они изготовлены, а также характеристик и режимов нагружения.

В блоке «Обработка исходных данных» проводится проверка корректности введенных значений, и при обнаружении ошибки программа требует повторить ввод исходных данных (блок «Корректировка исходных данных»).

Далее включается блок «Заполнение элементов матрицы системы уравнений».

В блоках «Определение зазора» и «Изменение зазора» производится выбор зазора между пятником и подпятником, для которого важны протяженность зоны контакта и распределение в ней давлений.

В блоке «Формирование вектора нагрузок» происходит заполнение столбца свободных членов системы уравнений.

После полного формирования системы уравнений и вектора столбца свободных

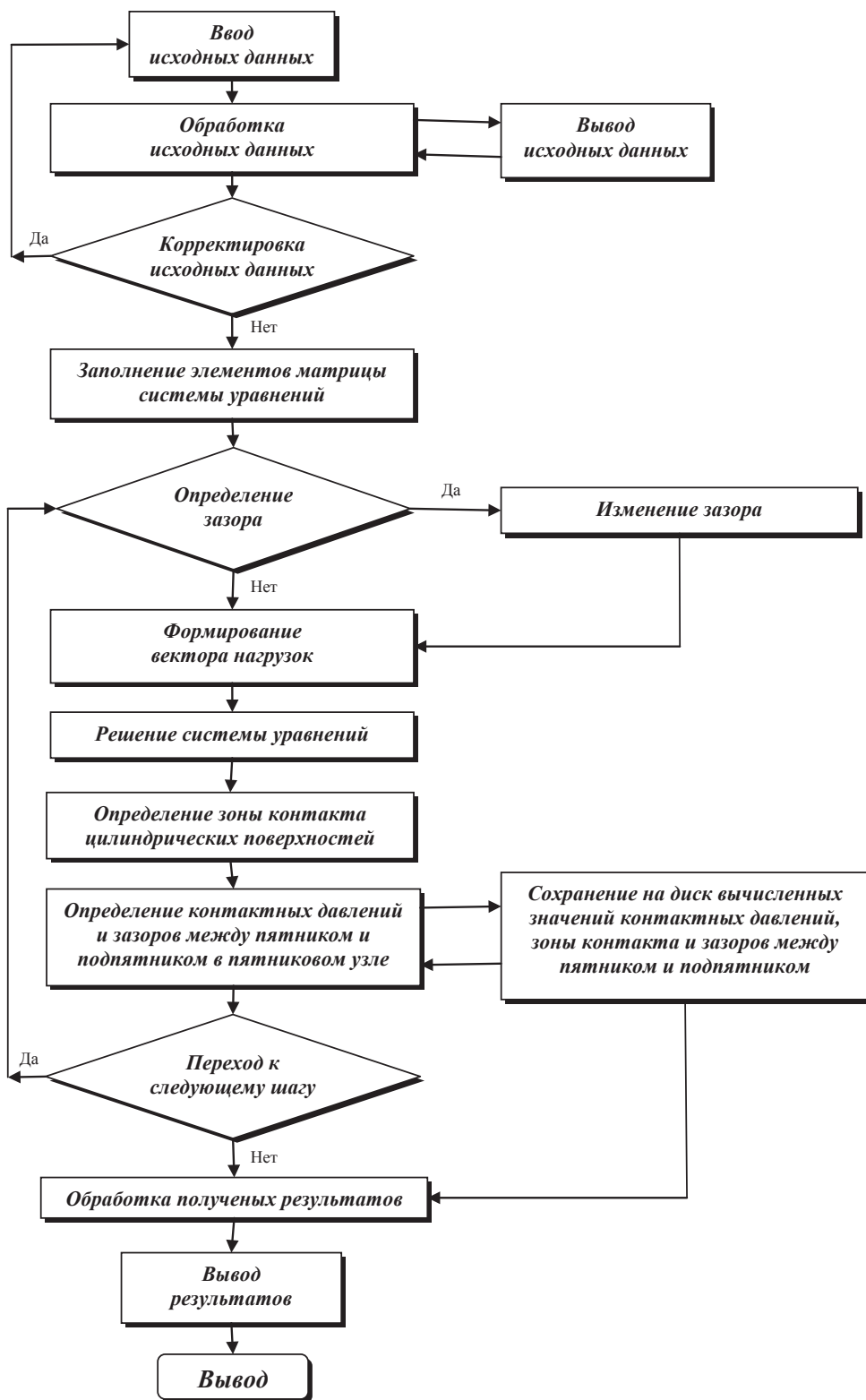


Рис. 3. Укрупненная схема вычисления контактных давлений, зоны контакта и зазоров между пятником и подпятником.

Pic.3. Block diagram of calculation of contact pressure, zones of contact and clearances between top and bottom parts of center plate arrangement.



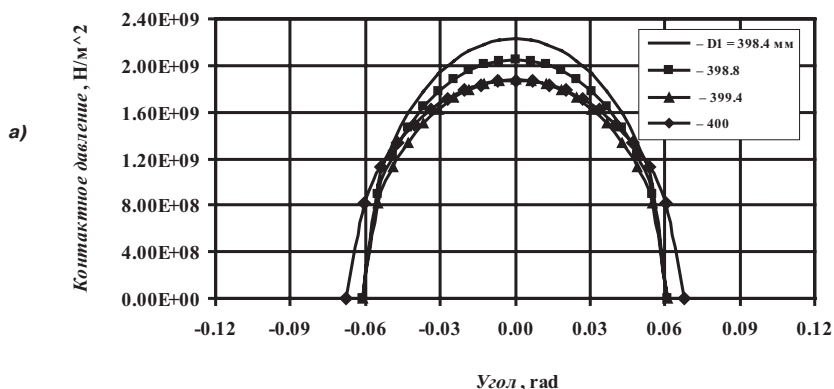


Рис. 4.
Распределение
контактных
давлений
в пятниковом
узле 8-осной
цистерны:
а) $D_2 = 405$ мм;
б) $D_2 = 402$ мм.

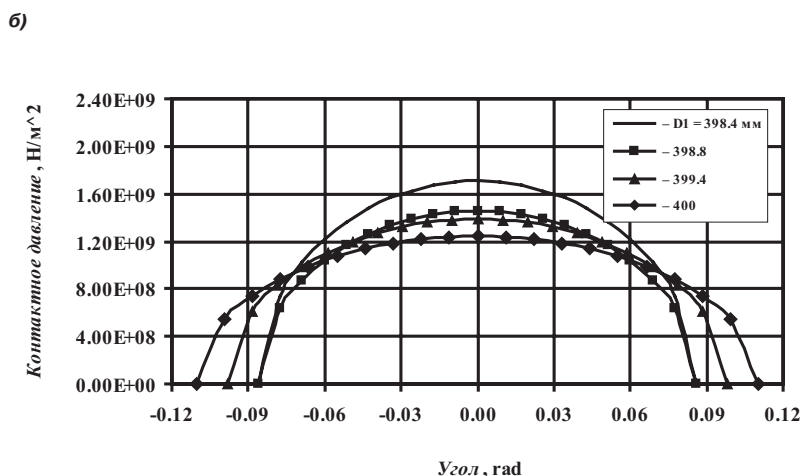


Рис. 4.
Distribution of
contact pressure
in center plate
arrangement
of 8-axle
tank wagon:
а) $D_2 = 405$ мм,
б) $D_2 = 402$ мм.

членов продолжение операции передается блоку «Решение системы уравнений», где главенствует метод Гаусса.

В блоках «Определение зоны контакта цилиндрических поверхностей» и «Определение контактных давлений и зазоров между пятником и подпятником в пятниковом узле» вычислительный процесс осуществляется следующим образом. Задаются величины $\alpha_0, f, R_1, \Delta(0), E_j, v_j$, по которым вычисляются коэффициенты b_j , а по ним с помощью приведенных соотношений (3) – (7) определяются величины P_0, M, β . Задавая последовательно несколько значений α_0 , подбирается такой размер площади контакта, при котором вычисленное $q(t, \alpha)$ соответствует заданному значению нагрузки N_0 .

Блок «Сохранение на диск вычисленных значений контактных давлений, зоны контакта и зазоров между пятником и подпятником» непосредственно связан с логическим блоком «Переход к следующему шагу». При выполнении всех заданных

шагов вычислительный процесс заканчивается.

В блоке «Обработка полученных результатов» производится заполнение выходных массивов для графического представления материалов, а блок «Вывод результатов» в численном виде дает их на экран и по ним строятся графики распределения давлений в зоне контакта.

На основе разработанного алгоритма написана программа расчета определения зоны контакта цилиндрических поверхностей, контактных давлений и зазоров между пятником и подпятником.

В качестве примера на рис. 4 и 5 приведены распределения контактных давлений в пятниковых узлах 8-осной цистерны от продольной силы в соответствии с существующими нормами [10]. Данные несколько идеализированы и соответствуют случаю, когда направление продольной силы не меняется в процессе движения. Из приведенных распределений видно, что при строгом следовании чертежным раз-

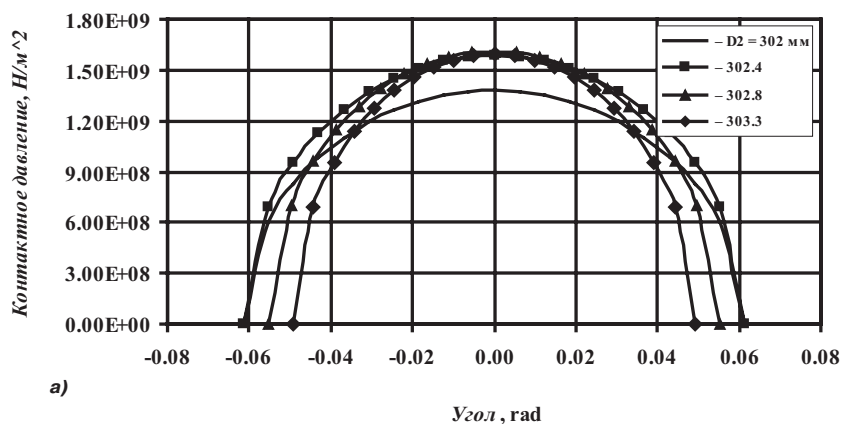
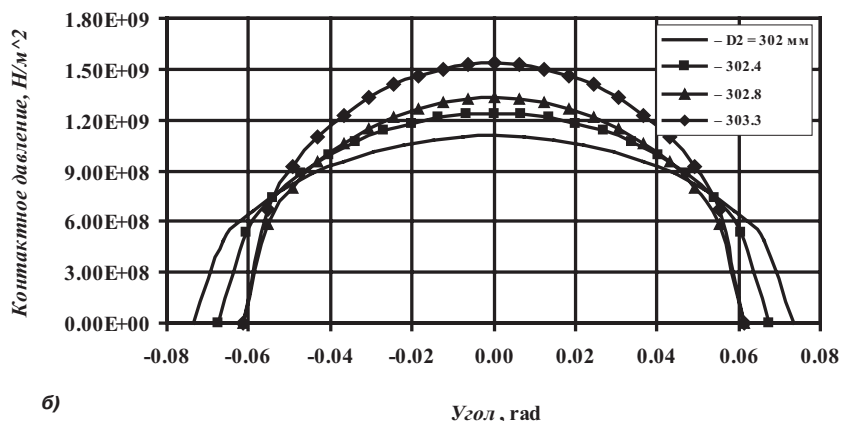


Рис. 5.
Распределение
контактных
давлений
в пятниковом
узле тележки
8-осной цистерны:
а) D1 = 299 мм;
б) D1 = 300 мм.

Pic.5. Distribution
of contact pressure
in center plate
arrangement of
8-axis tank wagon:
а) D1=299 mm,
б) D1=300 mm.



мерам зона контакта имеет небольшую протяженность, величины давлений достигают максимальных значений в центре данной зоны, а их распределения носят параболический характер. При отступлении от чертежных размеров в сторону, когда размеры диаметров пятника ($D1$) и подпятника ($D2$) сближаются, зона контакта расширяется, а максимальное контактное давление снижается. В пятниковом узле между соединительной балкой и цистерной (рис. 4) зона контакта имеет большую протяженность по сравнению с зоной контакта между соединительной балкой и 2-осной тележкой (рис. 5), что связано с различными их диаметрами.

Полученные контактные давления используются для определения износов и ресурса работы пятниковых узлов вагонов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Воронин Н. Н., Воронин Н. Н., Зин Эй Мин. Износы в пятниковых узлах цистерн // Мир транспорта. — 2013. — № 1. — С. 30–35.

2. Воронин Н. Н., Воронин Н. Н., Филиппов В. Н. Влияние загруженности и типа вагона на износ пятникового узла // Транспорт, наука, техника, управление. — 2000. — № 4. — С. 27–29.

3. Воронин Н. Н. Алгоритм расчетной оценки износа пятникового узла вагона // Повышение динамических качеств подвижного состава и поезда в условиях Сибирского региона: Межвуз. темат. сборник науч. трудов. — Омск: ОмГУПС, — 1998. — С. 34–39.

4. Воронин Н. Н. Разработка метода оценки ресурса пятникового узла вагона по критерию износа / Дис ... канд. техн. наук: — М., 1999. — 141 с.

5. Теплый М. И. Контактные задачи для областей с круговыми границами. — Львов: Вища школа, 1983. — 176 с.

6. Панасюк В. В., Теплый М. И. Об одной контактной задаче с учетом сил трения // Прикладная механика. — 1972. — Т. 8, Вып. 7. — С. 8–14.

7. Морарь Г. А., Попов Г. Я. К теории контактных задач для цилиндрических тел с учетом сил трения // Механика твердого тела. — 1976. — № 2. — С. 87–96.

8. Теплый М. И. Влияние трения на распределение напряжений во вращательной паре // Машиностроение. — 1981. — № 6. — С. 12–16.

9. Каландия А. И. Математические методы двумерной упругости. — М.: Наука, 1973. — 303 с.

10. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). — М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. — 319 с. ●

