

УДК 629.3

А.В. Артюшкин, И.А. Ерасов, А.В. Янкович

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПРИЖИМНОГО ДВИЖИТЕЛЯ
СО СФЕРИЧЕСКОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ**

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Статья посвящена вопросам взаимодействия колёсных движителей со специфической поверхностью движения – поверхностью трубопроводов. Проведён анализ параметров взаимодействия, на основании которого определены задачи по оптимизации конструкции движителя.

Ключевые слова: движитель радиус кривизны поверхности, удельная нагрузка, сила смятия.

В настоящее время в качестве движителей, применяемых для ремонта и содержания трубопроводов, применяются колёсные и шагающие движители [3,5], причём для большинства машин выбор останавливается на колёсном движителе и только для подкопной машины, работа которой связана с развитием значительного тягового усилия, применяется шаговый движитель с гидравлическим приводом. Применение иных типов движителей, например, гусеничных, дальше опытных образцов не пошло.

Вместе с тем анализ выполненных работ позволяет сделать вывод о том, что выбор типов движителей основывается не на разработанных теориях взаимодействия движителей с поверхностью трубопроводов, а исключительно на основании практического применения машин различных типов, поэтому научно-обоснованных работ, которые бы обосновывали рациональные границы применения тех или иных движителей, в настоящее время не имеется.

Анализ работы движителей позволил в качестве критерия выбрать экономическую эффективность работы движителя, а именно мощность, затрачиваемую на перемещение машины. Следует отметить, что достоверные данные по сравнению качества работы движителя может быть получены только при сопоставимых скоростях движения машин. Таким образом, в связи с тем, что если разделить мощность на скорость движения будет получена величина силы сопротивления движению, то есть наиболее адекватным показателем эффективности работы движителя будет соотношение силы тяги, развиваемой движителем, к силе сопротивления движению, которое соответствует данным условиям работы.

Из условия не повреждения трубопровода минимально-возможная ширина колеса с поверхностью трубопровода может быть найдена из уравнения:

$$\sigma_{CM} = \frac{Q}{S = \frac{\pi}{4} b 2l},$$

где Q – нагрузка на колесо, S – площадь контакта колеса с поверхностью трубопровода, равная произведению максимальной ширины контакта b на максимальную длину контакта $2l$ и умноженное на число $\pi/4$, которое учитывает, что площадь контакта представляет собой не прямоугольник, а эллипс.

На рис. 1 приведена расчётная схема к определению нагрузок, действующих на колёсный движитель с эластичной оболочкой, где h_{MAX} – максимальная деформация оболочки колеса; h – деформация оболочки колеса в произвольной точке; q – удельная нагрузка на длине контакта, размерностью Н/м, U – модуль Юнга оболочки колеса, находящийся в пределах от 0,007 до $4 \cdot 10^4$ МПа (70 – 40000 кг/см²[7]).

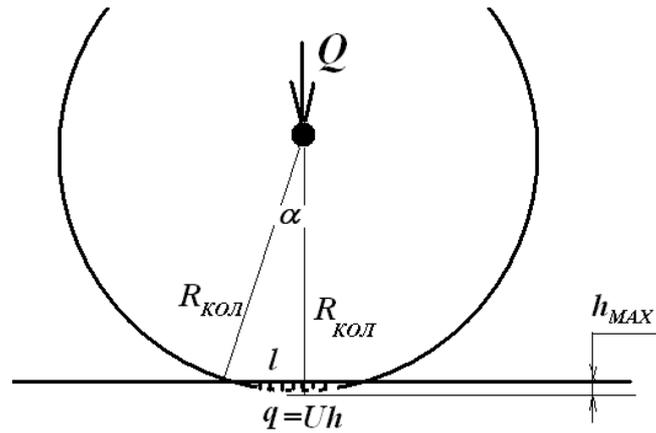


Рис. 1. Расчётная схема к определению нагрузок, действующих на колёсный движитель с эластичной оболочкой

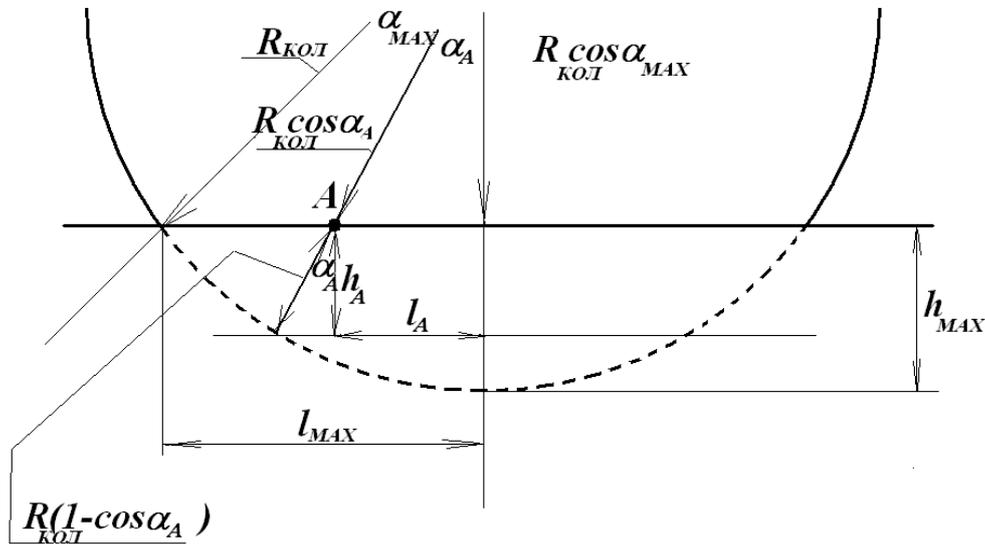


Рис. 2. Схема к определению величины вертикальной деформации в произвольной точке контакта колеса

Тогда глубина деформации колеса может быть определена из выражения:

$$Q = Uh2l = 2U \int_0^l h(l)dl = 2U \int_0^{l_{MAX}} R_{КОЛ} (1 - \cos \alpha) \cos \alpha dl .$$

Для малых углов справедливо замечание, что $\alpha = \sin \alpha$, то есть для рассматриваемого случая: $\alpha = \frac{l}{R_{КОЛ}}$, тогда:

$$\begin{aligned} Q &= 2UR_{КОЛ} \left(\int_0^{l_{MAX}} \cos \frac{l}{R_{КОЛ}} dl - \int_0^{l_{MAX}} \cos^2 \left(\frac{l}{R_{КОЛ}} \right) dl \right) = \\ &= 2UR_{КОЛ}^2 \left(\int_0^{l_{MAX}/R_{КОЛ}} \cos \frac{l}{R_{КОЛ}} dl - \int_0^{l_{MAX}/R_{КОЛ}} \cos^2 \left(\frac{l}{R_{КОЛ}} \right) dl \right) = 2UR_{КОЛ}^2 \left(\sin \frac{l_{MAX}}{R_{КОЛ}} - \frac{1}{2} \left(\frac{l_{MAX}}{R_{КОЛ}} + \sin 2 \frac{l_{MAX}}{R_{КОЛ}} \right) \right). \end{aligned}$$

Опять же учитывая, что для малых углов справедливо: $\frac{l_{MAX}}{R_{КОЛ}} = \sin \frac{l_{MAX}}{R_{КОЛ}}$ получаем:

$$Q = 2UR_{КОЛ}^2 \left(\frac{l_{MAX}}{R_{КОЛ}} - \frac{1}{2} \left(\frac{l_{MAX}}{R_{КОЛ}} + \frac{2l_{MAX}}{R_{КОЛ}} \right) \right) = 2U \left(-\frac{l_{MAX}}{2} \right) = -UR_{КОЛ}l_{MAX},$$

знак «-» в данном выражении указывает на то, что направления действия силы Q и реакции со стороны оболочки колеса имеют противоположное направление. Тогда необходимая ширина колеса может быть определена из условия, приведённого ранее:

$$\sigma_{CM} = \frac{Q}{S} = \frac{Ul_{MAX}R_{КОЛ}}{\frac{\pi}{4} 2bl_{MAX}} \rightarrow b = \frac{2UR_{КОЛ}}{\pi\sigma_{CM}}.$$

Особенностью взаимодействия движителя с поверхностью трубопровода является то, что поверхность контакта зависит не только от ширины движителя, но и от диаметра трубопровода, а также максимальной величины деформации оболочки колеса. Соотношение данных параметров можно определить из схемы, показанной на рис. 3.

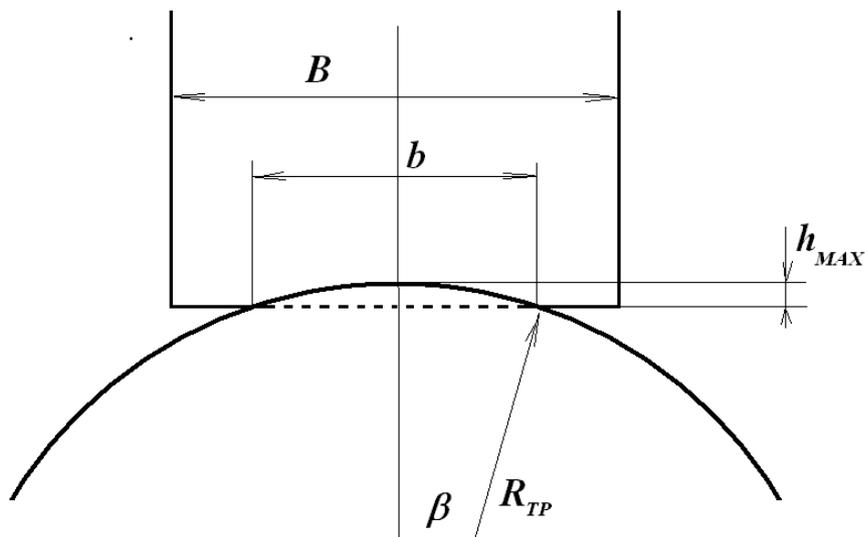


Рис.3. Схема к определению зависимости между эффективной шириной контакта колеса с трубопроводом и диаметром трубопровода

Из приведённой схемы видно, что зависимость между эффективной шириной контакта колеса с трубопроводом b и диаметром трубопровода R_{TP} будет иметь вид:

$$R_{TP}^2 = \left(\frac{b}{2} \right)^2 - (R_{TP} - h_{MAX})^2,$$

то есть:

$$\begin{aligned} R_{TP}^2 &= \left(\frac{b^2}{4} \right) - R_{TP}^2 + 2R_{TP}h_{MAX} - h_{MAX}^2, \\ &= \left(\frac{b^2}{4} \right) + 2R_{TP}h_{MAX} - h_{MAX}^2, \end{aligned}$$

откуда:

$$b = 2\sqrt{2R_{TP}^2 + h_{MAX}^2 - 2R_{TP}h_{MAX}}.$$

Приравнивая полученную зависимость к величине ширины движителя, полученной при расчёте на смятие, получим:

$$b = \frac{2UR_{КОЛ}}{\pi\sigma_{СМ}} = 2\sqrt{2R_{TP}^2 + h_{MAX}^2 - 2R_{TP}h_{MAX}},$$

$$\frac{UR_{КОЛ}}{\pi\sigma_{СМ}} = \sqrt{2R_{TP}^2 + h_{MAX}^2 - 2R_{TP}h_{MAX}}.$$

С учётом наличия взаимосвязи между величиной максимальной деформации h_{MAX} и величиной нагрузки на колесо Q , описываемой при помощи уравнения:

$$Q = UR_{КОЛ}l_{MAX} \rightarrow l_{MAX} = \frac{Q}{UR_{КОЛ}}; \quad h_{MAX} = R_{КОЛ}(1 - \cos \alpha) = R_{КОЛ}\left(1 - \cos \frac{l_{MAX}}{R_{КОЛ}}\right).$$

Откуда:

$$h_{MAX} = R_{КОЛ}\left(1 - \cos \frac{Q}{UR_{КОЛ}}\right).$$

Подставляя данную зависимость в уравнение, связывающее модуль Юнга и максимальную величину деформации, получим:

$$\frac{UR_{КОЛ}}{\pi\sigma_{СМ}} = \sqrt{2R_{TP}^2 + \left(R_{КОЛ}\left(1 - \cos \frac{Q}{UR_{КОЛ}}\right)\right)^2 - 2R_{TP}\left(R_{КОЛ}\left(1 - \cos \frac{Q}{UR_{КОЛ}}\right)\right)},$$

$$\left(\frac{UR_{КОЛ}}{\pi\sigma_{СМ}}\right)^2 = 2R_{TP}^2 + \left(R_{КОЛ}\left(1 - \cos \frac{Q}{UR_{КОЛ}}\right)\right)^2 - 2R_{TP}\left(R_{КОЛ}\left(1 - \cos \frac{Q}{UR_{КОЛ}}\right)\right),$$

или:

$$\left(\frac{U}{\pi\sigma_{СМ}}\right)^2 = 2\left(\frac{R_{TP}}{R_{КОЛ}}\right)^2 + \left(1 - \cos \frac{Q}{UR_{КОЛ}}\right)^2 - 2\left(\frac{R_{TP}}{R_{КОЛ}}\right)\left(1 - \cos \frac{Q}{UR_{КОЛ}}\right).$$

Так как величина значения параметра $\left(1 - \cos \frac{Q}{UR_{КОЛ}}\right)$ исходя из правил геометрии будет изменяться в пределах от 0 до 1, то полученное уравнение можно записать исходя из максимальной и минимальной величины модуля Юнга:

$$\begin{cases} U_{MAX} = \sqrt{2} \frac{\pi\sigma_{СМ}}{R_{КОЛ}} R_{TP} \\ U_{MIN} = \sqrt{2} \frac{\pi\sigma_{СМ}}{R_{КОЛ}} \sqrt{R_{TP}^2 - R_{TP}R_{КОЛ}} \end{cases}$$

Решения данного уравнения показаны на рис. 4.

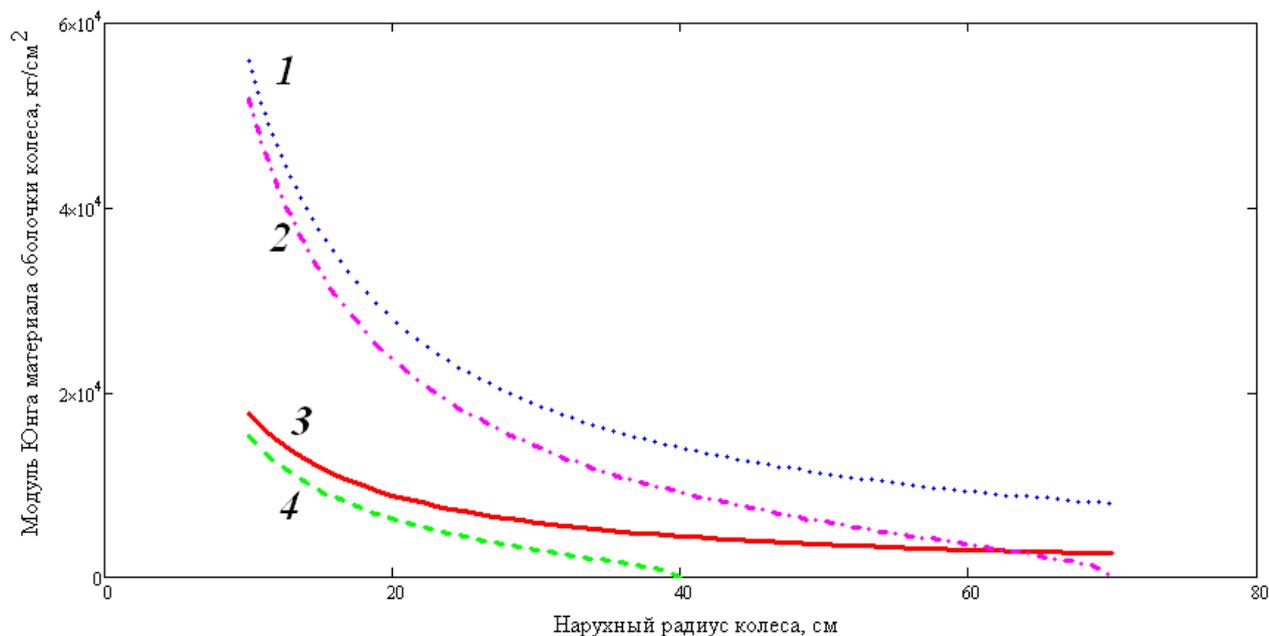


Рис. 4. Зависимость требуемой величины модуля Юнга материала оболочки колеса от его радиуса:

- 1 – максимальное значение для труборвода, диаметром 1400 мм (радиус 70 см);
- 2 – минимальное значение для труборвода, диаметром 1400 мм (радиус 70 см);
- 3 – максимальное значение для труборвода, диаметром 800 мм (радиус 40 см);
- 4 – минимальное значение для труборвода, диаметром 800 мм (радиус 40 см)

Вывод

Полученные данные свидетельствуют о том, что для колёс малого диаметра на больших труборводах допустима установка оболочки из монолитной резины, полистирола и других подобных материалов. Применение больших колёс требует применение конструкций оболочек шинного типа, обладающих низкими значениями модуля Юнга. Для расчёта взаимодействия таких колёс с поверхностью труборвода наиболее правильной будет применение математической модели Я.С. Агейкина, учитывающей величину деформации шины при движении по жёсткой поверхности труборвода.

Библиографический список

1. Агейкин, Я.С. Проходимость автомобилей / Я.С. Агейкин. – М.: Машиностроение, 1981. – 227 с.
2. Барахтанов, Л.В. Проходимость автомобилей: учеб. пособие / Л.В. Барахтанов, В.В. Беляков, В.Н. Кравец; НГТУ. – Н. Новгород, 1996. – 200 с.
3. Двигатели специальных строительных и дорожных машин: учеб. пособие / В.Е. Колотилин [и др.]; НГТУ. – Н.Новгород, 1995. – 208 с.
4. Кудин, В.О. Обеспечение долговечности труборводов в условиях длительного нагружения: автореферат дисс. ... кандидата технических наук: 25.00.19 – Тюмень: Тюмен. гос. нефтегаз. ун-т, 2006. – 161 с.
5. МДС 12-20.2004 Механизация строительства. Организация диагностирования строительных и дорожных машин. Диагностирование гидроприводов. – М.: Транспорт, 2004. – 154 с.
6. Мыльников, Н.А. Разработка методики расчета рациональных параметров специального каткового движителя ледорезной установки: дисс. ... на соиск. ученой степ. канд. техн.

наук:05.05.04/НГТУ; Науч. рук. А.П.Куляшов. - Защищена 30.06.04. – Н.Новгород, 2004. – 192 с.:ил. - Библиогр.: с. 154-160.-Прил.: с.161-192.

7. Новый политехнический словарь / под ред. А.Ю. Ишлинского. – М.: «Большая Российская энциклопедия», 2000. – 650 с.

*Дата поступления
в редакцию 30.11.2013*

A.V. Artyushkin, I.A.Erasov, A.V.Jankovic

MODELLING OF INTERACTION OF THE CLAMPING PROPELLER WITH THE SPHERICAL BASIC SURFACE

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alexeev

Purpose: to study the problem of interaction between wheel and the specific surface of movement – a surface of pipelines.

Design/methodology/approach: the most adequate indicator of overall performance of the propeller this ratio of force of the draft developed by the propeller, to force of resistance to movement which meets the case works.

Findings: Based on the analysis of interaction parameters between the wheel and the specific surface of movement – a surface of pipelines, the tasks for design optimization of the wheel to its working conditions are defined.

Research limitations/simplifications:The implementation of big wheel require the use of the tire type covers, which have low values of the Young's module. The most correct mathematical model for calculation of the interaction between described wheels and the surface of the pipeline is Ageykin's model, which consider the size of the tire deformation, during its movement on a rigid surface of the pipeline.

Originality/value:The obtained data shows that for wheels with small diameter on big pipelines it is possible to mount the cover of monolithic rubber, polystyrene or other similar materials.

Key words: wheel, the curvature radius of a surface, specific loading, crushing force.