

УДК 621. 8-1/-9

Изменение состояния контактирующих поверхностей эластомеров и конструкционных сталей на примере опорно-поворотного устройства

Фокин В.В. *,
Сладкова Л.А.

* valerafokin@inbox.ru

Российский университет транспорта
(Москва, Россия)

Опорно-поворотные устройства (ОПУ) нашли широкое применение в стреловых самоходных кранах, корабельных артиллерийских установках, экскаваторах, автогрейдерх и грейдерах, подъемно-транспортных средствах, станках и т.д. ОПУ предназначено для осуществления вращения поворотных частей относительно неповоротных, и применяется в изделиях, работающих с невысокой частотой вращения. Основными конструктивными элементами устройств являются зубчатый венец поворотного круга и уплотнительные элементы, которые при действии изменяющихся условий эксплуатации подвергаются изнашиванию и изменению напряженно-деформированного состояния со временем. В статье рассмотрены изменения состояния контактирующих поверхностей неметаллический материалов (капролон и резинотехнические изделия) и конструкционных сталей элементов опорно-поворотного устройства, выход из строя которых создает аварийной ситуации, что ведет к нарушению работоспособности машины в целом.

Ключевые слова: металлические материалы, эластомеры, контактирующие поверхности, напряженно-деформированное состояние.

Изменение состояния контактирующих поверхностей эластомеров и конструкционных сталей происходит в результате их изнашивания и, соответственно приводит в результате этого к нарушению их напряженно-деформированного состояния (рис. 1).

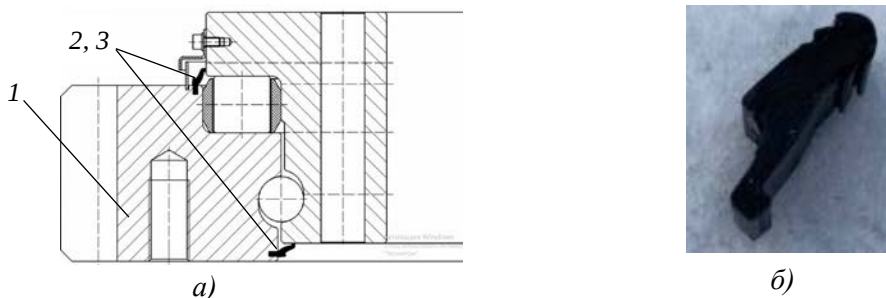


Рис. 1. Опорно-поворотный круг: а – элемент опорно-поворотного устройства; б – уплотнитель
1 – венец; 2, 3 – прокладки верхняя и нижняя соответственно.

Взаимодействие подшипниковой стали и капролона

При выборе режимов эксплуатации необходимо ориентироваться на изменение показателей напряженно-деформированного состояния элементов опорно-поворотного круга, отношение которых должно стремиться к минимуму. Автор [1] рекомендует для этого пользоваться зависимостью

$$\frac{\tau_{\max}}{\sigma_{\max}} \rightarrow \min,$$

где $\tau_{\max}$ – величина максимального касательного напряжения; $\sigma_{\max}$ – величина максимального растягивающего напряжения.

Автор [2], исследуя процессы трения, который до сих пор не оспорен, пришел к выводу, что минимальные разрушения контактирующих поверхностей происходят не в результате отрыва, а максимальные – при сдвиге.

При этом следует учитывать, что тангенциальное напряжение само по себе не может быть силой трения, так как при сочетании пар трения из различных материалов при оценке вышестоящего выражения, необходимо учитывать, чтобы при этом соблюдалось условие:

$$\frac{h}{R} \leq 200 \left(\frac{\sigma_s}{E} \right)^2,$$

где h – величина деформации кассеты из капролона, мм; R – радиус ролика, мм; σ_s – нормальное напряжение, Па; E – модуль упругости капролона, Па.

Предложенная В.А. Журавлевым [2] зависимость позволяет оценить фактическую площадь контакта соприкасающихся поверхностей исходя из учета их шероховатости и других параметров:

$$A_r = K \left(\frac{1 - \mu^2}{\pi E} N \right)^{\frac{10}{11}}, \quad (1)$$

где N – нагрузка, Н; K – константа, зависящая от размеров и формы; E – модуль упругости, Па;

μ – коэффициент Пуассона.

При увеличении нагрузки N происходит увеличение смещения, но при этом снижаются упругие деформации.

Авторами [3] установлено, что при совместной работе ролика и кассеты, ролик, выполненный из подшипниковой стали и, имеющий существенно более высокие прочностные характеристики по сравнению с материалом кассеты (см. табл. 3), начнет деформировать кассету. При этом возникающие напряжения рекомендуется определять по зависимости

$$\sigma = 0,5642 \sqrt{\frac{P}{lR \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}}, \quad (2)$$

где P – усилие в зоне контакта, Н;

l – длина ролика, м;

индексы 1 и 2 относятся соответственно к ролику и кассете.

В результате контактных и общих деформаций цилиндра между двумя сжимающими его гранями происходит уменьшение его диаметра на величину ΔD .

$$\Delta D = 1,159 \frac{P}{lE} \left(0,41 + \ln \frac{4R}{b} \right),$$

где b – ширина кассеты, м.

Тогда величина главных напряжений в наиболее опасной точке на глубине, равной половине радиуса площади касания будет равна:

$$\sigma_1 = \sigma_2 = -0,18 \sigma_{\max},$$

$$\sigma_3 = -0,8\sigma_{\max},$$

Проверку прочности при контактных напряжениях проводим по:

- третьей теории прочности

$$\sigma_{\text{эквIII}} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma],$$

- четвертой теории прочности

$$\sigma_{\text{эквIV}} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \leq [\sigma].$$

Величина максимального контактного напряжения будет равна.

$$\sigma_{\max} \leq \frac{1}{m} [\sigma] = \sigma_{\text{конт}},$$

где m – коэффициент, зависящий от соотношения полуосей эллиптической площадки.

В нашем случае это соотношение равно $14/18 = 0,75$, тогда при расчетах по третьей и четвертой теориям прочности коэффициент m будет соответственно равен 0,625 и 0,617. Допускаемая величина контактного напряжения при этом равна 3500...5000 МПа.

Предложенная выше методика расчета позволит оценить изменение напряженно-деформированного состояния элементов опорно-поворотного круга (кассеты и ролика) и внести предложения по усовершенствованию соединения кассеты и ролика.

Учитывая разрушение поверхности колеса, за величину контактного напряжения $\sigma_s = [\sigma]_T$ принимается предел текучести капролона.

Взаимодействие конструкционной стали и эластомера.

Эластомеры, как силовые и уплотнительные элементы (рис. 2), и, имеющие способность к высокой степени деформации, нашли широкое применение в технике. Уровень их деформации $\varepsilon = 8 \dots 9$.



а)



б)

Рис. 2. Изнашивание уплотнительного кольца:
а - внешняя и б – внутренняя поверхности

Эластомеры по сравнению с металлами, имеют низкую теплопроводность, поэтому в процессе эксплуатации при знакопеременных нагрузках нагреваются, что способствует образованию конденсата между кольцами поворотного круга. Деформируясь, уплотнительный элемент стремится выйти за пределы объемлющей поверхности кольца, что приводит к нарушению целостности поверхностей контакта, и, следовательно, к увеличению их изнашивания.

Кроме того, величина деформации зависит от скорости и времени приложения нагрузки [4] и величина упругой деформации составляет не менее 80% от общей величины деформации, что позволяет для расчетов на прочность использовать теорию упругости.

Изменение деформации эластомера и стали от температуры приведено на рис. 3.

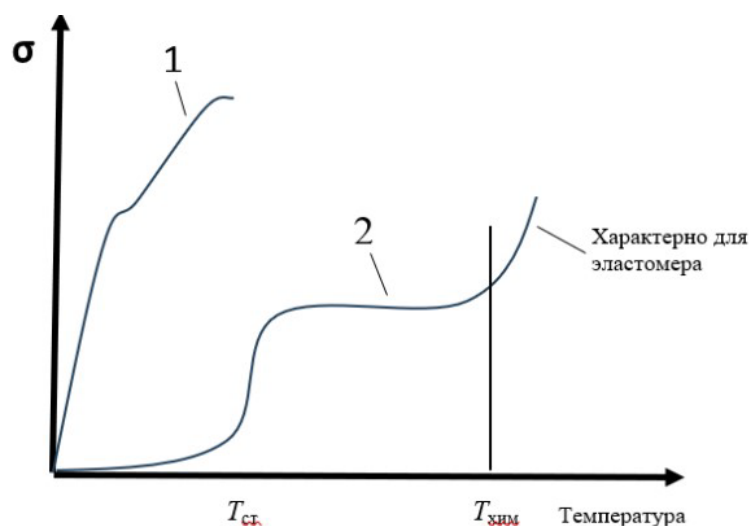


Рис. 3. Диаграммы деформации [1]:
1 – эластомера; 2 – стали

Для эластомеров температура стеклования ($T_{ст}$) соответствует комнатной температуре; ($T_{хим}$) – температура химического разложения, характерное для резин. Полимер при нагрузках испытывает деформацию на 3...4 порядка выше модуля высокой эластичности. Модуль упругости полимера $E = 0,1...10$ МПа. Морозостойкая резина может работать в интервале температур от -40 до $+50^\circ\text{C}$. Такой диапазон температур характерен для реальных условий эксплуатации.

Учитывая, что по рекомендациям [4] эластомер рассчитывается одновременно на прочностное и температурное напряжения, сравним коэффициенты теплопроводности (Вт/м/град) для сталей и эластомеров, которые отличаются друг от друга на два порядка, что приведет к неравномерности деформации и напряжений в элементах прокладки и венца опорно-поворотного устройства (рис. 1).

Рассмотрим методику расчета напряженно-деформированного состояния эластомера, эластомера.

Для эластомеров для определения однородных напряженно-деформированных состояний рекомендуется [5, 6] использовать зависимости (1)...(3).

- при одноосном растяжении:

$$\lambda_1 = \lambda; \lambda_2 = \lambda_3 = \lambda^{-\frac{1}{2}},$$

$$\sigma_1 = \sigma = \mu \left[(1 + \beta) \left(\lambda - \lambda^{-\frac{1}{2}} \right) + (1 - \beta) \left(\lambda^{\frac{1}{2}} - \lambda^{-1} \right) \right], \sigma_2 = 0; \quad (3)$$

- при двухосном несимметричном растяжении:

$$\lambda_1 = \lambda; \lambda_2 = \lambda_3 = \lambda^{-\frac{1}{2}},$$

$$\sigma_1 = \mu \left[(1 + \beta) (\lambda_1 - \lambda_1^{-1} \lambda_2^{-1}) + (1 - \beta) (\lambda_1 \lambda_2 - \lambda_1^{-1}) \right],$$

$$\sigma_2 = \sigma = \mu \left[(1 + \beta) (\lambda_2 - \lambda_1^{-1} \lambda_2^{-1}) + (1 - \beta) (\lambda_1 \lambda_2 - \lambda_2^{-1}) \right]; \quad (4)$$

- при двухосном симметричном растяжении:

$$\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda; \lambda_3 = \lambda^{-2},$$

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma = \mu \left[(1 + \beta) (\lambda - \lambda^{-2}) + (1 - \beta) (\lambda^2 - \lambda^{-1}) \right], \quad (5)$$

где λ и μ – упругие постоянные Ляме; E – модуль упругости 1-го рода (модуль Юнга); G – модуль упругости 2-го рода (модуль сдвига); ν – коэффициент Пуассона; K – модуль деформации.

Здесь:

$$\mu = G = \frac{E}{2(1 + \nu)};$$

$$\lambda = \frac{Ev}{(1+\nu)(1-2\nu)} = K\left(1 - \frac{2G}{K}\right);$$

$$K = 1 + \frac{2}{3}\mu = \frac{E}{3(1-2\nu)};$$

$$\nu = \frac{1 - \frac{2G}{3K}}{2 + \frac{2G}{3K}}.$$

Сравнивая зависимости (2) с зависимостями (3), (4), (5) видно, что для расчета эластомеров введены упругие постоянные Ляме, которые учитывают величины больших деформаций эластомеров, что позволяет выявить причину их выдавливания из контактирующих поверхностей. При этом расчет эквивалентного напряжения в первом случае ведется с учетом величин трех главных напряжений, а во втором случае с учетом двух главных напряжений.

Список литературы

1. Крагельский, И. В. Трение и износ / И. В. Крагельский. – Москва : Машиностроение, 1968. – 480 с.
2. Писаренко, Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев. – Киев : Наукова думка. 1975. – 705 с. [Текст непосредственный].
3. Фокин, В.В. Анализ изнашивания элементов опорно-поворотного устройства стреловых самоходных кранов производства LIEBHERR / В. В. Фокин, Л. А. Сладкова // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2024. № 2. – С. 124-132. [Текст непосредственный].
4. Черных, К.Ф. Теория больших упругих деформаций / К. Ф. Черненко, З. Н. Литвиненкова : учебное пособие. – Ленинград : Издательство Ленинградского университета, 1988. – 256 с.
5. Бидерман, В. Л. Вопросы расчета резиновых деталей. – В книге : Расчеты на прочность. Вып. 3. Москва : 1958. – С. 58.
6. Бартенев, Г. М. Прочность и разрушение высокоэластических материалов / Г. М. Бартенев, Ю. В. Зеленов – Москва, Ленинград, 1964. – 387 с.

АВТОРЫ

Фокин Валерий Владимирович, аспирант Российского университета транспорта, valerafokin@inbox.ru.

Сладкова Любовь Александровна, профессор Российского университета транспорта, доктор технических наук, профессор, rich.cat2012@yandex.ru.

Machines & Plants Design & Exploiting

*Electronic journal
International Public Organization
“Integration strategy”
<http://maplants-journal.ru>*

Link to the article:
//Machines and Plants:Design and Exploiting.
2024. № 3. pp. 45 – 50.

DOI:

Received: 25.11.2024

Accepted for publication: 26.11.2024

© International Public Organization “Integration strategy”

Changing the state of the contacting surfaces of elastomers and structural steels on the example of a slewing support

Valery V. Fokin*,
Lyubov A. Sladkova

* valerafokin@inbox.ru

Russian University of Transport, Moscow,
Russian Federation

Slewing bearings are widely used in self-propelled jib cranes, naval artillery mounts, excavators, motor graders and graders, hoisting vehicles, machine tools, etc., and are designed to rotate their slewing parts relative to fixed ones, and are used in products operating with low rotation speed. The main structural elements of the devices are the geared ring of the turntable and sealing elements, which, under the influence of changing operating conditions, are subject to wear and change in the stress-strain state during operation. The article discusses changes in the state of the contacting surfaces of non-metallic materials (caprolon and rubber products) and structural steels of the elements of the slewing support, the failure of which creates an emergency, which leads to a violation of the performance of the machine as a whole.

Keywords: metallic materials, elastomers, contacting surfaces, stress-strain state.

References

1. Kragelsky, I. V. Friction and wear / I. V. Kragelsky. – Moscow : Mashinostroenie, 1968. – 480 p.
 2. Pisarenko, G.S. Handbook of resistance of materials / G. S. Pisarenko, A. P. Yakovlev, V. V. Matveev. – Kiev : Naukova dumka. 1975. – 705 p. [The text is direct].
 3. Fokin, V.V. Wear analysis of the elements of the pivoting device of self-propelled boom cranes manufactured by LIEBHERR / V. V. Fokin, L. A. Sladkova // Scientific and Technical Bulletin of the Bryansk State University, 2024. No. 2. – pp. 124-132. [The text is direct].
 4. Chernykh, K.F. Theory of large elastic deformations / K. F. Chernenko, Z. N. Litvinenkova; textbook. Leningrad : Leningrad University Press, 1988. 256 p
 5. Biderman, V. L. Issues of calculation of rubber parts. – In the book : Strength calculations. Issue 3. Moscow : 1958. – p. 58.
 6. Bartenev, G. M. Strength and destruction of highly elastic materials / G. M. Bartenev, Yu. V. Zelenev – Moscow, Leningrad, 1964. – 387 p.
-

AUTHORS

Valery V. Fokin, postgraduate student of the Russian University of Transport, valerafokin@inbox.ru

Lyubov A. Sladkova, Professor of the Russian University of Transport, Doctor of Technical Sciences, Professor, rich.cat2012@yandex.ru