

УДК 620.178

А.В. БОГДАНОВИЧ, д-р техн. наук, доц.

профессор кафедры теоретической и прикладной механики

E-mail: bogal@tut.by

Белорусский государственный университет, г. Минск, Республика Беларусь

*Поступила в редакцию 13.01.2019.*

## О РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ОЦЕНКЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ШАРОВЫХ ШАРНИРОВ ШАССИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА. ЧАСТЬ 1. РАСЧЕТ ПО КРИТЕРИЮ ПРОЧНОСТИ

*Шаровые шарниры транспортных средств относят к ответственным узлам рулевого управления и подвески. В практике проектирования этих узлов обычно производят расчет шарового пальца на прочность при статическом нагружении. В статье шаровой шарнир рассматривается как трибофатическая система, в которой опасные по изгибным напряжениям и износу зоны удалены друг от друга, но при этом вызваны одной нагрузкой. Показана необходимость оценки сопротивления усталости шарового пальца и учета неравномерности распределения износа по сопряженным поверхностям шаровой головки пальца и вкладыша. Работа выполнена в двух частях. В первой части обсуждается оценка статической и усталостной прочности шарового пальца, а во второй — оценка износостойкости элементов шарнира и предложение по новому методу испытания модели шарнира.*

**Ключевые слова:** шаровой шарнир, прочность, износостойкость, трение, контактное давление, интенсивность изнашивания, трибофатическая система, износостойкостные испытания

**Введение.** Шарнирные соединения используют в самых разнообразных областях машиностроения, они приобретают все большее распространение. При этом шаровые шарниры являются одними из наиболее ответственных компонентов, во многом определяющими надежность систем подвески и рулевого управления транспортного средства.

Наиболее распространенной причиной перехода шаровых шарниров подвески и рулевого механизма в неисправное состояние является износ деталей. При этом обусловленные износом ухудшения параметров (стук в шарнирах, люфт рулевого управления, снижение его жесткости) не приводят к потере работоспособности систем подвески и рулевого привода и потому в случае незначительного износа не являются критическими с точки зрения безопасности движения колесного транспортного средства. Основной причиной отказов является разрушение либо в результате экстремального однократного воздействия, превышающего возможности изделия по восприимчивости нагрузок, либо по причине накопления усталостных повреждений [1]. Например, в работе [2] приводятся результаты 60 млн проверок автомобилей 74 марок в ФРГ за 1982 год, согласно которым доля неисправных легковых и грузопассажирских автомобилей из-за дефектов шаровых шарниров рулевых тяг и рычагов составляла: со сроком эксплуатации 2 года — 0,2 %; 4 года — 1,0 %; 6 лет — 1,9 %; 8 лет — 3,2 %, а возможными последствиями этих неисправностей являются полный выход из строя рулевого управле-

ния, износ шаровых шарниров, опасность выхода цапфы из шарового подпятника. В том же источнике приводятся сведения о неисправностях грузовых автомобилей в ФРГ за 1977 год, из которых следует, что доля неисправных грузовых автомобилей полной массой до 3,5 т из-за дефектов шаровых шарниров рулевых тяг и рычагов составляла: со сроком эксплуатации до 2 лет — 4,5 %; до 4 лет — 6,3 %; до 6 лет — 6,7 %; свыше 6 лет — 7,8 %, а 9,9 % (!) грузовых автомобилей полной массой свыше 16 т имели неисправное рулевое управление из-за повреждения шаровых шарниров [2]. В статье [3] дается краткий анализ отказов рулевого управления городских автобусов «Волжанин-32901» после 6 лет эксплуатации; при этом 38,7 % всех отказов было связано с ускоренным износом шаровых соединений, вызвавших повышенные люфты в поперечной и продольной рулевых тягах.

На этапе проектирования рассматриваемого узла обычно ведут расчет на прочность шарового пальца [4]. В настоящей статье излагается методика оценки работоспособности шарового шарнира по критерию статической прочности и сопротивления усталости.

**Расчет на статическую и усталостную прочность.** Типичная конструкция нижнего шарового шарнира 2123-2904192-03 подвески, которая в настоящее время используется при сборке подвесок автомобилей ВАЗ-21214 и ВАЗ-2123 на конвейере ОАО «АвтоВАЗ», представлена на рисунке 1. Она получила наибольшее распространение и считается перспективной для дальнейшего совершенство-

вания. Основные элементы данной конструкции — стальной шаровой палец 1 и взаимодействующие с ним части 3 и 4 полимерного вкладыша.

Поскольку самой нагруженной частью узла является шаровой палец, в соответствии с принятым подходом [4] выполняют его расчет на статическую прочность. Рассмотрим расчетную схему шарового пальца рулевого механизма (рисунок 2). Напряжения изгиба (индекс «и») в сечениях А–А и Б–Б шарового пальца

$$\sigma_{иА-А} = \frac{M_{иА-А}}{W_{иА-А}} = \frac{32Fl_1}{\pi d_{А-А}^3} \quad \text{и} \quad \sigma_{иБ-Б} = \frac{M_{иБ-Б}}{W_{иБ-Б}} = \frac{32Fl_2}{\pi d_{Б-Б}^3} \quad (1)$$

не должны превышать допускаемого значения  $[\sigma_{и}]$  (обычно  $[\sigma_{и}] = 250 \dots 300$  МПа для среднеуглеродистых сталей).

В выражениях (1)  $F$  — сила на шаровом пальце, передаваемая от рулевого управления через сош-

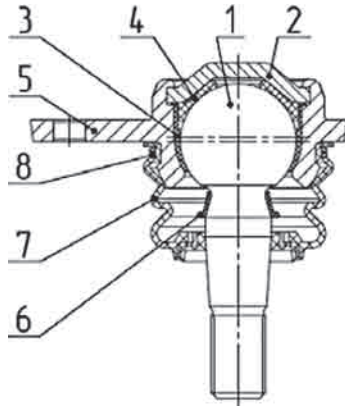


Рисунок 1 — Шаровой шарнир 2123-2904192-03:

1 — шаровой палец; 2 — обойма вкладыша; 3 и 4 — части вкладыша, охватывающие экваториальную и полярную части головки; 5 — корпус; 6 — распорная втулка; 7 — чехол защитный; 8 — пружинное кольцо

Figure 1 — Ball joint 2123-2904192-03:

1 — ball pin; 2 — liner holder; 3 and 4 — liner parts covering equatorial and polar parts of ball head; 5 — housing; 6 — spacer sleeve; 7 — protective case; 8 — collar spring

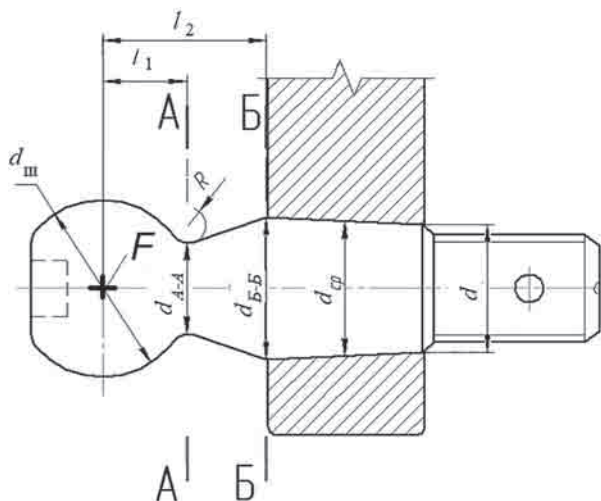


Рисунок 2 — Расчетная схема шарового пальца рулевого механизма

Figure 2 — Design model of ball pin of steering mechanism

ку или рулевую тягу;  $d_{А-А}$ ,  $d_{Б-Б}$  — диаметры пальца в соответствующих сечениях;  $l_1$ ,  $l_2$  — расстояния от центра шарового шарнира до сечений А–А, Б–Б.

Условие прочности на смятие шарового пальца в месте соединения с сошкой:

$$\sigma_{см сош} = \frac{F}{d_{ср}h} \leq [\sigma_{см сош}], \quad (2)$$

где  $d_{ср}$  — средний диаметр шарового пальца;  $h$  — толщина сошки в месте установки пальца;  $[\sigma_{см сош}]$  — допускаемое напряжение смятия пальца.

Условие прочности на смятие шаровой головки пальца в зоне контакта с корпусом продольной рулевой тяги:

$$\sigma_{см} = \frac{4F}{\pi d_{ш}^2} \leq [\sigma_{см}], \quad (3)$$

где  $d_{ш}$  — диаметр шаровой головки пальца;  $[\sigma_{см}]$  — допускаемое напряжение смятия шаровой головки.

Условие прочности на срез пальца в сечении Б–Б:

$$\tau_{ср} = \frac{4F}{\pi d_{Б-Б}^2} \leq [\tau_{ср}], \quad (4)$$

где  $[\tau_{ср}]$  — допускаемое напряжение среза.

Поскольку на шаровой палец в эксплуатации действуют переменные напряжения, целесообразно производить его расчет на усталость в соответствии со стандартной процедурой [5] для деталей, работающих при переменных нагрузках. Для этого находят среднее значение  $\bar{\sigma}_{-1}$  (с вероятностью  $P = 50\%$ ) предела выносливости материала пальца при симметричном цикле изгиба, полученное на гладких лабораторных образцах. Определяют далее коэффициент снижения предела выносливости

$$K = \left( \frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \frac{1}{K_{\nu}K_A}, \quad (5)$$

где  $K_A$  — коэффициент влияния анизотропии;  $K_{\nu}$  — коэффициент влияния поверхностного упрочнения;  $K_{F\sigma}$  — коэффициент влияния качества обработки (шероховатости);  $K_{\sigma}$  — коэффициент влияния концентрации напряжений:  $K_{\sigma} = 1 + q(\alpha_{\sigma} - 1)$  — эффективный коэффициент концентрации напряжений;  $q$  — коэффициент чувствительности металла к концентрации напряжений;  $\alpha_{\sigma}$  — теоретический коэффициент концентрации напряжений;  $K_{d\sigma}$  — масштабный коэффициент.

В результате находят коэффициент запаса по критерию сопротивления усталости при изгибе и сопоставляют его с нормативным значением  $[n]$ :

$$n = \frac{\bar{\sigma}_{-1n}}{\bar{\sigma}_a} = \frac{\bar{\sigma}_{-1}}{K\bar{\sigma}_a} \geq [n], \quad (6)$$

где  $\bar{\sigma}_{-1n}$  — среднее значение (с вероятностью  $P = 50\%$ ) предела выносливости детали (шарового пальца);  $\bar{\sigma}_a$  — среднее значение амплитуды напряжений изгиба в опасном сечении (Б–Б) пальца.

Поскольку нагруженность шарнира имеет нерегулярный случайный характер, для обоснован-

ного проектирования с учетом современных требований по надежности целесообразно проводить оценку вероятности безотказной работы соединения по критерию сопротивления усталости. При распределении амплитуд действующих напряжений изгиба в опасном сечении шарового пальца и пределов его выносливости по нормальному закону вероятность безотказной работы [6]

$$P = 1 - \Phi \left( - \frac{\bar{\sigma}_{-1д} - \bar{\sigma}_a}{\sqrt{s_{\sigma_{-1}}^2 + s_{\sigma_a}^2}} \right), \quad (7)$$

где  $s_{\sigma_{-1}}, s_{\sigma_a}$  — среднеквадратические отклонения пределов выносливости и действующих напряжений изгиба соответственно;  $\Phi(x)$  — интегральная функция распределения нормированной случайной величины (функция Лапласа).

Выполним пример расчета на прочность шарового пальца по критериям статической и усталостной прочности. Воспользуемся для этого конструктивными особенностями шаровых шарниров, приведенных в монографии [2]. Схема типичного шарового шарнира боковой тяги рулевого управления, выпускаемой известной немецкой фирмой EHRENREICH, представлена на рисунке 3. Выберем шарнир этой фирмы для легковых автомобилей с размерами, приведенными в таблице ( $\alpha$  — угол отклонения пальца от вертикальной оси в любую сторону).

Эти шарниры не требуют ухода. Между шаровой головкой и корпусом шарнира расположены два пластмассовых вкладыша. Уплотнительный чехол, изготовленный из полиуретана или резины, закреплен на корпусе зажимным кольцом. Нижняя часть чехла имеет утолщение с уплотняющей кромкой, которая прижимается к поперечной тяге. В качестве материала для шарового пальца используется хромистая улучшаемая сталь 41Cr4V, имеющая предел прочности  $\sigma_b$  не менее 1050 МПа, условный предел текучести  $\sigma_{0,2}$  не менее 700 МПа, относительное остаточное удлинение  $\delta_5$  не менее 12 % [2], предел выносливости для подобной стали  $\bar{\sigma}_{-1} = 550$  МПа [7].

Для расчета на статическую прочность примем максимальную статическую нагрузку, действующую на палец, по результатам исследований фирмы Zahnradfabrik  $F_{ст} = 11,1$  кН (такая сила аварийного характера была зафиксирована на боковой рулевой тяге легкового автомобиля, двигавшегося со скоростью 20 км/ч и тормозившего при переезде бордюрного камня высотой 115 мм) [2]. Напряжения изгиба в опасном сечении (на расстоянии  $b$  от центра его головки) шарового пальца по формуле (1) с учетом обозначений на рисунке 3:

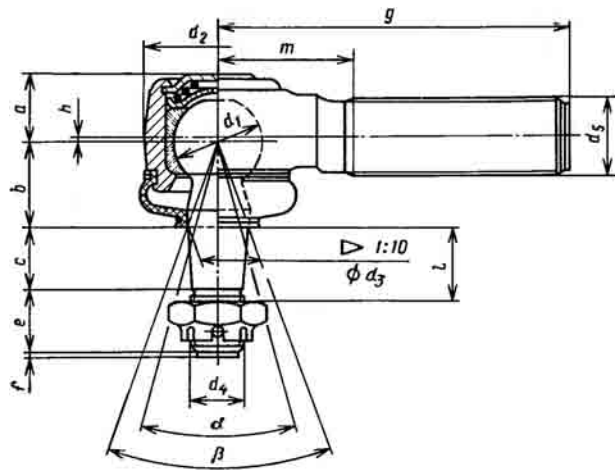


Рисунок 3 — Схема шарового пальца боковой тяги рулевого управления [2]  
Figure 3 — Scheme of ball pin of steering side thrust [2]

$$\sigma_{н} = \frac{32 F_{ст} b}{\pi d_3^3} = \frac{32 \cdot 11,1 \cdot 10^3 \cdot 24}{\pi \cdot 16^3} = 662,5 \text{ МПа} \approx [\sigma_{н}].$$

Определим напряжение смятия шарового пальца в месте соединения с рулевой тягой по формуле (2) в соответствии с обозначениями на рисунке 3:

$$\sigma_{см} = \frac{F_{ст}}{d_{cp} c} = \frac{11,1 \cdot 10^3}{15,2 \cdot 16} = 45,6 \text{ МПа}.$$

Напряжение смятия шаровой головки пальца в зоне контакта с корпусом продольной рулевой тяги по формуле (3)

$$\sigma_{см} = \frac{4 F_{ст}}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 11,1 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25^2} = 22,6 \text{ МПа}.$$

Напряжение среза пальца в опасном сечении по формуле (4):

$$\tau_{ср} = \frac{4 F_{ст}}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 11,1 \cdot 10^3}{\pi \cdot 16^2} = 55,2 \text{ МПа}.$$

Таким образом, расчет показывает, что практически по всем рассмотренным критериям статическая прочность пальца обеспечивается, так как расчетные напряжения смятия и среза значительно меньше допускаемых, а напряжения изгиба в опасном сечении почти равны допускаемым для данной марки стали.

Для расчета на усталость необходимо определить коэффициент снижения предела выносливости. Принимаем по таблице 5 [5]  $K_A = 0,83$  для предела прочности в диапазоне от 900 до 1200 МПа;  $K_V = 1$ , поскольку технологические режимы упрочнения шарового пальца неизвестны;  $K_{rc} = 0,92$  (приложение 4, чертеж 3 [5]).

Примем условно, что шаровой палец представляет собой ступенчатый вал с галтелью  $\rho = 4,5$  мм,

Таблица — Размеры шарового шарнира  
Table — Ball joint dimensions

Обозначение размера на рисунке 3	$d_1 \times \alpha$	$a$	$b$	$c$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$d_5$	$e$	$f$	$g$	$h$	$l$	$m$
Численное значение, мм	25×35	15,5	24	16	39	16	M12×1,5	M18×1,5	17	0,5	95	1,5	20	40

средним диаметром  $d_{cp} = 15,2$  мм, диаметром шаровой головки  $d_{ш} = d_1 = 25$  мм. Для случая изгиба получаем следующие соотношения на основе [5]:  $\rho/d_{cp} = 4,5/15,2 = 0,30$  и  $d_{ш}/d_{cp} = 25/15,2 = 1,64$ . Значение  $q = 0,94$ ,  $\alpha_\sigma = 1,4$ . Тогда коэффициент  $K_\sigma$  вычисляем по формуле:

$$K_\sigma = 1 + q(\alpha_\sigma - 1) = 1 + 0,94(1,4 - 1) = 1,376.$$

Коэффициенты, учитывающие концентрацию напряжений и масштабный эффект, определяем по соотношению

$$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = \frac{K_\sigma}{K_1} = \frac{1,376}{0,9} = 1,53,$$

где  $K_1 = 0,9$  (приложение 2, чертеж 16 [5]).

Значит, коэффициент снижения предела выносливости по формуле (5)

$$K = \left( \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \frac{1}{K_v K_A} = \left( 1,53 + \frac{1}{0,92} - 1 \right) \frac{1}{0,83} = 1,95,$$

и, следовательно, коэффициент запаса по пределу выносливости согласно (6)

$$n = \frac{550}{1,95 \cdot 240} = 1,18 \approx [n] = 1,2,$$

где наибольшее амплитудное значение напряжений изгиба в опасном сечении шарового пальца (на расстоянии  $b$  от центра его головки) находим по формуле (1) при  $F_{цикл} = 4,0$  кН (с учетом результатов исследований фирмы LEMFÖRDER [2]):

$$\sigma_a = \frac{32 F_{цикл} b}{\pi d_3^3} = \frac{32 \cdot 4,0 \cdot 10^3 \cdot 24}{\pi \cdot 16^3} = 238,6 \approx 240 \text{ МПа}.$$

К сожалению, оценку вероятности безотказной работы шарового шарнира по критерию сопротив-

ления усталости для нашего примера выполнить затруднительно ввиду отсутствия необходимых статистических данных по нагруженности и пределам выносливости.

Таким образом, для оценки работоспособности шарового шарнира шасси транспортного средства по критерию статической прочности могут быть использованы выражения (1)–(4), по критерию сопротивления усталости — выражения (5)–(6) для детерминированного расчета и выражение (7) — для случая, когда имеются статистические данные о нагруженности и сопротивлении усталости элементов шарнира.

### Список литературы

1. Расчетное определение показателей прочности шаровых шарниров элементов шасси автомобиля путем моделирования процесса статических испытаний / И.А. Михайловский [и др.] // Исследования, конструкции, технологии. — 2014. — № 2. — С. 20–24.
2. Раймпель, Й. Шасси автомобиля. Рулевое управление / Й. Раймпель; пер. с нем. В.Н. Пальянова; под ред. А.А. Гальбрейха. — М.: Машиностроение, 1987. — 232 с.
3. Оценка работоспособности шарового пальца автобуса «Волжанин-32901» с расчетом на усталостную прочность / Г.А. Чернова [и др.] // Проблемы машиностроения и надежности машин. — 2014. — № 4. — С. 50–54.
4. Проектирование полноприводных колесных машин: учеб. для вузов: в 3 т. / Б.А. Афанасьев [и др.]; под ред. А.А. Полунгяна. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. — Т. 3. — 432 с.
5. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости: ГОСТ 25.504-82. — Введ. 1983-07-01. — М.: МГС по стандартизации, метрологии и сертификации, 1982. — 122 с.
6. Решетов, Д.Н. Надежность машин: учеб. пособие для вузов / Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев. — М.: Высш. шк., 1988. — 237 с.
7. Трошенко, В.Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов: справ. пособие: в 2 т. / В.Т. Трошенко, Л.А. Сосновский. — Киев: Наук. думка, 1987. — Т. 1 — 510 с.; Т. 2. — 825 с.

BOGDANOVICH Alexander V., D. Sc. in Eng., Assoc. Prof.

Professor of the Department of Theoretical and Applied Mechanics

E-mail: bogal@tut.by

Belarusian State University, Minsk, Republic of Belarus

Received 13 January 2019.

## ABOUT CALCULATION AND EXPERIMENTAL ESTIMATION OF WORKING CAPACITY OF BALL JOINTS OF A VEHICLE CHASSIS. PART 1. CALCULATION BY STRENGTH CRITERION

*The ball joints of vehicles are referred to the steering and suspension critical units. Strength calculation of the ball pin under static loading is usually performed in the practice of designing these units. In the article, the ball joint is considered as a tribo-fatigue system in which the zones that are dangerous in terms of bending stresses and wear are separated from each other, but are caused by the same load. The necessity of estimating the fatigue resistance of the ball pin and taking into account the uneven distribution of wear over the mating surfaces of the ball head and the liner is shown. The work is done in 2 parts. In the first part, the evaluation of the static and fatigue strength of the ball pin is discussed, and in the second, the assessment of the wear resistance of the joint elements and the proposal for a new method for testing the joint model are discussed.*

**Keywords:** ball joint, strength, wear resistance, friction, contact pressure, wear rate, tribo-fatigue system, wear-and-fatigue tests

## References

1. Mikhaylovskiy I.A., Gun I.G., Salnikov V.V., Kutsepednik V.I., Gun E.I. Raschetnoe opredelenie pokazately prochnosti sharovykh sharnirov elementov shassi avtomobilya putem modelirovaniya protsessa staticheskikh ispytaniy [Estimated determination of the strength indicators of ball joints of the vehicle chassis elements by simulating a static test process]. *Issledovaniya, konstruksii, tekhnologii* [Research, constructions, technologies], 2014, no 2. pp. 20–24.
2. Reimpel J. *Fahrwerktechnik: Lenkung*. Würzburg, Vogel Communications Group GmbH & Co. KG, 1985. 296 p.
3. Chernova G.A., Tyshkevich V.N., Badikov K.A., Moiseev Yu.I., Zabolotnyy R.V. Otsenka rabotosposobnosti sharovogo paltsa avtobusa “Volzhanin-32901” s raschetom na ustalostnuyu prochnost [Estimation of operation capability of the ball pin of the “Volzhanin-32901” bus with relation to fatigue strength]. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin* [Problems of mechanical engineering and machine reliability], 2014, no 4. pp. 50–54.
4. Afanasev B.A., et al. *Proektirovanie polnoprivodnykh kolesnykh mashin. Tom 3* [Design of four-wheel drive machines. Volume 3]. Moscow, Moskovskiy gosudarstvennyy tekhnicheskyy universitet im. N.E. Baumana Publ., 2008. 432 p.
5. State Standard 25.504-82. *Raschety i ispytaniya na prochnost. Metody rascheta kharakteristik soprotivleniya ustalosti* [Calculations and strength tests. Methods for calculating fatigue resistance characteristics]. Moscow, Mezhdgosudarstvennyy sovet po standartizatsii, metrologii i sertifikatsii Publ., 1982. 122 p.
6. Reshetov D.N., Ivanov A.S., Fadeev V.Z. *Nadezhnost mashin: uchebnoe posobie dlya vuzov* [Machine reliability: textbook for universities]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1988. 237 p.
7. Troshchenko V.T., Sosnovskiy L.A. *Soprotivlenie ustalosti metallov i splavov: spravochnoe posobie v 2 t.* [Resistance to fatigue of metals and alloys: reference book in 2 volumes]. Kiev, Naukova dumka Publ., 1987, vol. 1, 510 p., vol. 2, 825 p.