

Е.В. КукушкинСибирский государственный университет науки и технологий
имени академика М.Ф. Решетнева, Россия, Красноярск**ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ
ПРИВАРНЫХ ВИЛОК КАРДАНЫХ ПЕРЕДАЧ**

Одним из недостаточно долговечных узлов, ограничивающих надежность механических трансмиссий транспортно-технологических машин, является карданная передача, поэтому исследование напряженно-деформированного состояния элементов трансмиссий, узлов и агрегатов транспортно-технологических машин (с помощью конечно-элементного анализа) является актуальным. Предложена методика оптимизации параметров конструкции приварной вилки карданной передачи, включающая в себя: 1) оценку прочностных характеристик серийной крестовины карданного шарнира и усовершенствованной крестовины карданного шарнира со сменными шипами и оптимизацию размеров соединения шипа и корпуса крестовины карданного шарнира со сменными шипами; 2) оптимизацию размеров проушин вилок карданной передачи, которая проводилась на основе методов регрессионного анализа, его цель – нахождение такого сочетания параметров размеров длины и ширины каждой проушины, при котором обеспечивается минимальный уровень эквивалентных напряжений в опасном сечении. В результате проведенного регрессионного анализа получены регрессионные модели эквивалентных напряжений конструкций приварных вилок карданых передач всего типоразмерного ряда, табулированием регрессионных моделей эквивалентных напряжений получены значения конструктивно-режимных параметров, обеспечивающих минимальный уровень напряжений конструкции крестовины. Найдены оптимальные размеры ширины и длины проушины карданной передачи с наименьшими напряжениями. Анализ проушин вилки карданной передачи позволил установить граничные значения параметров эквивалентных напряжений, перемещений, коэффициентов запаса усталостной прочности и текучести. Для проведения расчетов применяли библиотеку конечно-элементного анализа FEM системы КОМПАС-3D, разработанную совместно с НТЦ «Автоматизированное проектирование машин». Полученные результаты дают возможность изготовить опытные образцы вилок карданной передачи и провести экспериментальные исследования.

Ключевые слова: вилка карданной передачи, конечно-элементный анализ, напряженно-деформированное состояние.

E.V. Kukushkin

Reshetnev Siberian State University of Science and Technology, Krasnoyarsk, Russian Federation

**INVESTIGATION OF THE STRESS-STRAIN STATE
OF WELD YOKES OF CARDAN DRIVES**

One of the insufficiently durable units that limit the reliability of mechanical transmissions of transport and technological machines is cardan drive; the use of finite element analysis in studies of the stress-strain state of transmission elements, components and assemblies of transport and technological machines is relevant. A technique is proposed for optimizing the design parameters of a weld yoke of cardan drive, including: 1. Evaluation of the strength characteristics of a serial crosspin and an improved crosspin with interchangeable pins, and optimization of the dimensions of the connection between the pin and the crosspin body with interchangeable pins. 2. Optimization of the dimensions of the eyes ends of cardan drive yokes, which was carried out on the basis of regression analysis, the purpose of which was to find such a combination of length and width dimensions of each eye end at which a minimum level of equivalent stresses in a dangerous section is ensured. As a result of the regression analysis, regression models of equivalent stresses of the structures of weld yokes of cardan drives of the entire size range were obtained; by means of tabulation of the regression models of equivalent stresses the values of the structural-mode parameters that ensure the minimum level of stresses of the crosspin design were received. The optimal dimensions of the width and length of the eye end of the cardan drive with the lowest voltage were identified. The analysis of the eye ends of cardan drive yoke made it possible to establish the boundary values of the parameters of equivalent stresses, displacements, safety factors of fatigue strength and fluidity. To carry out the calculations, the FEM finite element analysis library of the KOMPAS-3D system was used, developed jointly by the "Automated Machine Design" Scientific and Technical Center. The results obtained make it possible to manufacture prototypes of cardan drive yokes and conduct experimental research.

Keywords: cardan drive yoke, finite element analysis, stress-strain state.

Введение

Одним из недостаточно долговечных узлов, ограничивающих надежность механических трансмиссий транспортно-технологических машин, является карданная передача [1]. В работе [2] исследована конструкция составной унифицированной вилки карданной передачи. Авторами работы [3] были проведены исследования напряженно-деформированного состояния ремонтпригодной крестовины карданного шарнира. В работе [4] дана оценка напряженно-деформированного состояния карданной передачи привода сельскохозяйственных машин. В работе [5] выполнена оптимизация карданных передач автомобилей «БелАЗ» с использованием САПР. Поэтому исследования в области напряженно-деформированного состояния узлов и агрегатов транспортно-технологических машин являются актуальными.

Методика оптимизации параметров конструкции проушины вилки карданной передачи включала в себя следующие этапы:

1. Оценка прочностных характеристик (рис. 1, где a – эквивалентное напряжение по Мизесу, МПа; b – суммарное линейное перемещение, мм; v – коэффициент запаса по текучести; z – коэффициент запаса по прочности) при нагружении номинальным вращающим моментом (табл. 1), закрепления установлены на основании проушины, а направления действия вращающего момента – в отверстии проушины (см. рис. 1).

Таблица 1

Параметры нагружения приварных вилок карданных передач

| Размер вилки | Вращающий момент, Н·м |
|--------------|-----------------------|
| 1 | 50 |
| 2 | 107,9 |
| 3 | 170 |
| 4 | 284,5 |
| 5 | 400 |
| 6 | 667 |
| 7 | 1815 |

2. Оптимизация размеров проушины вилки карданной передачи. Для проведения расчетов применяли библиотеку конечно-элементного анализа FEM системы КОМПАС-3D (компания «АСКОН», г. Санкт-Петербург), разработанную совместно с НТЦ «Автоматизированное проектирование машин» (г. Королев).

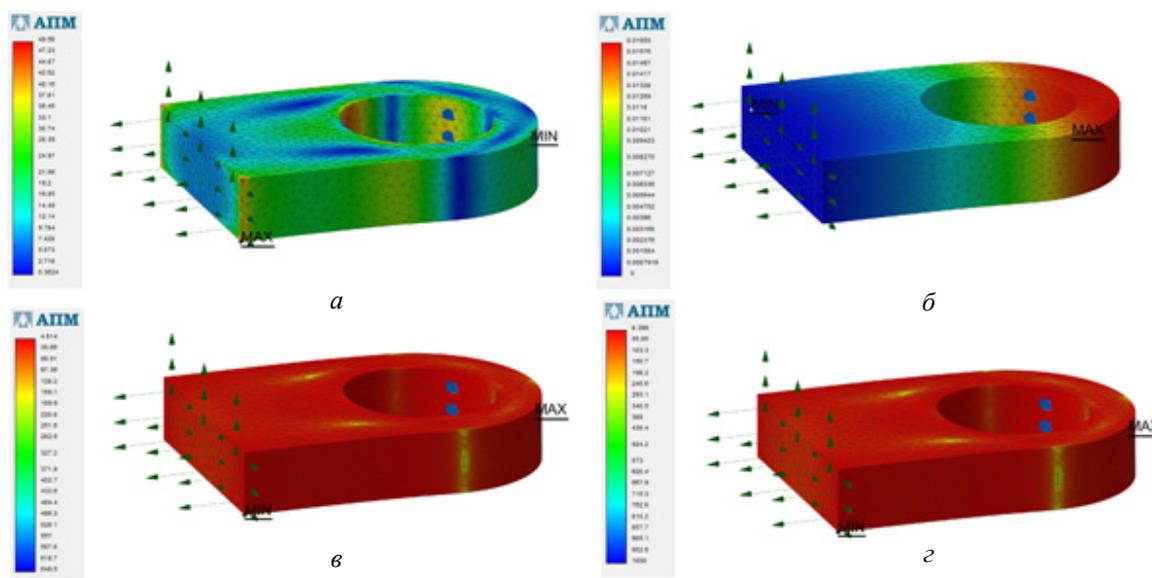


Рис. 1. Конечно-элементный анализ проушины вилки № 1

Второй этап исследований основан на анализе карт напряжений моделей с указанием локаций максимальной концентрации напряжений.

Оптимизация параметров проводилась на основе методов регрессионного анализа, его цель – нахождение такого сочетания параметров размеров ширина проушины X_1 и длина проушины X_2 , при котором обеспечивается минимальный уровень эквивалентных напряжений в опасном сечении. В результате проведенного регрессионного анализа получены регрессионные модели эквивалентных напряжений для каждой приварной вилки всего типоразмерного ряда:

$$\sigma = 1916 - 41,949 \cdot X_1 - 80,021 \cdot X_2 + 0,596 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,605 \cdot X_1^2 + 0,902 \cdot X_2^2, \quad (1)$$

$$\sigma = 1207 - 35,221 \cdot X_1 - 37,944 \cdot X_2 + 0,367 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,586 \cdot X_1^2 + 0,338 \cdot X_2^2, \quad (2)$$

$$\sigma = 2492 - 44,914 \cdot X_1 - 88,708 \cdot X_2 + 0,546 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,498 \cdot X_1^2 + 0,86 \cdot X_2^2, \quad (3)$$

$$\sigma = 2688 - 11,442 \cdot X_1 - 90,118 \cdot X_2 - 0,452 \cdot X_1 \cdot X_2 + 1,01 \cdot X_1^2 + 0,872 \cdot X_2^2, \quad (4)$$

$$\sigma = 497,115 - 13,566 \cdot X_1 - 7,335 \cdot X_2 + 0,014 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,258 \cdot X_1^2 + 0,041 \cdot X_2^2, \quad (5)$$

$$\sigma = 752,952 - 9,4 \cdot X_1 - 13,264 \cdot X_2 + 0,067 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,051 \cdot X_1^2 + 0,065 \cdot X_2^2, \quad (6)$$

$$\sigma = 2219 - 21,218 \cdot X_1 - 36,442 \cdot X_2 + 0,141 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,092 \cdot X_1^2 + 0,161 \cdot X_2^2. \quad (7)$$

В результате табулирования функции получены значения конструктивных параметров, размеры X_1 и X_2 , обеспечивающие минимальный уровень напряжений конструкции (рис. 2–8); на контурных диаграммах показаны минимальные значения напряжений конструкции при размерах X_1 и X_2 .

Анализ проушин вилки карданной передачи позволил установить граничные значения параметров эквивалентных напряжений, перемещений, коэффициентов запаса усталостной прочности и текучести.

На основе данных вычислительного эксперимента получены регрессионные модели эквивалентных напряжений, связывающие конструктивно-режимные параметры и результирующие эквивалентные напряжения в опасном сечении соединения проушины с фланцем вилки карданной передачи. Найдены оптимальные размеры ширины a (параметр X_1) и длины b (параметр X_2) проушины карданной передачи с наименьшими напряжениями, которые могут использоваться в конструкциях вилок карданных передач (рис. 9, табл. 2). При проведении вычислительного эксперимента фаски и скругления не учтены.

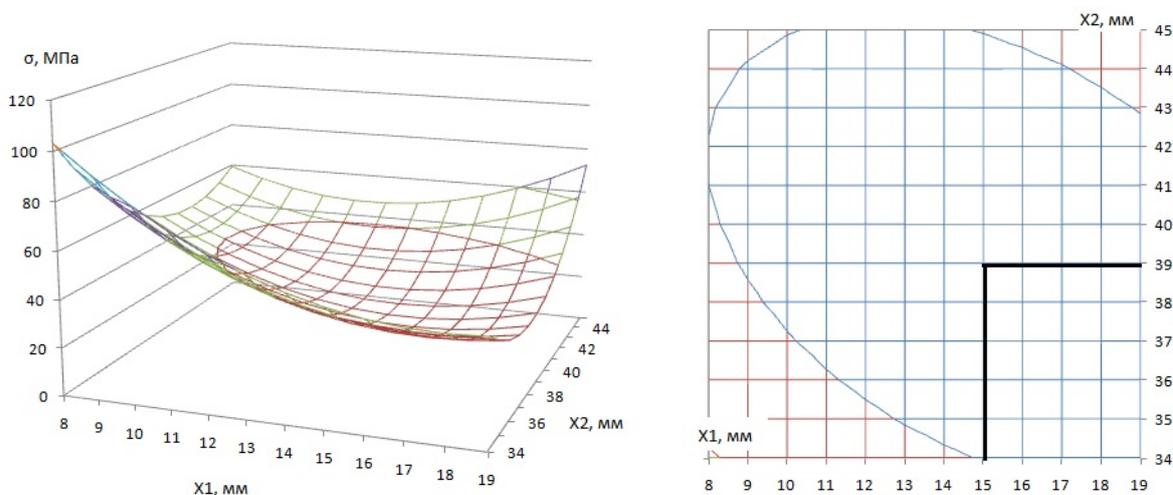


Рис. 2. График поверхности и контурная диаграмма отклика значений напряжений приварной вилки карданного вала первого типоразмера

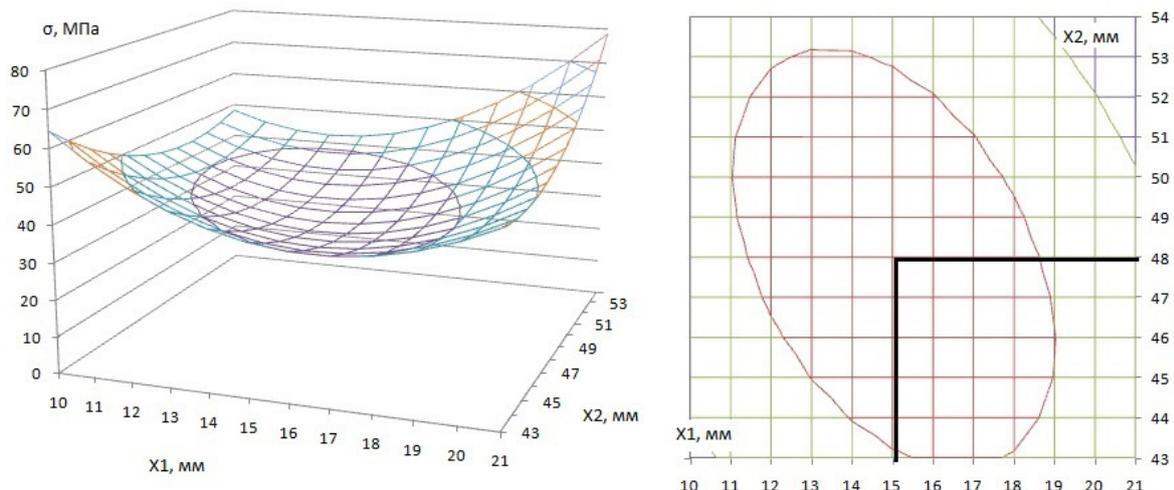


Рис. 3. График поверхности и контурная диаграмма отклика значений напряжений приварной вилки карданного вала второго типоразмера

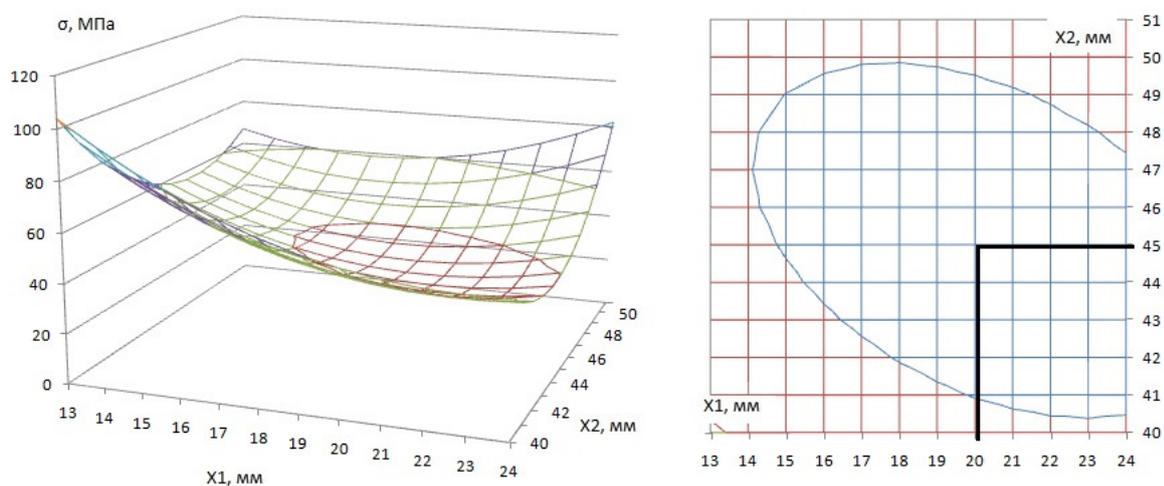


Рис. 4. График поверхности и контурная диаграмма отклика значений напряжений приварной вилки карданного вала третьего типоразмера

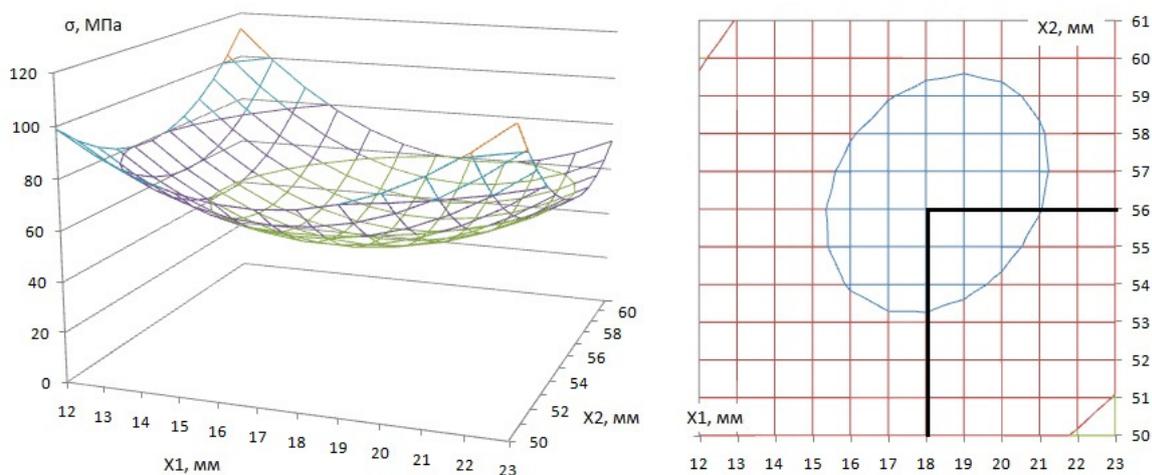


Рис. 5. График поверхности и контурная диаграмма отклика значений напряжений приварной вилки карданного вала четвертого типоразмера

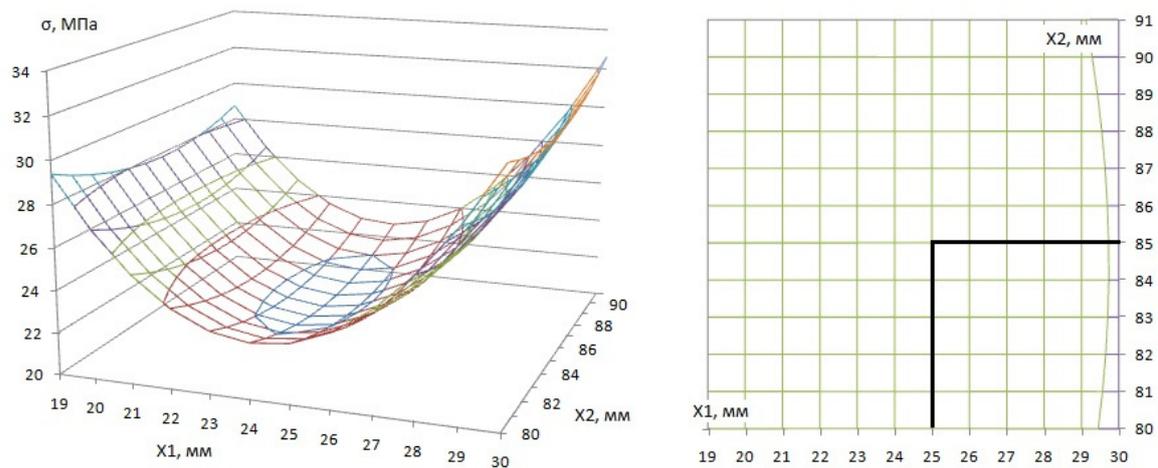


Рис. 6. График поверхности и контурная диаграмма отклика значений напряжений приварной вилки карданного вала пятого типоразмера

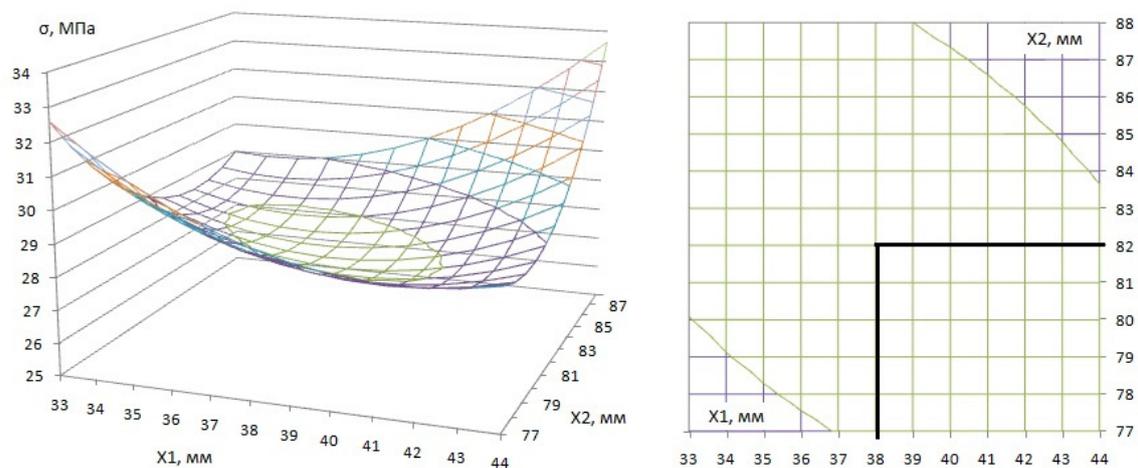


Рис. 7. График поверхности и контурная диаграмма отклика значений напряжений приварной вилки карданного вала шестого типоразмера

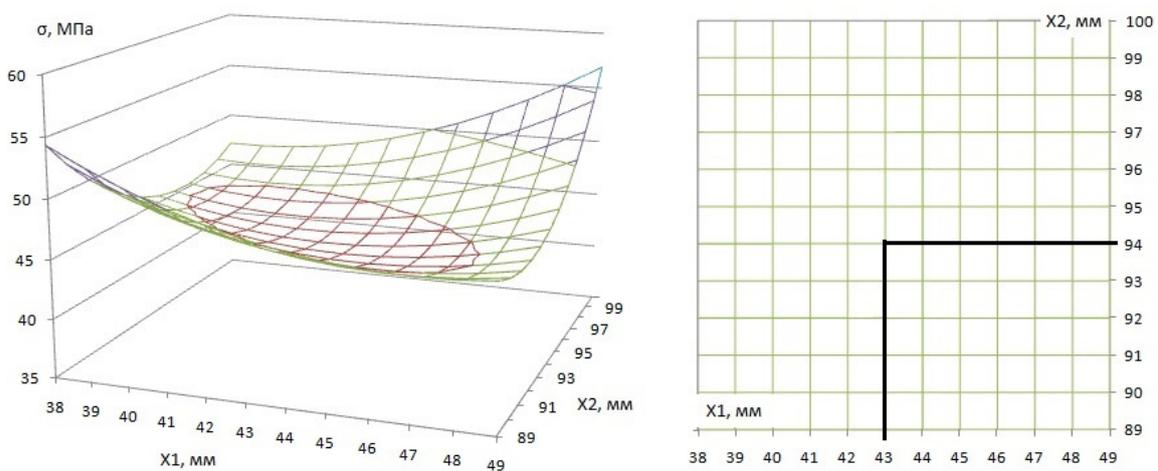


Рис. 8. График поверхности и контурная диаграмма отклика значений напряжений приварной вилки карданного вала седьмого типоразмера

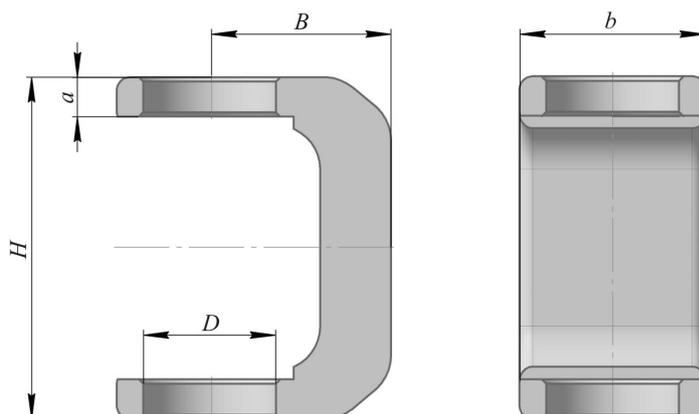


Рис. 9. Размеры приварных вилок карданных передач

Таблица 2

Размеры приварных вилок карданных передач

| Размер вилки | Применяемый подшипник | H , мм | B , мм | D , мм | b , мм | a , мм |
|--------------|---------------------------|------------|----------|----------|----------|----------|
| 1 | ГПЗ704901 | 40 | 36 | 23,8 | 39 | 15 |
| 2 | ГПЗ704902 | 64 | 45 | 28 | 48 | 15 |
| 3 | ГПЗ704702К | 80 | 50 | 30 | 45 | 20 |
| 4 | ГПЗ804704 | 90 | 50 | 35 | 56 | 18 |
| 5 | ГПЗ804805 | 108 | 78 | 39 | 85 | 24 |
| 6 | ГПЗ804907К ГПЗ804906К1 | 127 147 | 82 | 50 | 82 | 38 |
| 7 | ГПЗ804709У2 | 165 | 86 | 62 | 94 | 43 |

Заключение

Получены регрессионные модели эквивалентных напряжений, связывающие конструктивно-режимные параметры и результирующие эквивалентные напряжения в опасном сечении соединения проушины с фланцем вилки карданной передачи. Найдены оптимальные размеры ширины и длины проушины карданной передачи с наименьшими напряжениями. Полученные результаты дают возможность изготовить опытный образец вилки карданной передачи и провести экспериментальные исследования на оборудовании авторской разработки, описанном в работах [6–11], с учетом расчета, описанного в работах [12–15]. Усовершенствованная методика расчета приведена в работе [16].

Список литературы

1. Пастухов А.Г., Тимашов Е.П. Экспертная оценка работоспособности сельскохозяйственной техники // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2011. – № 4. – С. 25–27.
2. Пастухов А.Г., Тимашов Е.П., Кравченко И.Н. Исследование напряженно-деформированного состояния деталей модернизируемых узлов трансмиссий различных машин // Строительные и дорожные машины. – 2015. – № 8. – С. 20–26.
3. Тимашов Е.П., Пастухов А.Г. Исследование напряженно-деформированного состояния ремонтпригодной крестовины карданного шарнира // Тр. Всероссийского научно-исследовательского технологического института ремонта и эксплуатации машинно-тракторного парка. – 2013. – Т. 112. – Ч. 2. – С. 100–105.
4. Кухтов В.Г., Фесун А.А., Шевченко М.А. Оценка напряженно-деформированного состояния карданной передачи привода сельскохозяйственных машин // Вестник ХНТУСГ. – 2012. – № 128. – С. 219–225.

5. Кравченко В.И., Костюкович Г.А., Кипнис М.Е. Оптимизация карданных передач автомобилей «БелАЗ» с использованием регионального распределенного сегмента «СКИФ-UNICORE» // Вестник ГрГУ. – 2011. – № 1 (116). – С. 68–77.
6. Eresko S.P., Eresko T.T., Kukushkin E.V. Method of preparation of the experiment for investigation of universal joints on needle bearings // Сибирский журнал науки и технологий. – 2018. – Т. 19, № 1. – С. 120–136.
7. Сравнительный анализ конструкций испытательных стендов для испытания карданных шарниров / С.П. Ереско, Т.Т. Ереско, Е.В. Кукушкин, В.А. Меновщиков, А.Е. Михеев // Сибирский журнал науки и технологий. – 2017. – Т. 18, № 4. – С. 902–909.
8. Планирование эксперимента по исследованию карданных передач на игольчатых подшипниках / С.П. Ереско, Т.Т. Ереско, Е.В. Кукушкин, В.А. Меновщиков, И.И. Хоменко // Вестник СибГАУ. – 2016. – Т. 17, № 4. – С. 1062–1071.
9. Расчет гидравлической системы тормозного устройства стенда для испытания трансмиссий транспортно-технологических машин / А.С. Ереско, С.П. Ереско, Т.Т. Ереско, Е.В. Кукушкин, В.А. Меновщиков, А.А. Орлов // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. – 2016. – № 4. – С. 60–79. DOI: 10.15593/24111678/2016.04.06
10. Определение динамических параметров привода экспериментального стенда для исследования карданных передач / А.В. Стручков, Е.В. Кукушкин, С.П. Ереско, Т.Т. Ереско // Вестник СибГАУ. – 2016. – Т. 17, № 3. – С. 638–644.
11. Конструкция стенда для проведения испытаний карданных шарниров на игольчатых подшипниках в широком диапазоне размеров с изменением угла излома карданной передачи / Е.В. Кукушкин, С.П. Ереско, Т.Т. Ереско, В.А. Меновщиков, А.А. Орлов // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. – 2016. – № 2. – С. 58–73. DOI: 10.15593/24111678/2016.02.05
12. Чудаков Е.А. Расчет автомобиля. – М.: МАШГИЗ, 1947. – 450 с.
13. Лысов М.И. Карданные механизмы. – М.: ОНТИ, 1945. – 280 с.
14. Лысов М.И. Карданные передачи автомобиля. – М.: МАШГИЗ, 1961. – 320 с.
15. Малаховский Н.Э. Карданные передачи. – М.: МАШГИЗ, 1952. – 220 с.
16. Меновщиков В.А., Ереско С.П. Исследование и совершенствование игольчатых подшипников карданных передач транспортно-технологических машин. – Красноярск: Изд-во КрасГАУ, 2006. – 283 с.

References

1. Pastukhov A.G., Timashov E.P. [Expert evaluation of the efficiency of agricultural machinery]. *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaystva*. 2011. No. 4. P. 25–27.
2. Pastukhov A.G., Timashov E.P., Kravchenko I.N. [Investigation of the stressed-deformed state of the parts of the modernized transmission units of various machines]. *Stroitel'nye i Dorozhnye mashiny*. 2015, No. 8, P. 20-26. (In Russ.).
3. Timashov E.P., Pastukhov A.G. [Investigation of the stress-strain state of the repairable cross of the universal joint]. *Trudy GOSNITI*. 2013. No. 112. Vol. 2. P. 100-105.
4. Kukhtov V.G., Fesun A.A., Shevchenko M.A. [Estimation of the stress-strain state of the universal joint drive transmission of agricultural machines]. *Vyesnik KhNTUSG*. 2012. No. 128. P. 219-225.
5. Kravchenko V.I., Kostyukovich G.A., Kipnis M.E. [Optimization of universal joint gears of BelAZ vehicles using the regional distributed segment SKIF-UNICORE]. *Vestnik GrGU*. 2011. No. 1. Vol. 116. P. 68–77.
6. Eresko S.P., Eresko T.T., Kukushkin E.V., Menovshikov V.A., Orlov A.A. [Method of preparation of the experiment for investigation of universal joints on needle bearings]. *Sibirskiy zhurnal nauki i tekhnologiy*. 2018, Vol. 19, No. 1, P. 120–136
7. Eresko S.P., Eresko T.T., Kukushkin E.V., Menovshikov V.A., Mikheev A.E. [Comparative analysis of structures test apparatus for universal joint]. *Sibirskiy zhurnal nauki i tekhnologiy*. 2017, Vol. 18, No. 4, P. 902–909
8. Eresko S.P., Eresko T.T., Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A., Khomenko I.I. [Planning of experiment on research of cardan transmissions on the needle-shaped bearing]. *Vestnik SibGAU*. 2016. No. 17. P. 1062-1071.
9. Eresko A.S., Eresko S.P., Eresko T.T., Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A., Orlov A. A. [Calculation of the hydraulic system of brake device of stand for the test of transmissions of transport-technological machines]. *Transport. Transportnye sooruzheniya. Ekologiya*. 2016. No. 4. P. 60-79. DOI: 10.15593/24111678/2016.04.06.
10. Struchkov A.V., Kukushkin E.V., Eresko S.P., Eresko T.T. [Determination of dynamic parameters of drive of experimental stand for research of cardan transmissions]. *Vestnik SibGAU*. 2016. No. 17. P. 638-644.

11. Kukushkin E.V., Eresko S.P., Eresko T.T., Menovshchikov V.A., Orlov A.A. [Stand construction for testing the universal joint on needle bearings in wide range of sizes with the angle changing driveline]. *Transport. Transportnye sooruzheniya. Ekologiya*. 2016. No. 2. P. 58-73. DOI: 10.15593/24111678/2016.02.05
12. Chudakov E.A. Raschet avtomobilya [Vehicle Calculation]. Moscow, *MAShGIZ Publ.*, 1947, 450 p.
13. Lysov M.I. Kardannye mekhanizmy [Universal joints mechanisms]. Moscow, *ONTI Publ.*, 1945, 280 p.
14. Lysov M.I. Kardannye peredachi avtomobilya [Universal joints transmission car]. Moscow, *MAShGIZ Publ.*, 1961, 320 p.
15. Malakhovskiy N.E. Kardannye peredachi [Universal joints]. Moscow, *MAShGIZ Publ.*, 1952, 220 p.
16. Menovshchikov V.A., Eresko S.P. Issledovanie i sovershenstvovanie igolchatikh podshipnikov kardanikh peredach transportno-tekhnologicheskikh mashin [Study and improvement of needle bearing universal joint transmission of transport and technological machines]. Krasnoyarsk: KrasGAU, 2006, 283 p.

Получено 29.09.2019

Об авторе

Кукушкин Евгений Владимирович (Красноярск, Россия) – старший преподаватель кафедры «Основы конструирования машин» Сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М.Ф. Решетнева (Россия, 660014, г. Красноярск, пр. Имени газеты «Красноярский рабочий», 31, e-mail: ironjeck@mail.ru).

About the authors

Evgeniy V. Kukushkin (Krasnoyarsk, Russian Federation) – Senior Lecturer, Department of Machine Design Basics, Reshetnev Siberian State University of Science and Technology (31, Krasnoyarsky Rabochoy av., Krasnoyarsk, 660037, Russian Federation, e-mail: ironjeck@mail.ru).