

Кукушкин Е.В. Исследование углов закручивания карданных валов и коэффициента полезного действия карданной передачи // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение. – 2021. – Т. 23, № 1. – С. 66–73. DOI: 10.15593/2224-9877/2021.1.09

Kukushkin E.V. Investigation of the angles of twisting of cardan shafts and the efficiency of the cardan transmission. *Bulletin PNRPU. Mechanical engineering, materials science*, 2021, vol. 23, no. 1, pp. 66–73. DOI: 10.15593/2224-9877/2021.1.09

---

**ВЕСТНИК ПНИПУ. Машиностроение, материаловедение**  
**Т. 23, № 1, 2021**

**Bulletin PNRPU. Mechanical engineering, materials science**  
<http://vestnik.pstu.ru/mm/about/inf/>

---

DOI: 10.15593/2224-9877/2021.1.09  
УДК 539.3

**Е.В. Кукушкин**

Сибирский государственный университет науки и технологий  
им. академика М.Ф. Решетнева, Красноярск, Россия

**ИССЛЕДОВАНИЕ УГЛОВ ЗАКРУЧИВАНИЯ КАРДАНЫХ ВАЛОВ  
И КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ**

Приведены результаты использования углов закручивания карданных валов и коэффициента полезного действия карданной передачи. Задача исследований заключается в совершенствовании методики расчета угла закручивания карданной передачи и коэффициента полезного действия карданной передачи с использованием теоретических и экспериментальных исследований, а для этого необходимо: провести испытания карданных передач, характеризуемые переменными значениями крутящего и тормозного моментов и изменением конструктивных параметров карданной передачи в каждом опыте; провести расчет погрешностей эксперимента. Для исследований использовался стенд для испытаний карданных передач на игольчатых подшипниках, который создает вращающий момент с помощью электродвигателя, а устройство нагружения выполнено гидравлическим, где нагрузка на карданную передачу создается с помощью гидравлического насоса и регулируемого дросселя. Для исключения перегрева рабочей жидкости в гидравлической системе имеется теплообменник, а для предупреждения превышения рабочего давления установлен предохранительный клапан, управляемый электроконтактным манометром, который в случае превышения рабочего давления срабатывает и направляет поток рабочей жидкости в гидравлический бак, при этом давление в гидравлической системе падает. В результате проведенных экспериментальным путем исследований по выявлению влияния длины карданной передачи, угла перекоса валов карданной передачи, нагрузки и частоты вращения карданной передачи на угол закручивания вала карданной передачи и коэффициент полезного действия карданной передачи получены регрессионные уравнения для определения угла закручивания от перечисленных выше параметров и коэффициент полезного действия карданной передачи для введения их в усовершенствованную методику расчета карданных передач.

**Ключевые слова:** карданная передача, карданный шарнир, шарнир неравных угловых скоростей, угол закручивания карданного вала, угол перекоса валов, коэффициент полезного действия, совершенствование методики расчета, полезная мощность, затраченная мощность, экспериментальное определение.

**E.V. Kukushkin**

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

**INVESTIGATION OF THE ANGLES OF TWISTING OF CARDAN SHAFTS  
AND THE EFFICIENCY OF THE CARDAN TRANSMISSION**

The paper presents the results of the investigation of the angles of twisting of cardan shafts and the efficiency of the cardan transmission. The task of the investigation is to improve the methodology for calculating the angle of twist of the cardan transmission and the efficiency of the cardan transmission using theoretical and experimental investigations, and for this it is necessary: to test the cardan transmissions characterized by variable values of torque and braking torques and changes in the design parameters of the cardan transmission in each experiment, calculate the experimental errors. For investigations, a needle-bearing gimbal test bench was used, which generates torque using an electric motor, and the loading device is hydraulic, where the gimbal drive is loaded with a hydraulic pump and an adjustable throttle. To prevent overheating of the working fluid in the hydraulic system, there is a heat exchanger, and to prevent exceeding the working pressure, a safety valve is installed, which is controlled by an electrocontact pressure gauge, which, if the working pressure is exceeded, is triggered and directs the flow of working fluid into the hydraulic tank and the pressure in the hydraulic system drops. As a result of experimental investigations to identify the influence of the length of the cardan transmission, the angle of misalignment of the shafts of the cardan gear, the load and the rotational speed of the cardan gear on the angle of twisting of the cardan shaft and the efficiency of the cardan gear, as a result of which regression equations were obtained for determining the angle of twisting from the listed higher parameters and efficiency of cardan transmission for their introduction into an improved method for calculating cardan transmission.

**Keywords:** cardan transmission, cardan joint, joint of unequal angular velocities, angle of twist of the cardan shaft, angle of misalignment of shafts, efficiency, improvement of the calculation method, useful power, consumed power, experimental determination.

В процессе эксплуатации на карданную передачу воздействуют многочисленные возмущающие силы, переменные нагрузки разной частоты, поэтому задача эксперимента состоит в поиске оптимальных условий функционирования карданной передачи, а именно в определении максимального коэффициента полезного действия карданной передачи в зависимости от конструктивных параметров: выбранной длины и угла перекоса валов карданной передачи, а также режимных параметров – нагрузочного (полезного) момента и угловой скорости вращения.

Разработке теории проектирования и конструкций карданных передач с целью повышения надежности и долговечности как передач, так и транспортно-технологических машин и оборудования посвящены исследования С.М. Гайдара, И.Г. Голубева, М.Г. Дегтярева, И.Я. Дьякова, Л.А. Егорова, С.П. Ереско, Т.Т. Ереско, М.Н. Ерохина, А.В. Ефимцева, С.Н. Иванова, С.Н. Кожевникова, С.А. Лапшина, М.И. Лысова, В.П. Лялякина, Я.Э. Малаховского, В.А. Меновщикова, А.Г. Пастухова, А.М. Сигаева, Е.П. Тимашова, Э.П. Флика, Л.В. Харазия, И.С. Цитовича, В.И. Чернованова, Е.А. Чудакова и др. [1–22].

Задача исследований заключается в совершенствовании методики расчета угла закручивания карданной передачи и коэффициента полезного действия карданной передачи с использованием теоретических и экспериментальных исследований, а для этого необходимо: провести испытания карданных передач, характеризуемые переменными значениями крутящего и тормозного моментов и изменением конструктивных параметров кардан-

ной передачи в каждом опыте, провести расчет погрешностей эксперимента.

### Используемое для исследований оборудование

Для исследований использовался стенд для испытаний карданных передач на игольчатых подшипниках (рис. 1), включающий в себя электродвигатель 1, выходной вал которого соединен с входным валом механической коробки переключения передач 2, соединенной выходным валом с входным валом испытываемой карданной передачи 3, которые установлены на раме 4. Выходной вал карданной передачи 3 соединен с входным валом раздаточного редуктора 5, установленного на дополнительной раме 6 вместе с устройством нагружения, которое выполнено гидравлическим и представляет собой гидравлический насос 7, вал которого присоединен к выходному валу раздаточного редуктора 5. Входной канал гидравлического насоса 7 соединен с гидравлическим баком 8 с рабочей жидкостью, а его выходной канал присоединен к входному каналу дросселя 9, регулирующему нагрузку. Между дросселем и гидравлическим насосом установлен манометр 10, отградуированный в единицах тормозного момента, и предохранительный клапан 11 для выпуска избыточного давления в гидравлический бак 8. Выходной канал дросселя подсоединен к гидравлическому баку через теплообменник 12. Предохранительный клапан 11 подключен электрически к электроконтактному манометру 13, который включен в электрическую сеть и представляет собой электромагнитный

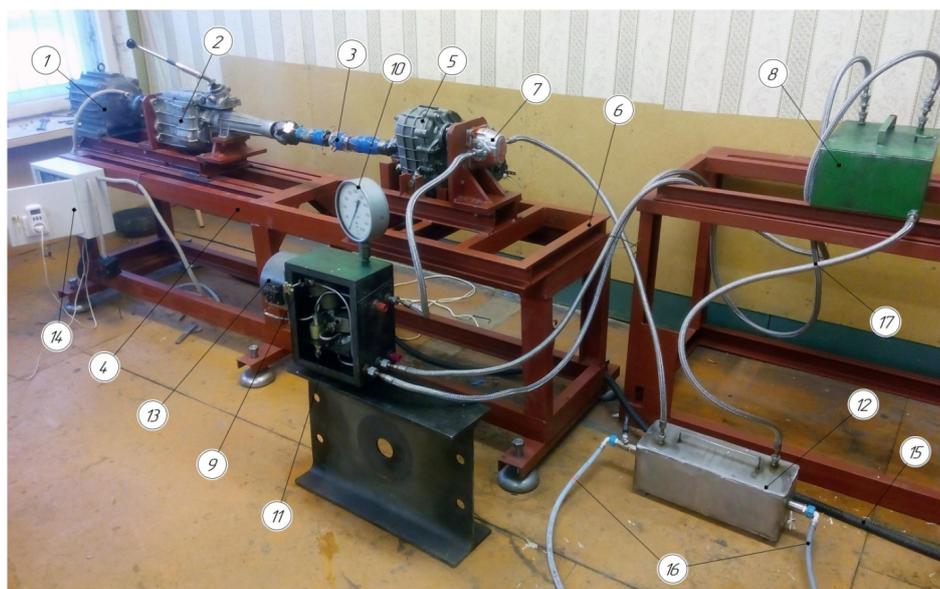


Рис. 1. Стенд для испытаний карданных передач

клапан постоянного тока с напряжением 24 В. На стенде установлены щит электроуправления 14, в котором установлена система электропитания и система передачи данных на ПК. Щит электроуправления подключен к сети питания кабелем 15, система охлаждения подключена шлангами 16 к водопроводу и канализации, гидравлическая система подключена к гидронасосу рукавами высокого давления 17.

Стенд для испытаний карданных передач работает следующим образом: электродвигатель создает вращающий момент, который передается на механическую коробку переключения передач с помощью муфты, а с коробки переключения передач вращающий момент передается на входной конец карданной передачи, а нагрузка от гидравлического устройства нагружения передается на выходной конец карданной передачи. Момент гидравлического устройства нагружения создается с помощью гидравлического насоса и регулируемого дросселя. При вращении ведущего и ведомого роторов гидравлического насоса на стороне входа рабочей жидкости создается разрежение, в результате чего жидкость под атмосферным давлением заполняет впадины между зубьями гидравлического насоса и в них перемещается со стороны входа рабочей жидкости на сторону выхода рабочей жидкости. На выходе при зацеплении зубьев происходит выдавливание рабочей жидкости в магистраль гидравлической системы. Установленный в магистрали высокого давления регулируемый дроссель препятствует движению рабочей жидкости, но при этом гидравлический насос создает высокое давление рабочей жидкости, вследствие которого возникает нагружение на валу гидравлического насоса, передающееся с помощью раздаточного редуктора на карданный вал. Для исключения перегрева рабочей жидкости в гидравлической системе имеется теплообменник, а для предупреждения превышения рабочего давления установлен предохранительный клапан, управляемый электроконтактным манометром, который в случае превышения рабочего давления срабатывает и направляет поток рабочей жидкости в гидравлический бак, при этом давление в гидравлической системе падает [23].

### Результаты и их обсуждение

Для оценки качества агрегатов с наилучшими показателями по принципу расхода энергии используется коэффициент полезного действия [24]. Уравнение сохранения энергии можно записать в виде суммы значений мощности сил, действующих в агрегате:

$$N_{\text{затр}} - N_{\text{полезн}} - N_{\text{потерь}} \pm N_{\text{ин}} \pm N_{\text{упр}} \pm N_G = 0,$$

где  $N_{\text{затр}}$  – мощность, передаваемая агрегатом, Вт;  $N_{\text{полезн}}$  – мощность сил полезного сопротивления, Вт;  $N_{\text{потерь}}$  – мощность сил вредного сопротивления, в том числе сил трения, Вт;  $N_{\text{ин}}$  – мощность сил инерции (кинетическая или избыточная), Вт;  $N_{\text{упр}}$  – мощность, затрачиваемая на деформацию звеньев, Вт;  $N_G$  – мощность сил тяжести звеньев, Вт.

Знаки перед числами уравнения энергетического баланса выбраны по физическому смыслу: положительный знак стоит перед мощностью, увеличение которой вызывает рост скорости вращения карданной передачи. Мощность, затрачиваемая на преодоление сил полезного сопротивления  $N_{\text{полезн}}$ , характеризуется мгновенным коэффициентом полезного действия

$$\eta_{\text{мгн}} = \frac{N_{\text{полезн}}}{N_{\text{затр}}}.$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление силы вредного сопротивления, характеризуется мгновенным коэффициентом потерь

$$\chi_{\text{мгн}} = \frac{N_{\text{потерь}}}{N_{\text{затр}}}.$$

В течение полного цикла установившегося движения машины сумма работ последних трех слагаемых энергетического баланса равна нулю, т.е.

$$\int (N_{\text{ин}} + N_{\text{упр}} + N_G) dt = 0,$$

или

$$\int (T_{\text{ин}} + T_{\text{упр}} + T_G) dt = 0,$$

где  $T_{\text{ин}}$  – момент сил инерции, Н·м;  $T_{\text{упр}}$  – момент сил упругости, Н·м;  $T_G$  – момент сил тяжести звеньев, Н·м.

В связи с этим интегрирование уравнения баланса мощностей за полный цикл установившегося движения позволяет записать баланс работ в виде

$$A_{\text{цикл}} = (A_{\text{полезн}} + A_{\text{потерь}})_{\text{цикл}},$$

где  $A_{\text{цикл}}$  – работа агрегата за цикл  $\tau$ , Дж;  $(A_{\text{полезн}})_{\text{цикл}}$  – работа сил полезного сопротивления за цикл  $\tau$ , Дж;  $(A_{\text{потерь}})_{\text{цикл}}$  – работа сил вредного сопротивления за цикл  $\tau$ , Дж, которые определяются как

$$A_{\text{цикл}} = \int_0^{\tau} N_{\text{затр}} dt;$$

$$(A_{\text{полезн}})_{\text{цикл}} = \int_0^{\tau} P_{\text{полезн}} dt;$$

$$(A_{\text{потерь}})_{\text{цикл}} = \int_0^{\tau} P_{\text{потерь}} dt.$$

Поскольку силами вредного сопротивления являются преимущественно силы трения в кинематических парах, КПД механизма можно оценивать, зная эти потери на трение.

Критериями, позволяющими оценить экономичность расхода энергии (работы агрегата) за цикл движения, могут служить доля потерь и цикловой КПД:

$$d_{\text{потерь}} = \left( \frac{A_{\text{потерь}}}{A} \right)_{\text{цикл}}$$

и

$$\eta_{\text{цикл}} = \left( \frac{A_{\text{полезн}}}{A} \right)_{\text{цикл}}$$

В цикле установившегося движения они не являются независимыми параметрами, а однозначно связаны между собой как средние значения функций их изменения за цикл.

Общий КПД станда определится как

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{эл. дв}} \cdot \eta_{\text{мкпп}_i} \cdot \eta_{\text{кп}} \cdot \eta_{\text{рр}} \cdot \eta_{\text{ун}}$$

где  $\eta_{\text{эл. дв}}$  – КПД электродвигателя, определяется по справочным данным;  $\eta_{\text{мкпп}_i}$  – КПД коробки переключения передач  $i$ -передачи;  $\eta_{\text{кп}}$  – КПД карданной передачи;  $\eta_{\text{рр}}$  – КПД раздаточного редуктора (раздаточной коробки);  $\eta_{\text{ун}}$  – КПД устройства нагружения.

При постановке эксперимента использовался план факторного эксперимента  $N = 4^{5-2}$ , факторами которого являются: длина карданной передачи ( $L$ , мм), угол излома карданной передачи ( $\gamma$ , град); частота вращения двигателя ( $n_i$ , мин<sup>-1</sup>); нагрузочный момент ( $T$ , Н·м). В качестве целевой функции принимаем величину коэффициента полезного действия ( $\eta$ ). Уровни факторов и интервалы варьирования представлены в табл. 1

Таблица 1

Уровни факторов и интервалы варьирования при постановке 1-го эксперимента

Фактор	Уровень факторов				Интервал варьирования
	1	2	3	4	
Частота вращения двигателя $n$ , мин <sup>-1</sup>	930	640	400	260	100
Нагрузочный момент $T$ , МПа	10				10
Длина карданной передачи $L$ , мм	525				20
Угол излома карданной передачи $\gamma$ , град	10				4

Обработку полученных экспериментальных данных производили с помощью программного продукта для ЭВМ EREGRE [25] с целью получе-

ния уравнения линейной множественной регрессии по определению коэффициента полезного действия станда, приведенного ниже:

$$\eta = -0,9719 - 0,0005L + 0,0002\gamma + 0,0003n + 0,8304T.$$

В результате выполненных расчетов и проведенных исследований средняя погрешность аппроксимации составила 8,653 68 %, что говорит о хорошо подобранных моделях уравнения. Достоверность результатов обеспечена планированием и обработкой экспериментальных данных и их регрессионным анализом, подтверждающим адекватность полученных регрессионных моделей и относительную погрешность аппроксимации, не превышающую 9 % [26, 27].

Вследствие того, что в случае выражения КПД через мощности, при учете сил инерции, можно получить значение его больше единицы, что не соответствует самому определению и природе КПД, поэтому рассмотрим его через работу сил в пределах цикла, т.е. в пределах одного оборота.

Тогда цикловой КПД принимает вид

$$\eta_{\text{кп}} = \frac{(N_{\text{полезн}})_{\text{цикл}}}{(N_{\text{полезн}} + N_{\text{потерь}})_{\text{цикл}}} = \frac{(N_{\text{кп}} + N_{\text{потерь}})_{\text{цикл}}}{(N_{\text{кп}})_{\text{цикл}}} = 1 - d_{\text{потерь}}$$

В результате вычислений получаем график расчетных и замеренных значений коэффициента полезного действия карданной передачи (рис. 2).

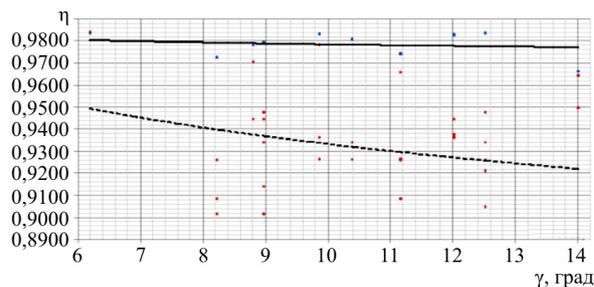


Рис. 2. График расчетных и замеренных значений коэффициента полезного действия карданной передачи: — — расчетное значение КПД; - - - - замеренное значение КПД

При постановке второго эксперимента использовался план факторного эксперимента  $N = 2^3$ , факторами которого являются: длина карданной передачи  $L$  (мм) –  $X_1$ , угол излома карданной передачи  $\gamma$  (град) –  $X_2$ . В качестве целевой функции принимаем величину коэффициента полезного действия  $\eta$  –  $Y$ . Уровни факторов и интервалы варьирования представлены в табл. 2.

Таблица 2

Уровни факторов и интервалы варьирования при постановке 2-го эксперимента

Фактор	Уровень факторов	Интервал варьирования
Длина карданной передачи $L$ , мм	510	25
Угол излома карданной передачи $\gamma$ , град	10	4

Обработку полученных экспериментальных данных производили с помощью программного продукта для ЭВМ EREGRE [25] и MathCAD с целью получения уравнения линейной множествен-

ной регрессии по определению расчета коэффициента полезного действия карданной передачи, приведенного ниже:

$$\eta = -4,3506 + 24,8511L - 0,1930\gamma + 0,2782L\gamma - 27,3151L^2 + 0,0024\gamma^2.$$

Средняя погрешность аппроксимации при этом равна 1,64 %.

При постановке эксперимента по исследованию углов закручивания карданных валов [28–30] использовался план факторного эксперимента  $N = 4^{3-2}$ . Факторы: длина карданной передачи  $L$  (мм), угол перекося валов карданной передачи  $\gamma$  (град); частота вращения двигателя  $n$  (мин<sup>-1</sup>);

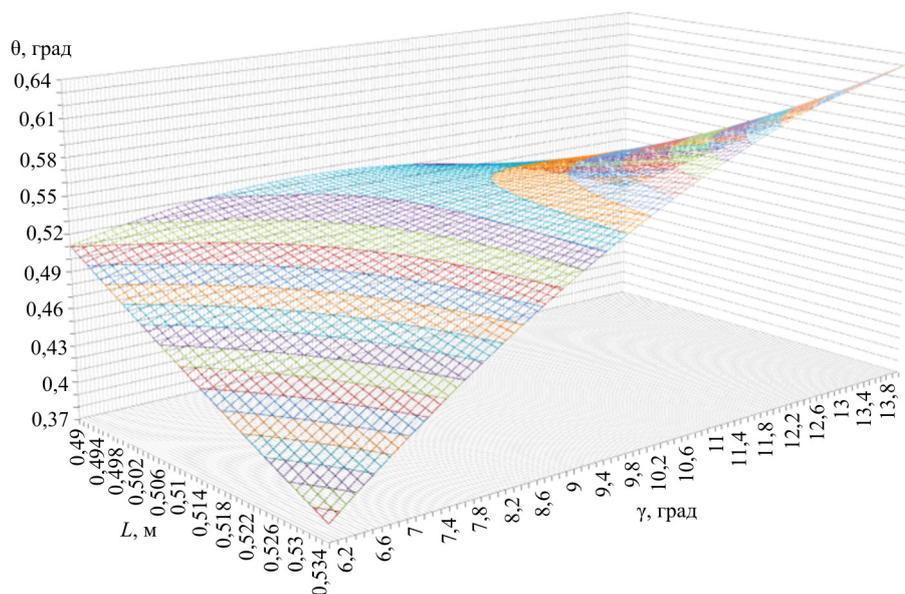


Рис. 3. График зависимости углов закручивания карданной передачи от длины карданной передачи и угла излома валов

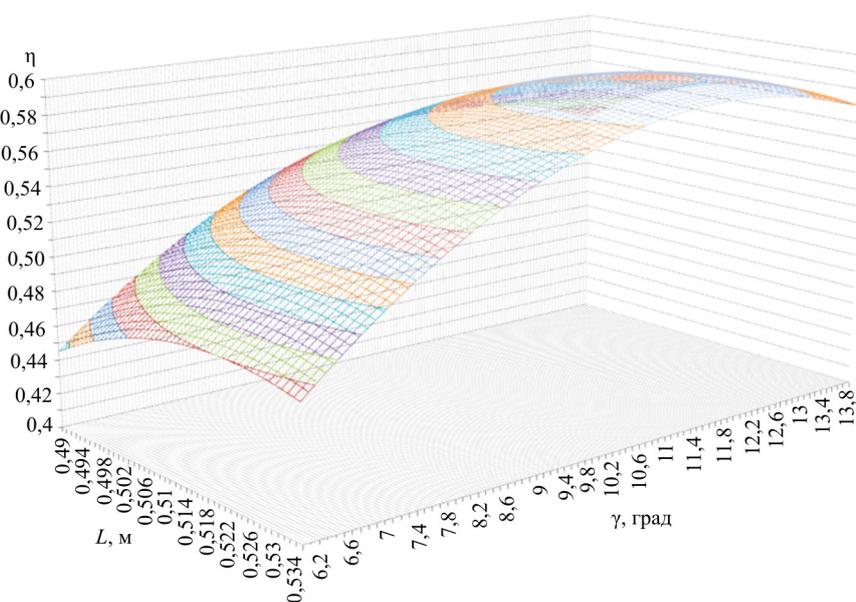


Рис. 4. График зависимости КПД стнда от длины карданной передачи и угла излома валов

тормозной момент  $T$  (МПа). В качестве целевой функции вначале принимаем величину угла закручивания карданного вала  $\theta$  (град). В табл. 2 представлены уровни факторов и интервалы варьирования.

Под действием создаваемой нагрузки в карданной передаче возникает упругая деформация кручения, способствующая возникновению и росту деформации кручения, выраженной суммарным углом перекоса валов карданной передачи. На вычисления и измерение данного угла влияют погрешности изготовления отдельных деталей конструкции карданной передачи, температура, различная жесткость отдельных элементов конструкции карданной передачи, а также люфты и зазоры в соединениях, напряжения в сечениях карданного вала.

Испытания карданных передач выполняли на четырех режимах работы, характеризующих переменными значениями моментов и изменением конструктивных параметров карданной передачи в каждом опыте. Обработку полученных экспериментальных данных производили с помощью программного продукта для ЭВМ EREGRE [25] с целью получения уравнения линейной множественной регрессии по определению угла закручивания карданного вала, приведенного ниже:

$$\theta = -7,4983 - 0,0448L + 0,0030\gamma + 0,0001n + 4,0404T.$$

При всех значениях величины закручивания карданного вала, для которых проводилось измерение параметров, проводили статистическую обработку по оценке средних значений параметров  $m_q(D_j)$  и их среднеквадратических отклонений  $\sigma_q(D_j)$ .

В результате выполненных расчетов и проведенных исследований средняя погрешность аппроксимации составила 8,215 60 %, что говорит о хорошо подобранной модели уравнения. На рис. 3 представлен график зависимости углов закручивания карданной передачи от длины и угла перекоса валов. На рис. 4 представлен график зависимости коэффициента полезного действия карданной передачи от длины и угла перекоса валов.

### Заключение

Проведены экспериментальные исследования по выявлению влияния длины карданной передачи, углов излома карданной передачи, частоты вращения электродвигателя, нагрузочного момента устройства нагружения на КПД стенда для испытания карданных передач. Получено уравнение регрессионной модели влияния параметров: длины карданной передачи, углов излома карданной передачи, частоты вращения электродвигателя, нагрузочного момента устройства нагружения – на КПД стенда для испытания карданных передач.

В результате проведенных экспериментальным путем исследований по выявлению влияния длины карданной передачи, угла перекоса валов карданной передачи, нагрузки и частоты вращения карданной передачи на угол закручивания вала карданной передачи получено регрессионное уравнение для определения угла закручивания в зависимости от перечисленных выше параметров с целью введения их в усовершенствованную методику расчета карданных передач.

Получены зависимости КПД карданной передачи от ее конструктивно-режимных параметров. Получено уравнение регрессионной модели влияния параметров – длины карданной передачи, углов излома карданной передачи – на КПД карданной передачи. В результате вычислений получен график расчетных и замеренных значений КПД карданной передачи. Расхождение экспериментальных значений и расчетных составило менее 5 %.

### Список литературы

1. Erokhin M.N., Pastukhov A.G., Timashov E.P. Analysis of wear of the cardan cross the joints John Deer tractor // Traktori i Pogonske Mašine. – 2016. – Vol. 21, no. 1. – P. 24–29.
2. Pastukhov A.G., Timashov E.P. Analytical model of temperature condition elementary interface of the cardan joint // Tractors and Power Machines. – 2018. – Vol. 23, no. 1–2. – P. 43–50.
3. Меновщиков В.А., Ереско С.П. Исследование и совершенствование игольчатых подшипников карданных передач транспортно-технологических машин / КрасГАУ. – Красноярск, 2006. – 283 с.
4. Popov V.L. Kontaktmechanik und Reibung. Ein Lehr- und Anwendungsbuch von der Nanotribologie bis zur numerischen Simulation. – Springer-Verlag, 2009. – 328 p.
5. Popov V.L. Contact mechanics and friction. Physical principles and applications. – Springer-Verlag, 2010. – 362 p.
6. Hyun S., Robbins M.O. Elastic contact between rough surfaces: Effect of roughness at large and small wavelengths // Tribology International. – 2007. – Vol. 40, no. 10–12 – P. 1413–1422.
7. Johnson K.L. Contact mechanics / Cambridge University Press. – Cambridge, 1987. – 452 p.
8. Methodology and results of microstructural analysis of reinforced cardan crosses / A.G. Pastukhov, N.M. Degtyarev, A.V. Zakharin, E.P. Timashov // Traktori i Pogonske Mašine. – 2014. – Vol. 19, no. 2 – P. 41–46.
9. Меновщиков В.А. Повышение работоспособности игольчатых шарниров карданных передач приводов транспортно-технологических машин: дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.02 / КрасГАУ. – Красноярск, 2006. – 329 с.
10. Меновщиков В.А. Повышение работоспособности игольчатых шарниров карданных передач приводов транспортно-технологических машин: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.02 / КрасГАУ. – Красноярск, 2006. – 36 с.
11. Стручков А.В. Исследование и совершенствование элементов гидромеханической трансмиссии гусе-

ничного бульдозера: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02 / СФУ. – Красноярск, 2009. – 22 с.

12. Малаховский Н.Э. Карданные передачи. – М.: МАШГИЗ, 1952. – 220 с.

13. Tightness and leakage in applying reinforced rubber sleeves to shafts / M.N. Erokhin, O.A. Leonov, Yu.V. Kataev, O.M. Mel'nikov // *Russian Engineering Research*. – 2019. – Vol. 39, no. 6. – P. 459–462.

14. Leonov O.A., Shkaruba N.Zh., Vergazova Yu.G. Determining the tolerances in fitting for joints with interference // *Russian Engineering Research*. – 2019. – Vol. 39, no. 7. – P. 544–547.

15. Makhovskaya Y.Y. Modeling of stationary frictional heating of a coated body // *Journal of Friction and Wear*. – 2019. – Vol. 40, no. 3. – P. 258–265.

16. Pastukhov A.G., Timashov E.P., Parnikova T.V. System approach to assessment of thermal stress of units of transmissions // *Applied Engineering Letters*. – 2017. – Vol. 2, no. 2 – P. 65–68.

17. Pastukhov A.G., Timashov E.P., Parnikova T.V. Monitoring of reliability of agricultural machinery on the basis of methods of thermodiagnosics of drive lines // *Traktori i Pogonske Mašine*. – 2017. – Vol. 22, no. 1-2. – P. 31–38.

18. Pastukhov A.G., Timashov E.P. Assessment of reliability of cardan joints on the basis of analytical models of thermal stress // *Tekhnichny Servis Agropromislovy, Lisovy that Transport Kompleksiv*. – 2017. – Vol. 8. – P. 43–48.

19. Timashov E.P. Modeling of temperature condition of bearing mount assembly of the cardan joint // *Innovation in Agrarian and Industrial Complex: Problems and Prospects*. – 2019. – Vol. 2, no. 22. – P. 87–100.

20. Pastukhov A.G., Timashov E.P. Analytical model of temperature condition elementary interface of the cardan joint // *Traktori i Pogonske Mašine*. – 2018. – Vol. 23, no. 1-2. – P. 43–50.

21. Adaptivity of thermal diagnostics method of mechanical transmission assemblies / A. Pastukhov, E. Timashov, I.N. Kravchenko, T. Parnikova // *Engineering for Rural Development*. – 2020. – P. 107–113. DOI: 10.22616/ERDev2020.19.TF024

22. Pastukhov A.G., Timashov E.P. A finite element method in the system of thermodiagnosics of joints of cardan transfers // *Current Problems of Agroengineering in the 21st Century*. – 2018. – P. 373–378.

23. Сравнительный анализ конструкций испытательных стендов для испытания карданных шарниров / С.П. Ереско [и др.] // *Сибирский журнал науки и технологий*. – 2017. – № 18 (4). – С. 902–909.

24. Леонов И.В., Леонов Д.И. Теория механизмов и машин. – М.: Юрайт-Издаг, 2009. – 239 с.

25. Ереско С.П. Регрессионный анализ многофакторных экспериментальных исследований (EREGRE): св-во об офиц. регистр. программы для ЭВМ № 2004610534 (РФ). – № 2003612713; заявл. 24.12.2003; опублик. 24.02.2004.

26. Совершенствование методики расчета коэффициента полезного действия карданной передачи с целью оптимизации ее конструктивных и эксплуатационных параметров / С.П. Ереско [и др.] // *Транспорт. Транспортные сооружения. Экология*. – 2017. – № 3. – С. 25–45. DOI: 10.15593/24111678/2017.03.02

27. Кукушкин Е.В., Ереско Т.Т. Исследования коэффициента полезного действия карданной передачи // *Актуальные проблемы авиации и космонавтики: материалы VI Междунар. науч. конф., г. Красноярск, 13–17 апреля 2020 г.* – Красноярск, 2020. – С. 377–379.

28. Ереско С.П., Ереско Т.Т., Кукушкин Е.В. Совершенствование методики расчета угла закручивания карданной передачи // *Решетневские чтения*. – 2017. – С. 564–567.

29. Кукушкин Е.В., Ереско Т.Т. Исследования углов закручивания карданного вала // *Актуальные проблемы авиации и космонавтики: сб. ст. VI Междунар. науч. конф. творч. молодежи, г. Красноярск, 13–17 апреля 2020 г.* – Красноярск, 2020. – С. 380–382.

30. Совершенствование методики расчета угла закручивания карданной передачи с использованием теоретических и экспериментальных исследований / С.П. Ереско [и др.] // *Сибирский журнал науки и технологий*. – 2018. – № 19 (4). – С. 668–676. DOI: 10.31772/2587-6066-2018-19-4-668-676

## References

1. Erokhin M.N., Pastukhov A.G., Timashov E.P. Analysis of wear of the cardan cross the joints John Deer tractor. *Traktori i Pogonske Mašine*, 2016, vol. 21, no. 1, pp. 24–29.

2. Pastukhov A.G., Timashov E.P. Analytical model of temperature condition elementary interface of the cardan joint. *Tractors and Power Machines*, 2018, vol. 23, no. 1–2, pp. 43–50.

3. Menovshchikov V.A., Eresko S.P. Issledovanie i sovershenstvovanie igol'chatykh podshipnikov kardannykh peredach transportno-tehnologicheskikh mashin [Research and Improvement of Needle Bearings in Cardan Transmissions of Transport Technological Machines]. KrasGAU. Krasnoarsk, 2006, 283 p.

4. Popov V.L. Kontaktmechanik und Reibung. Ein Lehr- und Anwendungsbuch von der Nanotribologie bis zur numerischen Simulation. *Springer-Verlag*, 2009, 328 p.

5. Popov V.L. Contact mechanics and friction. Physical principles and applications. *Springer-Verlag*, 2010, 362 p.

6. Hyun S., Robbins M.O. Elastic contact between rough surfaces: Effect of roughness at large and small wavelengths. *Tribology International*, 2007, vol. 40, no. 10-12, pp. 1413–1422.

7. Johnson K.L. Contact mechanics. Cambridge University Press. Cambridge, 1987, 452 p.

8. Pastukhov A.G., Degtyarev N.M., Zakharin A.V., Timashov E.P. Methodology and results of microstructural analysis of reinforced cardan crosses. *Traktori i Pogonske Mašine*, 2014, vol. 19, no. 2, pp. 41–46.

9. Menovshchikov V.A. Povyshenie rabotosposobnosti igol'chatykh sharnirov kardannykh peredach privodov transportno-tehnologicheskikh mashin [Improvement of operability of needle joints of cardan drives of transport-technological machines]. PhD theses. Krasnoarsk, 2006, 329 p.

10. Menovshchikov V.A. Povyshenie rabotosposobnosti igol'chatykh sharnirov kardannykh peredach privodov transportno-tehnologicheskikh mashin [Improvement of

operability of needle joints of cardan drives of transport-technological machines]. Krasnoyarsk, 2006, 36 p.

11. Struchkov A.V. Issledovanie i sovershenstvo-vanie elementov gidromekhanicheskoi transmissii gusenichnogo bul'dozera [Research and improvement of elements of hydromechanical transmission of a crawler bulldozer]. PhD theses. Krasnoyarsk, 2009, 22 p.

12. Malakhovskii N.E. Kardannye peredachi [Cardan gears]. Moscow: MASHGIZ, 1952, 220 p.

13. Erokhin M.N., Leonov O.A., Kataev Yu.V., Mel'nikov O.M. Tightness and leakage in applying reinforced rubber sleeves to shafts. *Russian Engineering Research*, 2019, vol. 39, no. 6, pp. 459–462.

14. Leonov O.A., Shkaruba N.Zh., Vergazova Yu.G. Determining the tolerances in fitting for joints with interference. *Russian Engineering Research*, 2019, vol. 39, no. 7, pp. 544–547.

15. Makhovskaya Y.Y. Modeling of stationary frictional heating of a coated. *Journal of Friction and Wear*, 2019, vol. 40, no. 3, pp. 258–265.

16. Pastukhov A.G., Timashov E.P., Parnikova T.V. System approach to assessment of thermal stress of units of transmissions. *Applied Engineering Letters*, 2017, vol. 2, no. 2, pp. 65–68.

17. Pastukhov A.G., Timashov E.P., Parnikova T.V. Monitoring of reliability of agricultural machinery on the basis of methods of thermodiagnosics of drive lines. *Traktori i Pogonske Mashine*, 2017, vol. 22, no. 1-2, pp. 31–38.

18. Pastukhov A.G., Timashov E.P. Assessment of reliability of cardan joints on the basis of analytical models of thermal stress. *Tekhnichny Servis Agropromislovy, Lisovy that Transport Kompleksiv*, 2017, vol. 8, pp. 43–48.

19. Timashov E.P. Modeling of temperature condition of bearing mount assembly of the cardan joint. *Innovation in Agrarian and Industrial Complex: Problems and Prospects*, 2019, vol. 2, no. 22, pp. 87–100.

20. Pastukhov A.G., Timashov E.P. Analytical model of temperature condition elementary interface of the cardan joint. *Traktori i Pogonske Mashine*, 2018, vol. 23, no. 1-2, pp. 43–50.

21. Pastukhov A., Timashov E., Kravchenko I.N., Parnikova T. Adaptivity of thermal diagnostics method of me-chanical transmission assemblies. *Engineering for Rural Development*, 2020, pp. 107–113. DOI: 10.22616/ERDev2020.19.TF024

22. Pastukhov A.G., Timashov E.P. A finite element method in the system of thermodiagnosics of joints of cardan transfers. *Current Problems of Agroengineering in the 21st Century*, 2018, pp. 373–378.

23. S.P. Eresko et al. Sravnitel'nyi analiz konstruktсии ispyta-tel'nykh stendov dlia ispytaniia kardannykh sharnirov [Comparative analysis of test benches for universal joints]. *Sibirskii zhurnal nauki i tekhnologii*, 2017, no. 18 (4), pp. 902–909.

24. Leonov I.V., Leonov D.I. Teoriia mekhanizmov i mashin [Theory of Mechanisms and Machines]. Moscow: Iurait-Izdat, 2009, 239 p.

25. Eresko S.P. Regressionnyi analiz mnogofaktornykh eksperimental'nykh issledovaniia (EREGRE) [Regression analysis of multivariate experimental studies (EREGRE)]. Patent Rossiiskaiia Federatsiia no. 2003612713 (2004).

26. Eresko S.P. Sovershenstvovanie metodiki rascheta koeffitsienta poleznogo deistviia kardannoi peredachi s tsel'iu optimizatsii ee konstruktivnykh i ekspluatatsionnykh parametrov [Improvement of the methodology for calculating the coefficient of performance of the cardan gear in order to optimize its design and operating parameters]. *Transport. Transportnye sooruzheniia. Ekologiya*, 2017, no. 3, pp. 25–45. DOI: 10.15593/24111678/2017.03.02

27. Kukushkin E.V., Eresko T.T. Issledovaniia koeffitsienta poleznogo deistviia kardannoi peredachi [Studies of the efficiency of the cardan gear]. *Aktual'nye problemy aviatsii i kosmonavтики*. Krasnoyarsk, 2020, pp. 377–379.

28. Eresko S.P., Eresko T.T., Kukushkin E.V. Sovershenstvovanie metodiki rascheta ugla zakruchivaniia kardannoi peredachi [Improvement of the methodology for calculating the twist angle of the universal propshaft transmission]. *Reshetnevskie chteniia*, 2017, pp. 564–567.

29. Kukushkin E.V., Eresko T.T. Issledovaniia ug-lov zakruchivaniia kardannogo vala [Studies of pitching angles of the driveshaft]. *Aktual'nye problemy aviatsii i kosmonavтики*. Krasnoyarsk, 2020, pp. 380–382.

30. S.P. Eresko et al. Sovershenstvovanie metodiki rascheta ugla zakruchivaniia kardannoi peredachi s ispol'zovaniem teoreticheskikh i eksperimental'nykh issledovaniia [Improving the methodology for calculating the twist angle of the universal joint gear using theoretical and experimental studies]. *Sibirskii zhurnal nauki i tekhnologii*, 2018, no. 19 (4), pp. 668–676. DOI: 10.31772/2587-6066-2018-19-4-668-676

Получено 12.12.2020

Опубликовано 29.03.2021

### Сведения об авторе

**Кукушкин Евгений Владимирович** (Красноярск, Россия) – старший преподаватель кафедры основ конструирования машин Сибирского государственного университета им. академика М.Ф. Решетнева, e-mail: ironjeck@mail.ru.

### About the author

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