



ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ EXPERIMENTAL RESEARCHES

DOI 10.22363/1815-5235-2021-17-3-278-287
УДК 62-233.27

НАУЧНАЯ СТАТЬЯ / RESEARCH ARTICLE

Экспериментальная проверка новых особенностей работы подшипников в условиях комбинированного нагружения

В.В. Кириловский*, Ю.В. Белоусов

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет),
Российская Федерация, 105005, Москва, ул. 2-я Бауманская, д. 5, стр. 1
*kvv@bmstu.ru

История статьи

Поступила в редакцию: 22 февраля 2021 г.
Доработана: 2 апреля 2021 г.
Принята к публикации: 21 апреля 2021 г.

Для цитирования

Кириловский В.В., Белоусов Ю.В. Экспериментальная проверка новых особенностей работы подшипников в условиях комбинированного нагружения // Строительная механика инженерных конструкций и сооружений. 2021. Т. 17. № 3. С. 278–287. <http://dx.doi.org/10.22363/1815-5235-2021-17-3-278-287>

Аннотация. Подшипниковые узлы грузоподъемных машин, изделий строительной, дорожной, авиационной, космической и других отраслей техники являются очень ответственными элементами конструкций, поскольку выход из строя даже одного подшипника может стать причиной отказа всего изделия. Представлены результаты экспериментальной проверки теоретической модели работы подшипников в условиях комбинированного нагружения. Поведение под нагрузкой подшипниковых узлов в наиболее общем случае может быть представлено последовательностью из пяти расчетных схем, выраженных в виде пяти статически неопределимых балок. Целью проведения экспериментов являлась проверка данной модели в условиях реального нагружения. Эксперименты были построены на анализе геометрической формы изогнутой упругой линии, которую приобретает вал подшипникового узла под нагрузкой. Полученные результаты подтвердили справедливость модели и показали, что использованная ранее общепризнанная модель двухопорной балки не реализуется. Подтвержден вывод о том, что в ответственных грузоподъемных машинах, а также в ответственных изделиях строительной, дорожной, авиационной, космической и других отраслей техники нецелесообразно рассчитывать подшипники по традиционной методике, поскольку может быть получено ошибочное значение долговечности подшипников, завышенное от 28,37 до 26663,9 раз.

Ключевые слова: опоры валов, расчетная схема, реакции в опорах

Experimental verification of new features of bearing operation under combined loading conditions

Valeriy V. Kirilovskiy*, Yuri V. Belousov

Bauman Moscow State Technical University (National Research University), 5 2nd Baumanskaya St, bldg 1, Moscow, 105005, Russian Federation
*kvv@bmstu.ru

Article history

Received: February 22, 2021
Revised: April 2, 2021
Accepted: April 21, 2021

Abstract. Bearing units of lifting machines, products of construction, road, aviation, space and other branches of technology are very important structural elements, since the failure of even one bearing can cause the failure of the entire product. The results of experimental verification of the theoretical model of bear-

Кириловский Валерий Владимирович, доцент, кафедра основ конструирования машин, кандидат технических наук; eLIBRARY SPIN-код: 4512-5571.
Белоусов Юрий Вениаминович, доцент, кафедра основ конструирования машин, кандидат технических наук; Scopus Author ID: 57192978540, eLIBRARY SPIN-код: 7102-6966.

Valeriy V. Kirilovskiy, Associate Professor, Department of Bases of Machine Design, PhD (Technical Sciences); eLIBRARY SPIN-code: 4512-5571.
Yuri V. Belousov, Associate Professor, Department of Bases of Machine Design, PhD (Technical Sciences); Scopus Author ID: 57192978540, eLIBRARY SPIN-code: 7102-6966.

© Кириловский В.В., Белоусов Ю.В., 2021

This work is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 International License
<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

For citation

Kirilovskiy V.V., Belousov Yu.V. Experimental verification of new features of bearing operation under combined loading conditions. *Structural Mechanics of Engineering Constructions and Buildings*. 2021;17(3):278–287. <http://dx.doi.org/10.22363/1815-5235-2021-17-3-278-287>

ing operation under combined loading conditions are presented. The behavior under load of bearing units in the most general case can be represented by a sequence of five design schemes, expressed in the form of five statically indeterminate beams. The purpose of the experiments was to test this model under real loading conditions. The experiments were based on the analysis of the geometric shape of the curved elastic line, which the shaft of the bearing assembly acquires under load. The experimental results confirmed the validity of the model and showed that the previously generally accepted model of a two-support beam is not implemented. The conclusion is confirmed that in responsible lifting machines, as well as in responsible products of construction, road, aviation, space and other branches of technology, it is impractical to calculate bearings according to the traditional method, since an erroneous value of bearing durability can be obtained, overestimated from 28.37 to 26.663.9 times.

Keywords: shaft supports, design scheme, reactions in supports

Введение

К подшипниковым узлам грузоподъемных машин, а также к узлам ответственных изделий строительной, дорожной, авиационной, космической и других отраслей техники предъявляются повышенные требования по длительной безотказной работе, поскольку они должны функционировать в самом широком диапазоне внешних условий эксплуатации – от нормальных до критических и предельно допустимых. Во всех случаях расчет на прочность подшипниковых узлов сводится к расчету на долговечность стандартных подшипников, примененных в данном узле. Очень важно иметь точную и достоверную информацию о силах, действующих на подшипники, поскольку в любых, даже самых неблагоприятных внешних условиях именно эти силы выступают причиной нарушения работоспособности подшипников и, соответственно, именно они определяют их долговечность.

Силы, действующие на подшипники, – это реакции в опорах балки, которую используют в качестве расчетной схемы, применительно к данному подшипниковому узлу. Традиционной, общепринятой и общепризнанной расчетной схемой при расчетах и проектировании подшипниковых узлов является схема двухопорной балки, то есть гладкой балки, установленной на две шарнирные опоры (рис. 1, а). При прогибе этой балки под действием внешней радиальной силы F_r , направленной вниз, ее свободные концы поднимаются вверх, а поперечные сечения, расположенные на опорах, совершают шарнирный поворот на некоторый угол α . При этом на каждой опоре возникает по одной радиальной реакции R_A и R_D .

Однако в МГТУ имени Н.Э. Баумана разработана теоретическая модель внутреннего взаимодействия под нагрузкой деталей шариковых радиальных однорядных подшипников, установленных по схеме враспор [1]. Модель охватывает наиболее общие условия комбинированного нагружения, включающего осевую F_a и непрерывно возрастающую радиальную F_r силы. В соответствии с этой моделью поведение подшипниковых узлов наиболее адекватно описывает последовательность из пяти расчетных схем, выраженных в виде пяти статически неопределимых балок. Три из этих пяти схем мы называем основными – заделка с дополнительной шарнирной опорой (рис. 1, б), двухсторонняя заделка (рис. 1, в), две сдвоенные шарнирные опоры (рис. 1, г). А остальные две – промежуточными, или переходными, схемами – слева сдвоенная шарнирная опора, справа простая шарнирная опора (рис. 1, д) и слева сдвоенная шарнирная опора, справа заделка (рис. 1, е). Указанная теоретическая модель обосновывает развитие нескольких расчетных схем тем, что в условиях комбинированной нагрузки характер взаимодействия деталей подшипников не остается постоянным и видоизменяется, поэтому функции опор, которые выполняют подшипники под нагрузкой, также видоизменяются и преобразуются из одного вида опоры в другой вид. Установлено, что конкретный тип расчетной схемы (тип балки), который может быть применен к данному подшипниковому узлу, зависит от величины радиальной силы F_r . В свою очередь, от типа расчетной схемы зависят состав, величина и направления реакций в опорах. А от характера реакций зависит долговечность подшипников, поэтому тип расчетной схемы является очень важной, если не первоочередной по важности, характеристикой при расчете и проектировании подшипниковых узлов.

В связи с тем, что подшипниковые узлы общемашиностроительного применения работают в условиях статически неопределимых расчетных схем, нагрузки, действующие на подшипники (реакции в опорах), будут в действительности больше, чем предполагает традиционная расчетная схема двухопорной балки. Поэтому традиционная методика расчета подшипников, основанная на этой двухопорной балке, дает завышенные значения долговечности. Расхождение между расчетным и действительным ресурсом

может доходить до 50–100 раз [2]. В этом заключается большой недостаток традиционной методики расчета подшипников. Ранее для объяснения указанного расхождения было высказано большое количество предположений, опираясь на важные, но не первостепенные факторы. В соответствии с одним из них расхождение связано с особенностями состояния масляного слоя, его загрязнением и другими параметрами, поэтому было предложено ввести в расчетные зависимости, приведенные в международном стандарте ISO 281:2007 «Dynamic load ratings and rating life», дополнительные коэффициенты, учитывающие такие особенности. Необходимость учета этих параметров при постоянных и переменных условиях нагружения нашли отражение в ГОСТ 18855–2013, а также в работах известных ученых [3–4]. Дополнительно были исследованы контактные взаимодействия в подшипниках [5–7] с целью повышения их ресурса и грузоподъемности [8–11].

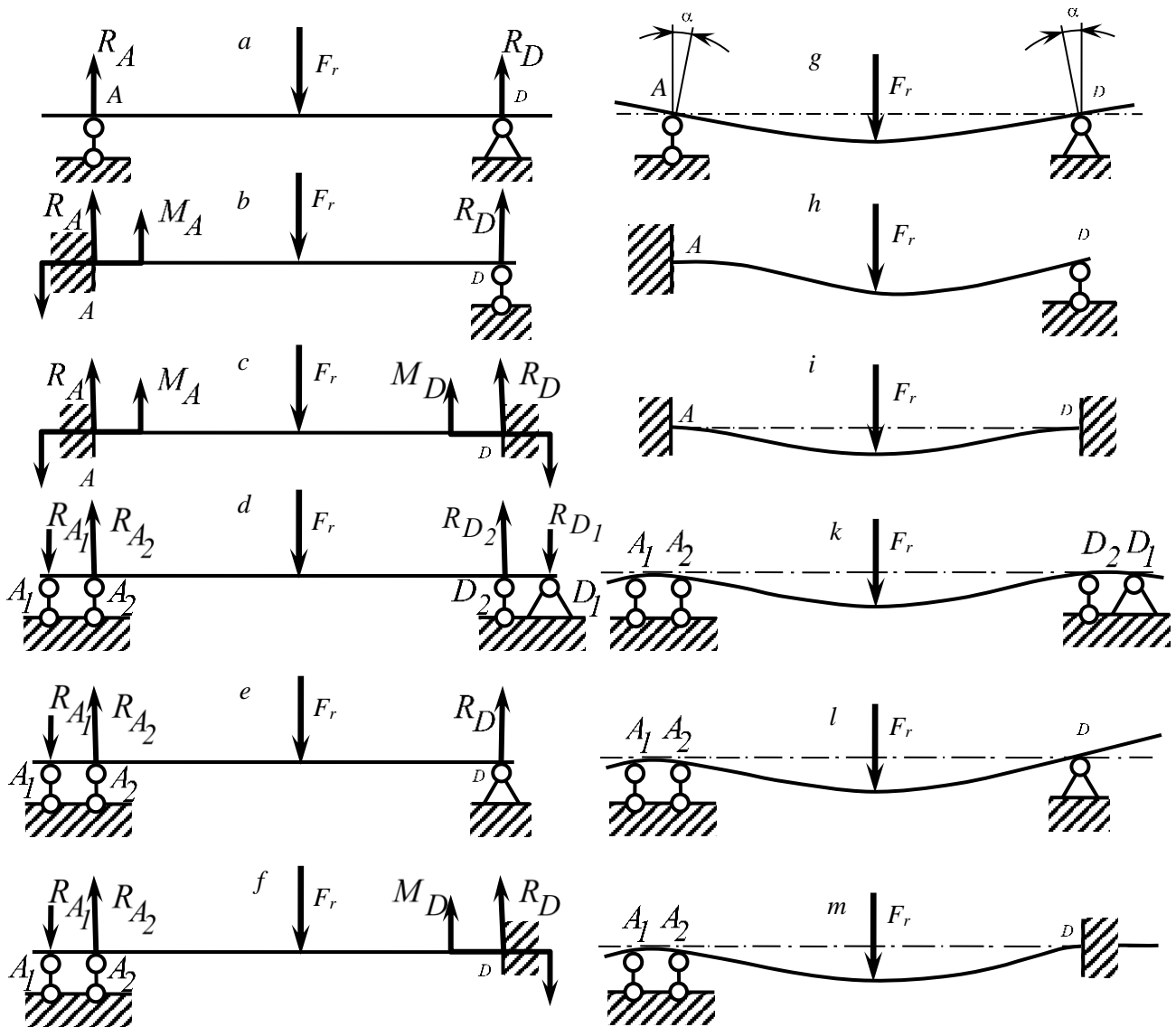


Рис. 1. Реакции в опорах и форма упругой линии балок до (а–е) и после (ж–м) деформации:
а – статически определяемая двухопорная балка; б–е – статически неопределимые балки

В [12; 13] исследованы закономерности формирования и накопления усталостных микрповреждений в поверхностном слое дорожек качения. А в [13], кроме того, предложен интересный, но очень трудоемкий метод ремонтного восстановления свойств слоя с накопленными микродефектами. Метод может быть применим для уникальных по конструкции машин с очень дорогостоящими подшипниками. Суть его заключается в том, что удалением дефектного слоя можно не допустить дальнейшее неблагоприятное развитие микродефектов. Для этого предложено разобрать подшипник, дополнительно перешлифовать

дорожки качения на глубину, обеспечивающую удаление дефектного слоя, а затем, собрать его с новыми телами качения, диаметр которых увеличен по сравнению с исходным диаметром на толщину слоя металла, удаленного перешлифовкой.

Известен широкий круг исследований, проведенных на основе метода конечных элементов (МКЭ) [14–18]. Тематика этих работ аналогична или близка к [5–11]. Исследования [14–18] позволили обобщить большой объем информации о работе подшипников в различных условиях эксплуатации и подтвердили полученные ранее результаты.

В отдельную группу можно отнести исследования, посвященные мониторингу работы подшипников непосредственно в составе действующего агрегата [19–24]. Мониторинг осуществляют в виде непрерывной или дискретной (периодической) диагностики подшипников, что позволяет отслеживать развитие микроповреждений дорожек качения, своевременно прогнозировать приближающееся нарушение работоспособности подшипника и тем самым предотвратить возможные неблагоприятные его последствия. Существует большое количество методов диагностики подшипников. Одним из наиболее перспективных является метод, основанный на анализе сигналов акустической эмиссии, возникающих при движении тел качения по дорожкам качения.

В [20] рассмотрен метод, основанный на анализе разреженной декомпозиции К-средних, который включает в себя алгоритм поиска разреженного адаптивного соответствия и итерационный метод, базирующийся на минимальном сходстве атомной структуры. Это позволяет надежно извлечь и обработать полезный сигнал из потока сложных произвольных вибрационных сигналов. Метод применим для выявления небольших повреждений подшипников на ранних стадиях их появления.

В [21] предложено регистрировать раннее зарождение микродефектов методом импульсного усиления характеристик разреженного представления, что позволяет для слабого сигнала акустической эмиссии улучшить отношения сигнал/шум.

В [22] для аналогичных целей предложен метод извлечения полезного сигнала с использованием структуры символьной агрегатной аппроксимации (SAX). В методе учитываются условия нагружения подшипника, основанные на двухопорной балке.

Для эффективного распознавания сигналов акустической эмиссии, свидетельствующих о развитии микродефектов, дополнительно предложено использование многопараметрической периодограммы Томсона [23] или эмпирическое вейвлет-преобразование [24].

Перечисленные исследования дают очень важный, полезный и интересный материал для анализа работы подшипников. Они отмечают большое количество различных аспектов, оказывающих влияние на расчетную или действительную долговечность подшипников. Однако, вероятнее всего, причина расхождений между расчетной и действительной долговечностью заключается именно в более тяжелых, чем предполагалось ранее, условиях работы подшипников и более высоких нагрузках, действующих на них.

Цель проведения экспериментов

При проведении экспериментов было поставлено две цели:

– проверить в реальных условиях нагружения, выполняют ли шариковые радиальные однорядные подшипники, установленные по схеме враспор, функцию традиционных шарнирных опор или же справедлива модель, основанная на статически неопределимых расчетных схемах;

– решить вопрос, является ли постоянным вид опор, функции которых выполняют подшипники в процессе нагружения, или же происходит их видоизменение и преобразование одного вида в другой.

Методика экспериментальных исследований

Методика экспериментальных исследований была построена на анализе геометрической формы изогнутой упругой линии, которую приобретает вал подшипникового узла под нагрузкой (рис. 1, *жс–м*). Идея экспериментов основана на простом и очень надежном факте. Тип опоры, функцию которой выполняет подшипник в данный момент нагружения, можно однозначно установить по направлению перемещения в пространстве свободного конца вала, вблизи которого установлен данный подшипник.

Так, если под действием радиальной силы, направленной вниз, конец вала (балки) поднимается вверх, подшипник, ближайший к этому концу, выполняет функцию шарнирной опоры. На рис. 1, *з* или *л* это правый конец, а на рис. 1, *жс* – оба конца вала. Если свободный конец вала (балки) неподвижен в

пространстве, подшипник на расчетной схеме может быть представлен заделкой (левый конец на рис. 1, з, правый конец на рис. 1, м или оба конца на рис. 1, и). Если конец вала опускается вниз – ближайший подшипник может быть представлен двойной шарнирной опорой (рис. 1, к–м).

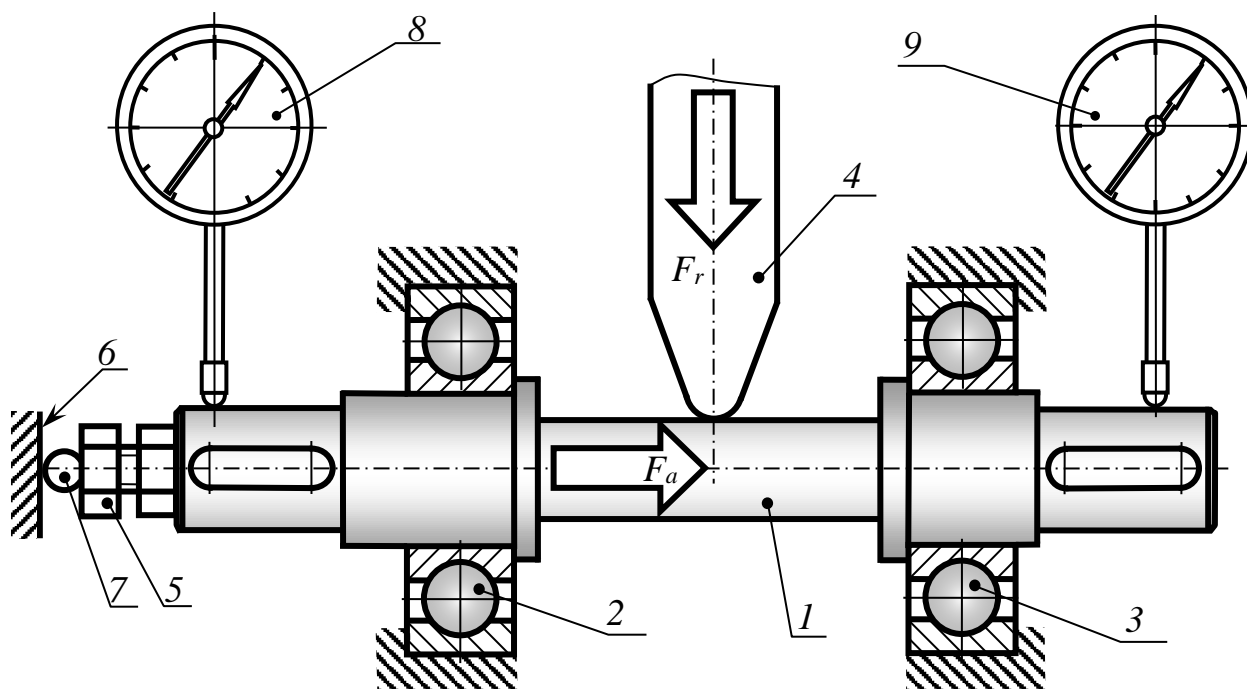


Рис. 2. Схема проведения экспериментальных исследований

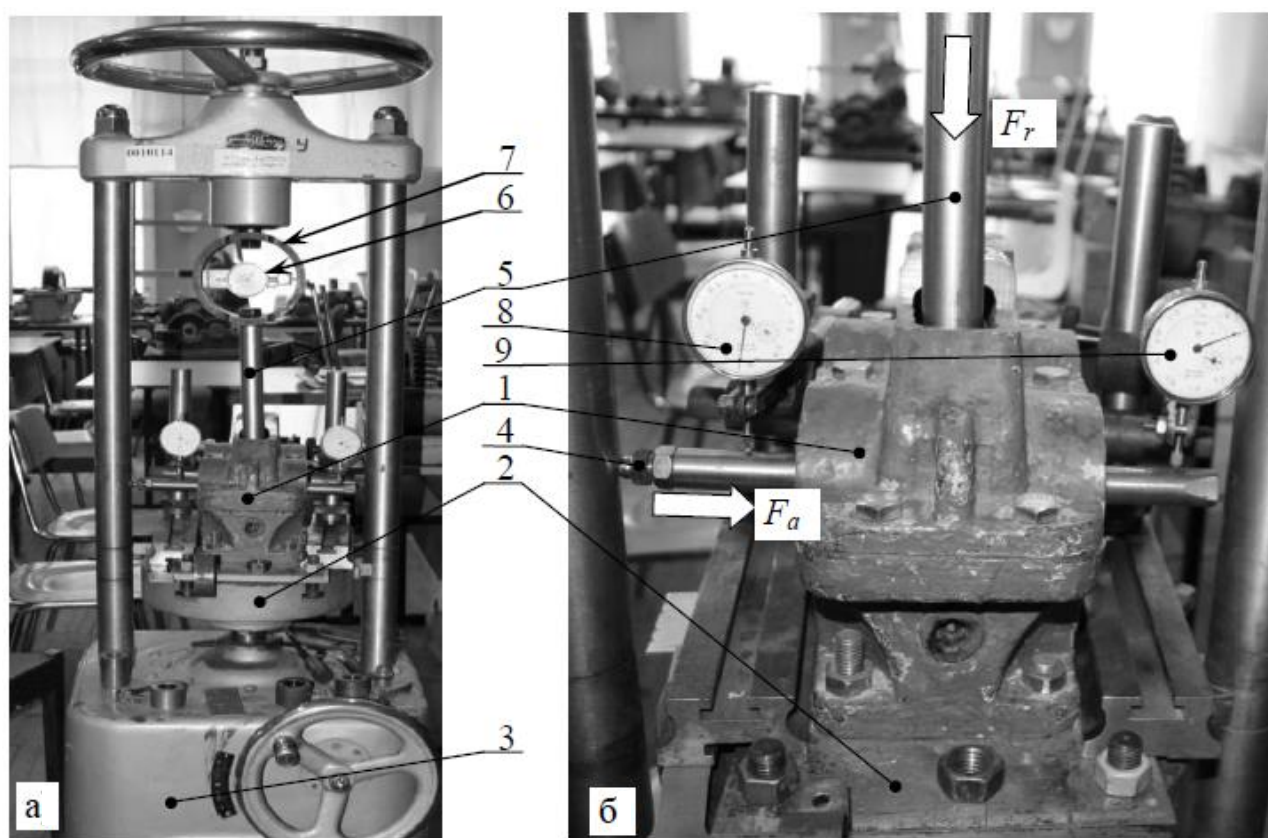


Рис. 3. Экспериментальная установка (фото В.В. Кириловского)
а – общий вид прессы; б – исследуемый редуктор

Эксперименты проводили в следующем порядке (рис. 2). Вал (1) с двумя выходными концами установили на шариковые радиальные однорядные подшипники (2 и 3) по схеме враспор. Непрерывно возрастающую радиальную нагрузку F_r прикладывали в средней части вала путем перемещения штока винтового пресса, на котором установили толкатель (4). Осевую нагрузку F_a прикладывали с помощью регулируемого резьбового упора (5), который при вывинчивании воздействовал на неподвижную колонну пресса (6) через шарик (7). Перемещения левого и правого концов вала измеряли с помощью левого (8) и правого (9) индикаторов.

Объектом исследований выбрали цилиндрический одноступенчатый редуктор (1) (рис. 3), в котором в качестве ведущего вала использовали его экспериментальные модели с двумя выходными концами (рис. 4, б). Образцы вала устанавливали на подшипники 305 по схеме враспор. Редуктор закрепили на столе (2) (рис. 3) винтового пресса (3) и с помощью резьбового упора (4) прикладывали к левому концу исследуемого вала центральную осевую силу F_a . Затем, перемещая толкатель (5), прикладывали в средней части вала радиальную нагрузку F_r . Величину радиальной силы определяли по показаниям индикатора (6) динамометрического устройства (7). Вертикальные перемещения (прогибы) левого и правого выходных концов вала контролировали левым (8) и правым (9) индикаторами. В экспериментах использовали образцы ведущего вала с четырьмя различными значениями изгибной жесткости в средней части (рис. 4, б). Исследования по подобной методике, но в сокращенном объеме, были проведены нами ранее при одном фиксированном значении жесткости вала [25].

Результаты и обсуждение

По результатам исследований построены графики (рис. 4, а), которые отражают зависимости прогибов Δ левого и правого концов экспериментальных валов от величины радиальной силы F_r . Линиям на графике присвоены номера 1, 2, 3 и 4. Каждая линия соответствует определенной жесткости вала. График под номером 1 соответствует валу, у которого диаметр в среднем сечении равен 15 мм (рис. 4, б). В группе исследуемых валов жесткость данного вала была минимальной. Линия под номером 2 соответствует диаметру 20 мм, линия 3 – диаметру 25 мм, линия 4 – диаметру 30 мм.

Для более наглядного восприятия формы графиков мы провели четыре оси абсцисс со смещением их вверх относительно друг друга на одно деление шкалы Δ . Аналогичным образом сместили и сами графики (то есть сформировали четыре начала координат). В противном случае все четыре графика, начинающиеся в одной точке, частично слились бы и не позволили ясно воспринимать их форму.

Часть поля, расположенную слева от оси ординат, использовали для изображения прогибов левых концов валов, а правую часть – для правых. На оси абсцисс влево и вправо откладывали значения радиальной силы F_r . Эти значения на обеих ветвях оси обозначили точками 1, 2, ..., 13. Цифры соответствуют количеству делений индикатора 6 (рис. 3). Таким образом, точкам с одинаковыми номерами слева и справа соответствуют одинаковые значения радиальной силы $F_r = Nk$, где N – номер точки, $k = 311$ Н – коэффициент пропорциональности (по паспорту пресса) динамометрического устройства 7.

Значения прогибов, направленные вверх, откладывали на положительной ветви оси ординат, а направленные вниз – на отрицательной. Цена деления шкалы Δ составляет 0,02 мм (соответствует цене деления индикатора 6, рис. 3).

Результаты экспериментов полностью подтвердили положения теоретической модели. Предсказанные статически неопределимые расчетные схемы наиболее выражено проявились при минимальной жесткости вала (это линия номер 1 – диаметр вала в среднем сечении 15 мм). На примере данного графика рассмотрим его особенности более подробно.

При возрастании радиальной силы F_r от точки 0 до точки 4 ($0 < F_r < 1244$ Н) левый конец вала оставался неподвижен. Поэтому данный подшипник в указанном диапазоне значений радиальной силы выполнял функцию заделки. Фиксацию конца вала в пространстве обеспечили реакции, возникшие в подшипнике. В дальнейшем, начиная от точки 4 и вплоть до точки 13 (1244 Н $< F_r < 4043$ Н), левый конец опускался вниз. То есть в данном диапазоне F_r реакции в левом подшипнике возросли до такой степени, что преодолели сопротивление левого конца вала и упруго прогнули его вниз. Это означает, что в указанном диапазоне 1244 Н $< F_r < 4043$ Н произошло преобразование функции заделки, которую левый подшипник выполнял ранее, в функцию сдвоенной шарнирной опоры.

В то же самое время правый конец от точки 0 до точки 8 ($0 < F_r < 2488$ Н) поднимался вверх (правый подшипник выполнял функцию шарнирной опоры), от точки 8 до точки 11 (2488 Н $< F_r < 3421$ Н) оставался практически неподвижен (шарнирная опора преобразовалась в заделку), а от точки 11 до точки 13 (3421 Н $< F_r < 4043$ Н) опускался вниз (заделка преобразовалась в сдвоенную шарнирную опору). Та-

ким образом, от точки 1 до точки 4 развивалась исходная расчетная схема «слева заделка, справа шарнирная опора», от точки 4 до точки 8 – промежуточная переходная схема «слева сдвоенная шарнирная опора, справа обычная шарнирная опора», от точки 8 до точки 11 – еще одна промежуточная переходная схема «слева сдвоенная шарнирная опора, справа заделка», от точки 11 до точки 13 – заключительная основная схема «две сдвоенные шарнирные опоры». Следовательно, подтвердилось также и положение теоретической модели о возможной реализации промежуточных переходных расчетных схем. Формирование таких промежуточных расчетных схем объясняется следующим образом. Преобразование какого-либо текущего вида опоры в последующий не может происходить мгновенно. Для такого преобразования необходим определенный конечный промежуток времени. Кроме того, преобразования в левой и правой опорах не могут происходить одновременно. Поэтому вполне естественной представляется ситуация, при которой в одном подшипнике такое преобразование уже завершилось (например, в левом подшипнике), а в другом еще не началось (например, в правом подшипнике).

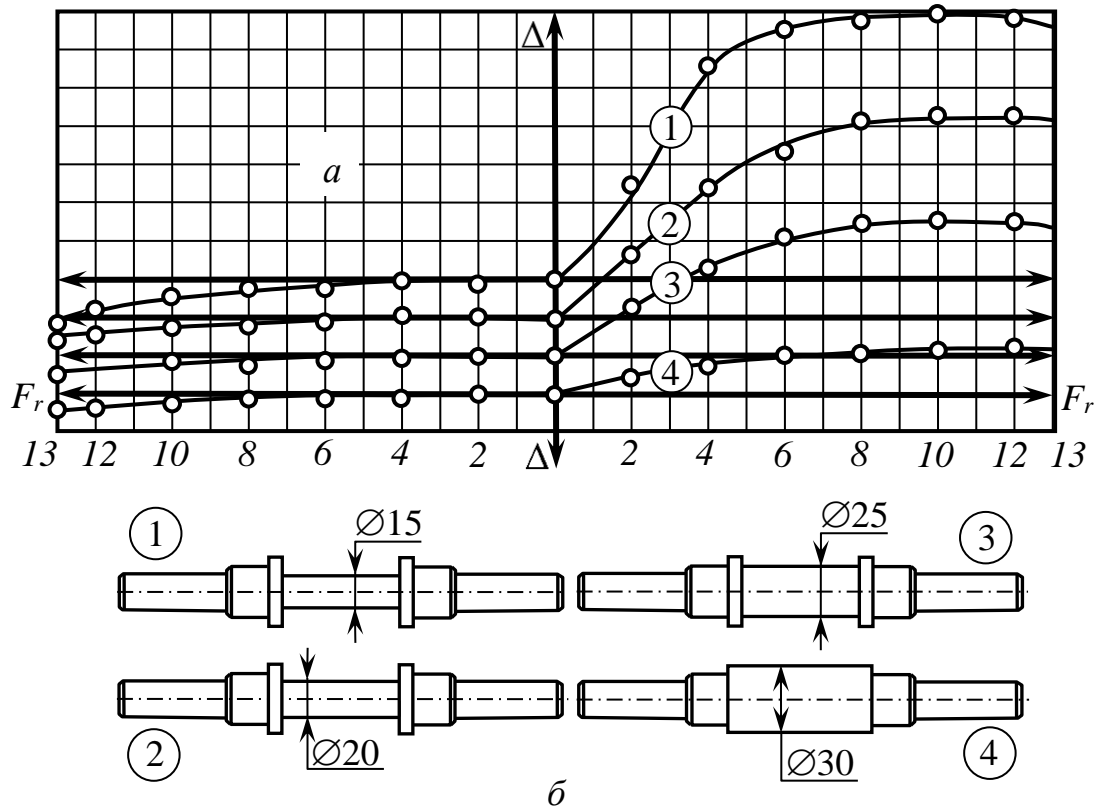


Рис. 4. Результаты экспериментальных исследований:
a – характер вертикальных перемещений концов валов при различной величине радиальной силы F_r ;
б – эскизы исследуемых валов различной жесткости

Из графиков видно, что на вид расчетной схемы существенное влияние оказывает жесткость вала. При увеличении жесткости (линии 2, 3, 4) переход от исходной схемы («заделка с дополнительной шарнирной опорой») к более поздним текущим расчетным схемам смещается в область повышенных значений радиальной силы. То есть переход происходит с запаздыванием по сравнению с малой жесткостью. При диаметре в среднем сечении вала, составляющем 20 мм (линия 2), переход слева от заделки к сдвоенной шарнирной опоре произошел приблизительно в точке 5 ($F_r = 1555$ Н), при $\varnothing 25$ мм (линия 3) – в точке 6 ($F_r = 1866$ Н), при $\varnothing 30$ мм (линия 4) – в точке 7 ($F_r = 2177$ Н). А справа переход от шарнирной опоры к заделке произошел: при $\varnothing 20$ мм – в точке 9 ($F_r = 2799$ Н); при $\varnothing 25$ мм – в точке 10 ($F_r = 3110$ Н); при $\varnothing 30$ мм – в точке 11 ($F_r = 3421$ Н).

Обсуждение полученных результатов

1. При проведении экспериментов индикаторы 8 и 9 (рис. 2), установленные на концах валов, измеряли суммарные перемещения Δ_Σ , которые складывались из нескольких элементарных перемещений: $\Delta_\Sigma = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3$, где Δ_1 – упругий прогиб конца вала под действием внешней нагрузки, величина и

направление Δ_1 зависят от вида опоры, которую в данный момент нагружения выполняет подшипник, ближайший к этому выходному концу вала, а также от изгибной жесткости вала; Δ_2 – проседание вала как жесткого тела в результате контактной деформации деталей подшипников; Δ_3 – проседание корпуса редуктора в результате упругой деформации подшипниковых гнезд (отверстий в корпусе) под нагрузкой. Представляет большой интерес, какова доля Δ_1 , прогибов концов вала, в полученных значениях Δ_Σ .

2. По поводу Δ_2 и Δ_3 можно сказать следующее. Величина Δ_2 не может превышать значений допусков на размеры дорожек качения, а также допусков формы и расположения этих поверхностей. В свою очередь, величина Δ_3 не может превышать значений допусков на размеры и значений допусков формы и расположения поверхностей подшипниковых гнезд в корпусе. Указанные допуски устанавливают ГОСТ 520–2011 «Подшипники качения. Общие технические условия» и ГОСТ 3325–85 «Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки». Если в результате контактной деформации подшипниковых гнезд или колец подшипников параметры, указанные в ГОСТ, будут превышены, подшипниковый узел будет признан непригодным для эксплуатации. Стандартные допуски подшипников 305, использованных в эксперименте, а также допуски подшипниковых гнезд находятся в диапазоне 0,005–0,01 мм.

В том, что величина Δ_3 не превышала в экспериментах значений сотых долей мм, мы убедились, устанавливая дополнительные индикаторы в различных точках корпуса редуктора и в первую очередь в области бобышек.

Далее, если оценить, например, значения $\Delta_\Sigma(8)$ для правого конца вала в точке 8 (рис. 4, а), в которой $\Delta_\Sigma(8) \approx 0,14$ мм, можно сказать, что $\Delta_\Sigma(8)$ в 14–28 раз больше возможных значений Δ_2 и Δ_3 . Это показывает, что основной вклад в значение $\Delta_\Sigma(8)$ вносит Δ_1 (прогиб).

Кроме того, при прогибах конца вала его положение становится наклонным. Для проверки, проседает ли конец вала как жесткое тело параллельно в результате контактных деформаций или же его положение в результате прогиба становится наклонным и его угол наклона увеличивается с увеличением внешней радиальной силы, мы устанавливали на левом и правом выходных концах по два индикатора – в начале и в конце соответствующего выходного участка. Показания индикатора в конце выходного участка всегда (кроме состояния заделки) были больше и возрастали в большей степени, чем в его начале, что свидетельствовало именно об угловых перемещениях концов. При проседании вала как жесткого тела показания индикаторов в начале и в конце участков изменялись бы идентично.

Таким образом, можно утверждать, что показания индикаторов, представленные на графиках по рис. 4, а, содержат главным образом значения Δ_1 , то есть значения прогибов концов валов.

Заключение

Проведенные экспериментальные исследования подтвердили основные положения теоретической модели, которые заключаются в следующем:

а) при нагружении комбинированной нагрузкой шариковых радиальных однорядных подшипников, установленных враспор, традиционная расчетная схема двухопорной балки не реализуется;

б) в условиях комбинированного нагружения с непрерывно возрастающей радиальной силой F_r реализуется последовательное преобразование трех основных статически неопределимых расчетных схем, начиная от схемы «заделка с дополнительной шарнирной опорой», через возможную схему «двухсторонняя заделка» к конечной схеме «две сдвоенные шарнирные опоры»;

в) функции опор, которые подшипники выполняют в процессе нагружения, не являются постоянными и могут видоизменяться. Так, в левом подшипнике исходная заделка преобразуется в сдвоенную шарнирную опору, а в правом – исходная шарнирная опора преобразуется сначала в заделку и только затем в сдвоенную шарнирную опору;

г) промежутки времени, в течение которых слева и справа происходит преобразование текущих видов опор в последующие, существенно отличаются друг от друга. Поэтому возможна ситуация, когда, например, слева преобразование заделки в сдвоенную шарнирную опору уже завершилось, а справа еще продолжает существовать шарнирная опора или же заделка. Тогда, как подтвердили эксперименты, в дополнение к основным схемам могут развиваться еще и промежуточные переходные расчетные схемы – «слева сдвоенная шарнирная опора, справа шарнирная опора» и «слева сдвоенная шарнирная опора, справа заделка». Таким образом, поведение под нагрузкой рассмотренных подшипниковых узлов в наиболее общем виде может быть описано моделью, включающей пять расчетных схем – три основные и две промежуточные переходные схемы.

Заделки являются кратковременными формами опор и в дальнейшем, если позволит изгибная жесткость вала, преобразуются в сдвоенные шарнирные опоры. Такое преобразование происходит сначала в левой опоре. Так, при изгибной жесткости вала в среднем сечении $EI = \frac{E\pi d^4}{64} = 521,9 \text{ МН}\times\text{мм}^2$ и

жесткости концевой участка $EI = 4026,7 \text{ МН}\times\text{мм}^2$ переход заделки слева в сдвоенную шарнирную опору в экспериментах произошел при величине радиальной силы $F_r = 1244 \text{ Н}$, а справа – при $F_r = 2488 \text{ Н}$.

Наиболее полная последовательность расчетных схем реализуется при низкой изгибной жесткости вала. Это характерно для относительно тонких и длинных валов, а также для полых тонкостенных валов. При повышенной жесткости вала переход от текущей расчетной схемы к последующей происходит при увеличенной внешней радиальной нагрузке F_r . В случае же высокой изгибной жесткости возможен вариант, когда начальная расчетная схема окажется также и конечной. Высокой изгибной жесткостью обладают короткие валы с относительно большим диаметром поперечного сечения.

Задачи дальнейших исследований

1. В основе традиционной методики расчета подшипников на долговечность лежит использование расчетной схемы двухопорной балки. Это выражается, прежде всего, в том, что данная методика предполагает действие на каждый подшипник по одной радиальной реакции. В действительности же, например в заделке и сдвоенной шарнирной опоре на подшипник, действует несколько сил. В дальнейшем потребуется либо разработать новую методику расчета подшипников, либо доработать существующую с целью адаптации ее к реальным статически неопределимым расчетным схемам.

2. Вероятно, потребуется внести изменения во многие традиционно устоявшиеся представления о работе, проектировании, изготовлении, испытаниях и эксплуатации подшипниковых узлов, поскольку эти представления в той или иной степени основаны также на двухопорной балке.

3. Возможно, потребуется уточнить принятые в настоящее время, в том числе и на международном уровне, понятия статической и динамической радиальной грузоподъемности подшипников, а также изменить приводимые в каталогах производителей подшипников значения этих параметров.

Это объясняется следующим образом. Определение понятия статической радиальной грузоподъемности устанавливают стандарты ISO 76:2006 и ГОСТ 18854–2013, а понятия динамической радиальной грузоподъемности – ISO 281:2007 и ГОСТ 18855–2013. В соответствии с этими стандартами под указанными параметрами понимают одну статическую или одну динамическую радиальную силу максимальной величины, которые при действии на подшипник в стандартных условиях нагружения могут привести к оговоренной стандартами степени его повреждения.

Учитывая, что в заделке и сдвоенной шарнирной опоре на подшипник действует не одна, а несколько радиальных сил, невозможно, опираясь на действующие стандарты, определить, какую силу или совокупность сил считать статической или динамической радиальной грузоподъемностью. В такой ситуации теряют свою актуальность и приведенные в стандартах аналитические выражения для определения долговечности подшипников. А также становятся неприемлемыми расчетные значения статической или динамической радиальной грузоподъемности, указываемой в настоящее время производителями подшипников в своих каталогах. Соответственно, аналитические выражения и каталоги должны быть переработаны и уточнены.

Для этого потребуется установить закономерности накопления повреждений и разрушение поверхностного слоя дорожек качения и тел качения в результате их циклического контактного взаимодействия в процессе взаимного качения, причем именно в условиях статически неопределимых схем.

4. Нагрузки, воздействующие непосредственно на подшипник (реакции в опорах), существенно зависят от того, в условиях какой статически неопределимой расчетной схемы работает подшипник, поскольку состав и значения реакций в каждой из схем значительно отличаются друг от друга. Видимо, целесообразно будет в переработанных каталогах подшипников указывать не одно значение статической и одно значение динамической радиальной грузоподъемности, а пять уточненных значений – по одному для каждой конкретной расчетной схемы.

5. Потребуется откорректировать методику испытаний подшипников так, чтобы проводить их отдельно для каждой статически неопределимой схемы и чтобы при любых испытаниях условия их проведения гарантировано не выходили за рамки необходимой схемы.

Список литературы

1. Кириловский В.В., Белоусов Ю.В. Теоретическое обоснование новых особенностей работы подшипников качения в условиях комбинированного нагружения // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. 2021. Т. 22. № 2. С. 184–195. <https://doi.org/10.22363/2312-8143-2021-22-2-184-195>
2. Подшипниковые узлы современных машин: энциклопедический справочник / под ред. В.В. Носова. М.: Машиностроение, 1997. 639 с.
3. Ряховский О.А., Гончаров С.Ю., Сыромятников В.С. Экспериментальное определение температуры в подшипниках качения // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2014. № 10. С. 3–9.
4. Фомин М.В. Определение коэффициентов эквивалентности для переменных режимов нагружения зубчатых передач и подшипников качения // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2007. № 8 (125). С. 39–48.
5. Матвиенко Ю.Г., Бубнов М.А. Контактное взаимодействие и разрушение поверхностного слоя в условиях трения качения и заклинивания // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2009. № 4. С. 43–49.
6. Нахатакян Ф.Г. Механика контактного сближения упругих тел в задаче Герца // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2010. № 5. С. 48–56.
7. Нахатакян Ф.Г. Расчетное определение упругой податливости роликовых подшипников на основе теории Герца // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2011. № 1. С. 28–32.
8. Орлов А.В. Оценка надежности шарикоподшипника по критерию стабильности сцепления // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2004. № 4. С. 77–83.
9. Орлов А.В. Влияние износа на работоспособность опор качения // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2007. № 5. С. 71–79.
10. Павлов В.Г. Ресурс работы радиального шарикоподшипника по условию предельно допустимого износа // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2007. № 6. С. 102–111.
11. Орлов А.В. Повышение статической грузоподъемности шарикоподшипников // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2009. № 5. С. 67–70.
12. Vijay A., Sadeghi F. A continuum damage mechanics framework for modeling the effect of crystalline anisotropy on rolling contact fatigue // Tribology International. 2019. Vol. 140. 105845. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.105845>
13. Paulson N.R., Evans N.E., Bomidi J.A.R., Sadeghi F., Evans R.D., Mistry K.K. A finite element model for rolling contact fatigue of refurbished bearings // Tribology International. 2015. Vol. 85. Pp. 1–9. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2014.12.006>
14. Golmohammadi Z., Sadeghi F. A 3D finite element model for investigating effects of refurbishing on rolling contact fatigue // Tribology Transactions. 2020. Vol. 63. Issue 2. Pp. 251–264. <https://doi.org/10.1080/10402004.2019.1684606>
15. Weinzapfel N., Sadeghi F., Bakolas V. A 3D finite element model for investigating effects of material microstructure on rolling contact fatigue // Tribology and Lubrication Technology. 2011. Vol. 67. Issue 1. Pp. 17–19.
16. Belousov Yu.V., Rekach F.V., Shambina S.L. Modelling of the tools' power interaction during mechanical machining by cutting // International Journal of Recent Technology and Engineering. 2018. Vol. 7. No. 4. Pp. 132–134.
17. Abdullah M.U., Khan Z.A., Kruhoeffler W., Blass T. A 3D finite element model of rolling contact fatigue for evolved material response and residual stress estimation // Tribology Letters. 2020. Vol. 68. P. 122. <https://doi.org/10.1007/s11249-020-01359-w>
18. Bogdański S., Trajer M. A dimensionless multi-size finite element model of a rolling contact fatigue crack // Wear. March 2005. Vol. 258. Issue 7–8. Pp. 1265–1272. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2004.03.036>
19. Jiaxian C., Wentao M., Yuejian Ch. Transferable health indicator for rolling bearings: a new solution of cross-working condition monitoring of degradation process // 2020 Asia-Pacific International Symposium on Advanced Reliability and Maintenance Modeling (APARM). 2020. Pp. 1–6. <https://doi.org/10.1109/APARM49247.2020.9209439>
20. Wang H., Du W. A new K-means singular value decomposition method based on self-adaptive matching pursuit and its application in fault diagnosis of rolling bearing weak fault // International Journal of Distributed Sensor Networks. 2020. Vol. 16. 155014772092078. <https://doi.org/10.1177/1550147720920781>
21. Lin H., Wu F., He G. Rolling bearing fault diagnosis using impulse feature enhancement and nonconvex regularization // Mechanical Systems and Signal Processing. 2020. Vol. 142. 106790. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2020.106790>
22. Smith W.A., Randall R.B. Diagnostics using the case western reserve university data: a benchmark study // Mechanical Systems and Signal Processing. 2015. Vols. 64–65. Pp. 100–131. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2015.04.021>
23. Gaikwad J.A., Gholap Y.B., Kulkarni J.V. Bearing fault detection using Thomson's multitaper periodogram // 2018 Second International Conference on Intelligent Computing and Control Systems (ICICCS). 2018. Pp. 1135–1139. <https://doi.org/10.1109/ICCONS.2018.8663183>
24. Gao Z., Lin J., Wang X., Xu X. Bearing fault detection based on empirical wavelet transform and correlated kurtosis by acoustic emission // Materials. 2017. Vol. 10. Issue 6. P. 571. <https://doi.org/10.3390/ma10060571>
25. Полубарьев И.Н., Дворянинов И.Н., Салиев Е.Р. Экспериментальная проверка нового подхода к определению нагрузок, действующих на шариковые радиальные однорядные подшипники // Форум молодых ученых. 2017. № 9 (13). С. 591–600.