

УДК 621.838.2

doi: 10.18698/0536-1044-2020-7-13-21

# Нагрузочная способность эксцентриковых подшипников качения

П.Н. Сильченко<sup>1</sup>, Г.А. Тимофеев<sup>2</sup>, М.В. Меснянкин<sup>1</sup>, Е.С. Новиков<sup>2</sup>

<sup>1</sup> ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет»

<sup>2</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана

## Load Capacity of Eccentric Roller Bearings

P.N. Silchenko<sup>1</sup>, G.A. Timofeev<sup>2</sup>, M.V. Mesnyankin<sup>1</sup>, E.S. Novikov<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Siberian Federal University

<sup>2</sup> Bauman Moscow State Technical University

В технике достаточно часто применяют эксцентриковые подшипники качения. Одним из их основных параметров, используемых в качестве исполнительного звена механического привода различных машин, является нагрузочная способность. Показаны возможные варианты построения кинематических схем эксцентрикового подшипника качения и особенности распределения действующей радиальной нагрузки, приложенной к ведущему кольцу, по телам качения. Определены условия прочности деталей сборочных единиц. Установлено, что нагрузочная способность эксцентрикового подшипника качения зависит от действующего напряжения при контакте тела качения минимального радиуса с дорожкой качения внутреннего кольца. Получены выражения для вычисления допустимой радиальной нагрузки, воспринимаемой телом качения минимального радиуса с дорожкой качения. Определена предельная нагрузка на эксцентриковый подшипник качения, при которой выполняются условия контактной прочности деталей его сборочных единиц и обеспечивается его работоспособность в механическом приводе машин. На конкретном примере показаны результаты определения предельной нагрузки эксцентрикового подшипника качения и выполнен их анализ. Для обеспечения работоспособности такого подшипника установлено оптимальное отношение радиуса внутренней дорожки качения к радиусу минимального тела качения.

**Ключевые слова:** эксцентриковый подшипник качения, тело качения, дорожки качения, контактное напряжение, допустимая радиальная сила, нагрузочная способность

Eccentric roller bearings are commonly used in engineering and serve as actuating links in mechanical drives of various machines. Load capacity is one of the main parameters of such bearings. This paper presents possible kinematic schemes of an eccentric roller bearing and the specifics of the actual radial load distribution when it is applied to the driving ring between the rolling bodies. It is established that the load capacity of the eccentric roller bearing depends on the actual stress occurring when the rolling body of the minimal radius and the inner ring raceway are in contact. Equations are obtained for calculating the permissible radial load that the rolling body of the minimal radius with a raceway can bear. The limiting load is determined that satisfies the conditions of contact strength of the bearing's assembly units and ensures performance of the bearing in a mechanical drive of a machine. The results of determining the limiting load of the eccentric roller bearing and the results' analysis are presented using a specific example. To ensure the performance of the bearing, the optimal ratio of the inner ring radius to the minimum rolling body radius is determined.

**Keywords:** eccentric roller bearing, rolling body, raceway, contact stress, permissible radial force, load capacity

Увеличение нагрузочной способности при одновременном улучшении показателей качества механических приводов различных машин относится к приоритетным направлениям научных исследований. Это достигается только при комплексных исследованиях геометрических, кинематических и силовых параметров новых видов устройств и всех деталей сборочных единиц механических приводов с учетом особых конструктивных решений.

Одним из таких решений является применение эксцентрикового подшипника качения (ЭПК). Разнообразие ЭПК с телами качения (ТК) разного радиуса, находящимися в постоянном контакте с их дорожками качения (ДК) [1–6], указывает на интересе к таким конструкциям. Простота эксплуатации и возможность реализации в одном рабочем цикле редукции скорости, преобразования движения и силовых факторов от входного звена к выходному дает возможность использования ЭПК в качестве исполнительного звена механического привода различных специальных машин.

Применение ЭПК в механических приводах позволяет упростить их конструкцию благодаря уменьшению количества деталей, и при минимальном числе подвижных звеньев обеспечивает реализацию задаваемого закона движения выходного звена, что повышает эффективность выполняемых операций.

При проведении проектно-конструкторских работ и выборе типоразмера ЭПК для машины (или привода) необходимо знать ее (его) основные качественные параметры и требуемую нагрузочную способность. Однако для большинства существующих схем ЭПК исследования о влиянии эксцентриситета на прочностные и силовые параметры деталей сборочных единиц раскрыты недостаточно полно.

Цель работы — получение выражений для расчета предельной нагрузочной способности ЭПК, обеспечивающей его работоспособность в составе привода машины.

Рассматриваемый ЭПК [1] содержит ТК разного радиуса (установленные в сепараторе при его наличии), наружное и внутреннее кольца с ДК, центры которых смещены относительно друг друга на эксцентриситет.

В работах [1, 6] показано, что основной конструктивной особенностью ЭПК является наличие линии, проходящей через геометрические центры вращения внутреннего (точка  $O_v$ ) и наружного (точка  $O_n$ ) колец и служащей осью

симметрии (рис. 1). Рассмотрим несколько видов симметричных кинематических схем ЭПК (см. рис. 1) с зазором между ТК (слева) при использовании сепаратора и без зазора (справа).

Анализ всех кинематических схем показывает, что существует несколько условий их построения.

В схеме № 1 (рис. 1, а) на оси симметрии расположены два ТК максимального и минимального радиусов в противоположных направлениях

$$\left( \sum_{i=1}^n \beta_i = 180^\circ \right),$$

в схеме № 2 (рис. 1, б) ТК максимального радиуса

$$\left( \sum_{i=1}^n \beta_i + \beta_{\min} = 180^\circ \right),$$

в схеме № 3 (рис. 1, в) ТК минимального радиуса

$$\left( \beta_{\max} + \sum_{i=1}^n \beta_i = 180^\circ \right),$$

в схеме № 4 (рис. 1, г) на оси симметрии нет ТК, но рядом с ней расположены два ТК максимального и минимального радиусов

$$\left( \beta_{\max} + \sum_{i=1}^n \beta_i + \beta_{\min} = 180^\circ \right).$$

Здесь введены следующие обозначения:  $i$  — номер ТК,  $i = 1, \dots, n$  ( $n$  — число ТК на угле от 0 до  $\pi$ );  $\beta_i$  — угол расположения  $i$ -го ТК относительно геометрического центра вращения внутреннего кольца,  $\beta_{\min}$  и  $\beta_{\max}$  его минимальное и максимальное значения.

Исследованиями [6–10] установлено, что для схем, приведенных на рис. 1, ЭПК может быть спроектирован только при строго определенных соотношениях геометрических размеров его звеньев: радиусов внутренней  $R_v$  и наружной  $R_n$  ДК, радиусов ТК  $r_i$ , эксцентриситета  $e$  и зазора между ТК  $c$ .

Соотношения параметров  $e, c, r_i, R_v, R_n$  получают вариацией их значений на определенные интерполяционные значения при каждой вариации счета [6–8]. Следовательно, конструктивную схему ЭПК можно построить по двум вариантам: 1) — изменяя радиус внутренней ДК на интерполяционное значение и оставляя постоянным радиус наружной ДК ( $R_v \neq \text{const}, R_n = \text{const}$ ); 2) — изменяя радиус наружной ДК на интерполяционное значение, оставляя постоянным радиус внутренней ДК ( $R_n \neq \text{const}, R_v = \text{const}$ ).

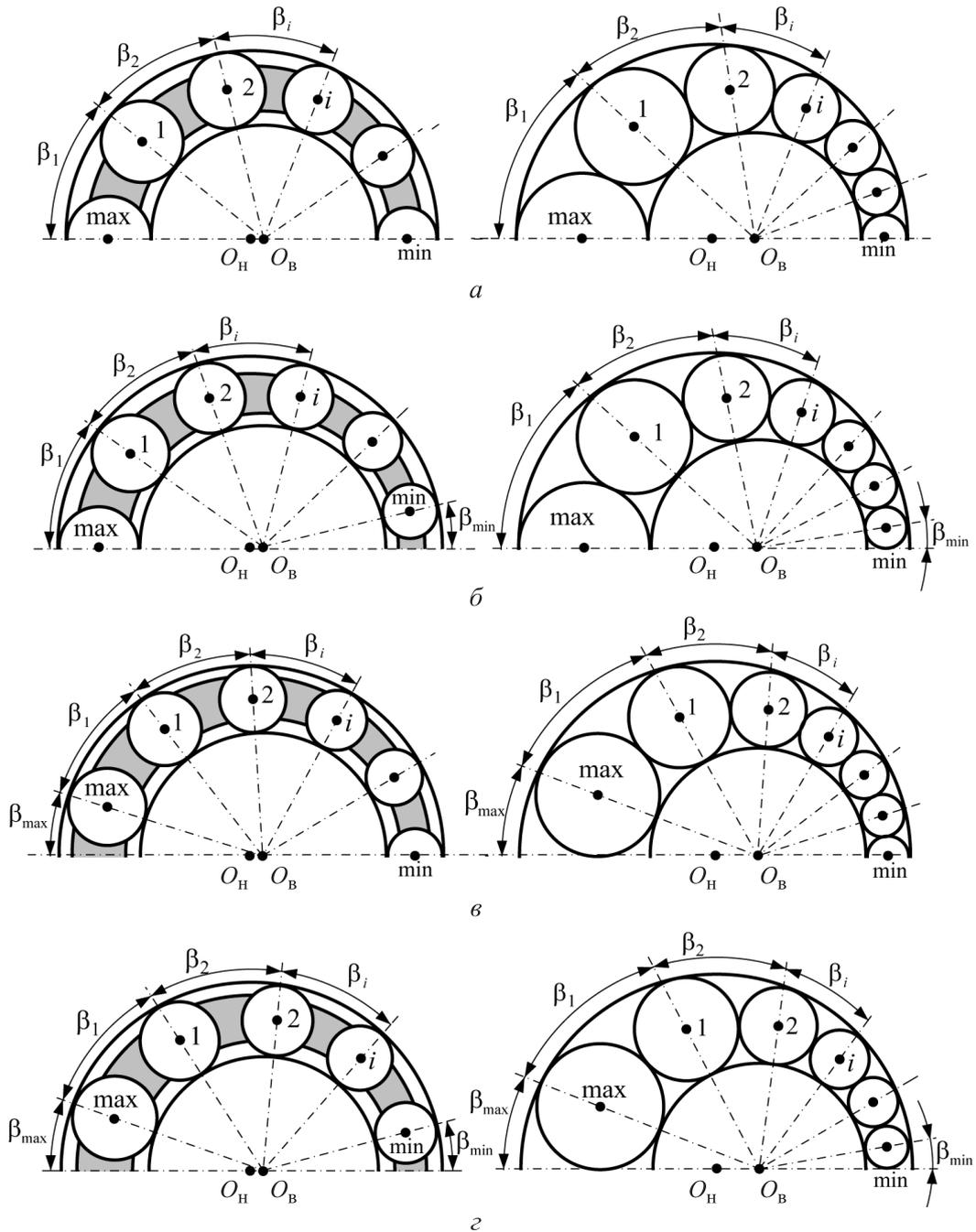


Рис. 1. Кинематические схемы ЭПК № 1–4 (а–г) с зазором (слева) и без зазора (справа) между ТК

В цикле расчета проводятся последовательные итерации с пересчетом значений основных геометрических параметров ЭПК и проверкой на соответствие условиям построения любой из схем (см. рис. 1) [6–10].

**Постановка и решение задачи.** При работе ЭПК действующая внешняя радиальная нагрузка на ведущее кольцо распределяется по ТК в виде сил, образуя область нагружения, где в

точках контакта возникают контактные напряжения различного значения, определяющие напряженно-деформированное состояние всех звеньев подшипника.

Между ТК разного радиуса и ДК происходит контакт при движении звеньев. Следовательно, возникающие контактные напряжения будут носить циклический характер и определять нагрузочную способность и эксплуатационные характеристики ЭПК (плавность хода, момент

трения и др.), что обеспечивается выполнением условий контактной прочности между ТК и кольцами.

Разработанные многими исследователями подходы к решению задач по определению нагрузочной способности соосных радиальных подшипников качения не позволяют применить их к ЭПК, так как в этом случае не охватывается все кинематическое и конструктивное многообразие и не учитываются особенности силового взаимодействия звеньев ЭПК.

Исследования распределения радиальной нагрузки  $Q_{в,н}$  по ТК, радиальным силам  $P_{в,н,i}$  и реакциям  $R_{в,н,i}$ , возникающим в точках контакта ТК разного радиуса с ДК внутреннего и наружного колец (рис. 2) [11–15], позволили определить контактные напряжения для всех схем, показанных на рис. 1.

Получить зависимости для определения допускаемых радиальных сил  $[P]_{в,н,i}$ , действующих в точках контакта ДК обоих колец с ТК, можно используя известное условие контактной прочности. С учетом геометрических особенностей ЭПК условие контактной прочности по допускаемым напряжениям для сопряжен-

ных контактирующих звеньев цилиндрической формы [16, 17] имеет вид

$$\sigma_{в,н,i} = \sqrt{\frac{E_i E_{в,н,д} P_{в,н,i}}{\pi [E_i (1 - \mu_i^2) + E_{в,н,д} (1 - \mu_{в,н,д}^2)] l \rho_{в,н,i}}} \leq [\sigma_H], \quad (1)$$

где  $\sigma_{в,н,i}$  — напряжение возникающее, под действием радиальной силы  $P_{в,н,i}$  в зоне контакта ТК с внутренней ДК  $\sigma_{iв}$  или наружной ДК  $\sigma_{iн}$ ;  $E_i$ ,  $E_{в,н,д}$  и  $\mu_i$ ,  $\mu_{в,н,д}$  — приведенные модули упругости и коэффициенты Пуассона материала ТК и ДК внутреннего или наружного кольца соответственно;  $l$  — длина линии контакта ТК с ДК;  $\rho_{в,н,i}$  — приведенный радиус кривизны для контакта ТК с внутренней  $\rho_{вi}$  и наружной  $\rho_{нi}$  дорожками;  $[\sigma_H]$  — допускаемое контактное напряжение.

Приведенные радиусы кривизны при контакте ТК с внутренней и наружной ДК определяются соответствующими выражениями

$$\rho_{вi} = \frac{r_i R_B}{R_B + r_i}; \quad \rho_{нi} = \frac{r_i R_H}{R_H - r_i}. \quad (2)$$

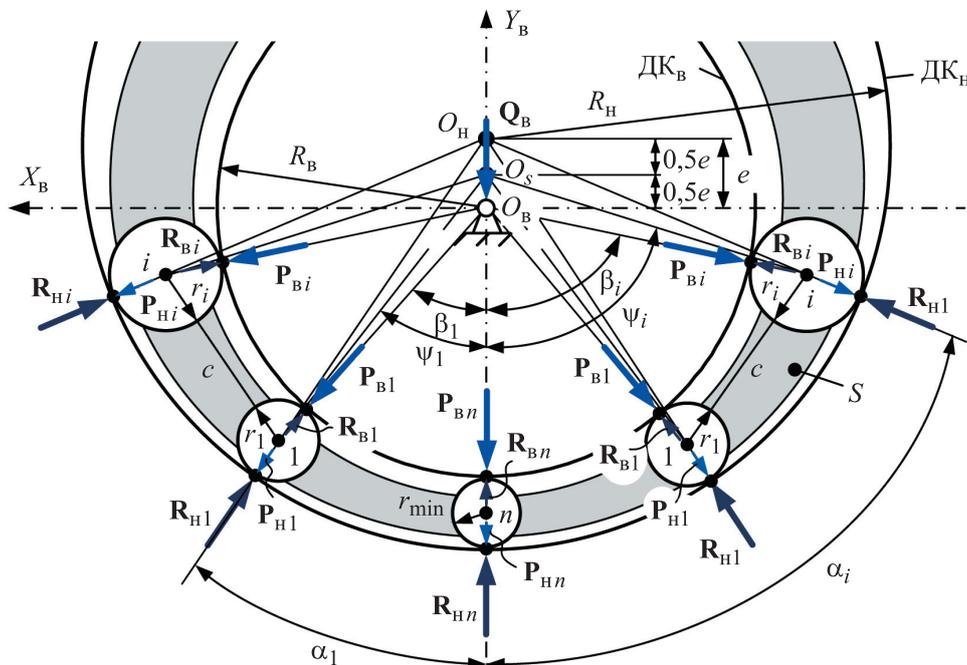


Рис. 2. Схема действия на внутреннее кольцо ЭПК радиальной нагрузки  $Q_{в}$  и ее распределение в области нагружения ТК минимального радиуса:

ДК<sub>в</sub> и ДК<sub>н</sub> — внутренняя и наружная дорожка качения; S — сепаратор;  
 $\alpha_i$  — угол расположения  $i$ -го ТК относительно линии действия вектора нагрузки  $Q_{в}$  и линии, проходящей через центры вращения наружного кольца и ТК;  
 $X_{в}$  и  $Y_{в}$  — оси координат, проходящие через центр вращения ведущего кольца ЭПК

Преобразуем формулу (1) к виду

$$\sigma_{в,н i} = \sqrt{\frac{k_m P_{в,н i}}{l \rho_{в,н i}}} \leq [\sigma_H], \quad (3)$$

где  $k_m$  — коэффициент, учитывающий свойства материалов контактирующих звеньев,

$$k_m = \frac{E_i E_{в,н,д}}{\pi [E_i (1 - \mu_i^2) + E_{в,н,д} (1 - \mu_{в,н,д}^2)]}.$$

Для конкретных значений всех параметров, характеристик материалов и геометрических размеров и прочих факторов, входящих в состав выражений (1), (2), по формуле (3) определены контактные напряжения, возникающие в точках контакта ТК с внутренней ДК  $\sigma_{в i}$  и наружной  $\sigma_{н i}$  ДК, для схем ЭПК, показанных на рис. 1.

Установлено, что максимальные контактные напряжения возникают в точках контакта ТК минимального радиуса с внутренней ДК, а напряжения в точке контакта этого же ТК с наружной ДК будут меньше.

Из условия контактной прочности (3) получим допускаемую радиальную силу, воспринимаемую  $i$ -м ТК с соответствующей ДК,

$$[P]_{в,н i} \leq \frac{[\sigma_H]^2 l \rho_{в,н i}}{k_m}. \quad (4)$$

Из анализа условия (4) следует, что допускаемые радиальные силы зависят не только от механических свойств материала звеньев, но и от их геометрических параметров, радиусов ДК, длины и радиусов ТК. Максимальные допускаемые радиальные силы  $[P]_{в,н i}$  в точках контакта  $i$ -го ТК с ДК вызывают на рабочих поверхностях контактные напряжения, которые должны быть меньше допускаемого значения  $[\sigma_H]$  или не превышать ее.

Следовательно, самым опасным в ЭПК по условию контактной прочности (3) является то место контакта ТК с ДК, где радиальная сила  $P_{в,н i}$  будет близка к допускаемому значению.

По формуле (4) выполнен расчет допускаемой силы  $[P]_{в,н i}$  для различных схем ЭПК (см. рис. 1). Исходными данными являлись: допускаемое контактное напряжение  $[\sigma_H] = 1500$  МПа; длина линии контакта ТК с ДК  $l = 20$  мм, реакции  $R_{н} = 100$  мм,  $R_{в} = 50$  мм, эксцентриситет  $e = 6$  мм, зазор между ТК  $c = 6$  мм.

Если в качестве исполнительного звена в механическом приводе машины использован ЭПК, а его звенья выполнены из легированной

подшипниковой стали, то можно принять коэффициенты Пуассона и модули упругости материалов ТК и ДК равными:  $\mu_i = \mu_{в,н,д} = 0,3$ ;  $E_i = E_{в,н,д} = 2,1 \cdot 10^5$  МПа. Тогда учитывающий свойства материалов коэффициент  $k_m = 3,673 \cdot 10^4$  МПа.

Анализ полученных результатов показал, что в контакте ТК с наружной ДК допускаемая радиальная сила больше, чем в контакте ТК с внутренней ДК, т. е.  $[P]_{н i} > [P]_{в i}$ . Наибольшие значения  $[P]_{в,н i}$  испытывают ТК максимального радиуса, а наименьшие — ТК минимального радиуса.

Для любой схемы ЭПК (см. рис 1) допускаемая радиальная сила принимает наименьшие значения при контакте ТК минимального радиуса с внутренней ДК. Следовательно, нагрузочную способность ЭПК  $[Q]_{в,н}$  можно определить из условия (3) для случая контакта ТК минимального радиуса при взаимодействии с внутренней ДК.

Из условия контактной прочности (3) следует, что допускаемая радиальная сила

$$[P]_{в \min} \leq \frac{[\sigma_H]^2 l \rho_{в \min}}{k_m}, \quad (5)$$

где  $\rho_{в \min}$  — минимальный приведенный радиус кривизны для контакта ТК с внутренней ДК.

Два тела качения, находящиеся рядом с ТК минимального радиуса, имеют больший радиус. При этом нагрузка, воспринимаемая каждым из них, меньше и, как следствие, напряжения, возникающие в точке контакта, также меньше. Следовательно, напряжения, появляющиеся в точках контакта внутренней ДК с ТК в области распределения внешней радиальной нагрузки, включая и ТК минимального радиуса, будут определять нагрузочную способность ЭПК в целом.

На предельную нагрузочную способность (предельную нагрузку  $[Q]_{в,н}$ ) при работе ЭПК оказывает влияние расположение векторов сил  $P_{в,н i}$ , определяемое параметрами углов  $\beta_i$ ,  $\alpha_i$ , относительно направления вектора внешней радиальной нагрузки (см. рис. 2). Значения этих углов определяются в зависимости от условия, какое кольцо (внутреннее или наружное) является ведущим или ведомым [11–17].

Составив уравнения равновесия всех сил, действующих в точках контакта ДК с ТК, согласно рис. 2 и, проведя их преобразования, определим предельную нагрузку при внутреннем или наружном ведущих кольцах

$$[Q]_{в,н} = [P]_{в,н \min} S_{в,н \min}, \quad (6)$$

где  $S_{в,н \min}$  — коэффициент, зависящий от угла расположения  $i$ -го ТК и отношения его радиуса к радиусу минимального ТК  $r_{\min}$ .

При внутреннем или наружном ведущем кольце, когда на линии действия внешней радиальной нагрузки находится ТК минимально радиуса, указанный коэффициент имеет вид

$$S_{в,н \min} = \sum_{i=1}^{Z_n} \left[ \frac{r_i}{r_{\min}} \cos^2(\beta_i, \alpha_i) \right], \quad (7)$$

где  $Z_n$  — число ТК, расположенных в области распределения внешней радиальной нагрузки.

В формуле (7) радиус  $i$ -го ТК определяется как

$$r_i = r_{\min} + \frac{e}{2} [1 + \cos(180^\circ - \psi_i)], \quad (8)$$

где  $\psi_i$  — угол относительно линии действия внешней радиальной нагрузки и линии, соединяющей лежащую посередине эксцентриситета точку  $O_s$  и геометрический центр вращения ТК (см. рис. 2).

Преобразовав выражение (7) с учетом формулы (8), имеем

$$S_{в,н \min} = \frac{0,5e}{r_{\min}} \sum_{i=1}^{Z_n} [1 + \cos(180^\circ - \psi_i)] \cos^2(\beta_i, \alpha_i) + \sum_{i=1}^{Z_n} \cos^2(\beta_i, \alpha_i). \quad (9)$$

Используя формулы (6) и (9) с учетом соотношений (2) и (5), получим выражение для определения предельной нагрузки, действующей на внутреннее или наружное ведущее кольцо ЭПК, относительно ТК минимального радиуса,

$$[Q]_{в,н} = \frac{[\sigma_H]^2 l r_{\min} R_B}{k_M (R_B + r_{\min})} \times \left\{ \frac{0,5e}{r_{\min}} \sum_{i=1}^{Z_n} [1 + \cos(180^\circ - \psi_i)] \cos^2(\beta_i, \alpha_i) + \sum_{i=1}^{Z_n} \cos^2(\beta_i, \alpha_i) \right\}. \quad (10)$$

Выражение (10) позволяет рассчитать предельную нагрузку на ЭПК, при которой выполняется условие контактной прочности минимального ТК и всего подшипника в целом. Это обеспечит его нагрузочную способность и об-

щую работоспособность в механическом приводе машины.

**Анализ результатов расчета.** По формуле (10) рассчитаны предельные нагрузки для различных схем ЭПК (см. рис. 1), приложенной к внутреннему и наружному ведущим кольцам (см. таблицу).

Анализ результатов расчета, приведенных в таблице, позволяет заключить, что предельная нагрузка для наружного ведущего кольца ЭПК превышает таковую для внутреннего ведущего кольца. Установлено, что чем больше радиусы минимального ТК и внутренней ДК, тем выше нагрузочная способность ЭПК.

Также подтверждено что, чем большее количество  $Z_n$  ТК воспринимает нагрузку и чем меньше углы расположения ТК  $\beta_i, \alpha_i$ , тем выше предельная нагрузка  $[Q]_{в,н}$ . В этом случае минимальное или максимальное значения нагрузки для ЭПК будут иными (см. таблицу).

Максимальной предельной нагрузкой обладает ЭПК при внутреннем или наружном ведущем кольце, выполненный по схеме № 3 (см. рис. 1) первого варианта построения и без зазора между ТК (см. таблицу). Минимальную предельную нагрузку имеет ЭПК с зазором между ТК, созданный по схеме № 1 второго варианта построения, независимо от того, к какому кольцу приложена нагрузка.

#### Значения предельной нагрузки, приложенной к внутреннему и внешнему ведущим кольцам

Номер схемы	Предельная нагрузка, кН, для схемы ЭПК	
	без зазора	с зазором
<b>При приложении нагрузки к внутреннему ведущему кольцу</b>		
1	52,85/50,70	42,61/39,60
2	53,05/47,33	40,76/44,10
3	53,18/46,22	41,42/42,75
4	52,58/49,71	42,52/40,54
<b>При приложении нагрузки к внешнему ведущему кольцу</b>		
1	56,65/54,22	45,72/42,28
2	56,79/53,04	44,61/46,87
3	57,07/53,68	4,409/4,593
4	53,36/56,89	45,57/43,57
Примечание. В числителе дроби указаны значения для первого варианта схемы ЭПК, в знаменателе — для второго.		

По полученным формулам проведено большое количество расчетов, анализ результатов которых позволил рекомендовать радиус минимального ТК ЭПК по отношению к радиусу внутренней ДК  $r_{\min} \cong (0,15...0,40)R_{\text{в}}$  для обеспечения условий прочности звеньев и работоспособности ЭПК в целом.

## Выводы

1. Получены выражения для оценки работоспособности ЭПК по допускаемым радиальным силам, действующим в точках контакта ДК обоих колец с ТК, а также формулы для вычисления предельной нагрузки на ЭПК.

2. Показано, что максимальные значения нагрузки необходимо определять по радиусу минимального ТК для случая его контакта с внутренней ДК.

3. Установлено, что чем больше радиусы минимального ТК, внутренней ДК и количество ТК, воспринимающих нагрузку, и чем меньше

углы их расположения относительно линии действия вектора радиальной нагрузки, тем выше нагрузочная способность ЭПК.

4. Наихудшей из всех рассмотренных конструкций ЭПК при одной и той же действующей внешней нагрузке может оказаться схема, где получено наименьшее значение отношения радиуса минимального ТК к радиусу ДК внутреннего кольца. Чтобы обеспечить условия прочности по допускаемым контактным напряжениям, рекомендовано принимать радиус минимального ТК  $r_{\min} \cong (0,15...0,40)R_{\text{в}}$ .

5. Результаты выполненного исследования дают возможность в дальнейшем оценить долговечность работы ЭПК, позволяя разработчикам на этапе проектирования обосновать конструктивную схему подшипника и принять необходимые проектно-конструкторские решения для достижения требуемых показателей его работоспособности применительно к механическому приводу машины.

## Литература

- [1] Сильченко П.Н., Синенко Е.Г. *Подшипник качения*. А.с. 174088 СССР, 1992, бюл. № 41, 3 с.
- [2] Волков Г.Ю., Курасов Д.А. *Эксцентриковый подшипник качения*. Патент 2315212 РФ, 2008, бюл. № 2, 9 с.
- [3] Волков Г.Ю., Курасов Д.А. *Эксцентриковый подшипник качения*. Патент 73045 РФ, 2008, бюл. № 13, 2 с.
- [4] Крайнев А.Ф. *Механика машин*. Москва, Машиностроение, 2000. 903 с.
- [5] Федченко Е. М. *Методы геометро-кинематического анализа и синтеза пространственных фрикционных передач с замкнутой системой тел качения*. Дис. ... канд. техн. наук. Курган, 2004. 254 с.
- [6] Меснянкин М.В., Митяев А.Е., Мерко М.А. *Геометрические параметры исполнительных устройств приводов технологического оборудования на базе механизмов с замкнутой системой тел качения*. Красноярск, СФУ, 2013. 115 с.
- [7] Меснянкин М.В., Мерко М.А., Колотов А.В., Беляков Е.В. Особенности расчета номинальных значений геометрических параметров ЭМК. *Проблемы механики современных машин. Мат. V междунар. конф.*, Улан-Удэ, 25–30 июня 2012, Улан-Удэ, ВСГУТУ, 2012, № 1, с. 89–92.
- [8] Меснянкин М.В., Митяев А.Е., Колотов А.В. Анализ взаимозависимостей геометрических параметров эксцентрикового механизма качения. *Вестник КрасГАУ*, 2012, № 11, с. 180–184.
- [9] Syzrantsev V., Krokhmal N., Fedchenko E. Geometrical synthesis of highspeed transmissions with close system of rotating links. *Power transmissions 03. Conference materials*, Bulgaria, Warna, 2003, pp. 362–367.
- [10] Крохмаль Н.Н. *Элементы структурного синтеза, критерии функционирования и расчет основных параметров фрикционных передач с замкнутой системой тел качения*. Дис. ... канд. техн. наук. Курган, 1989. 235 с.
- [11] Волков Г.Ю., Курасов Д.А. Силовой расчет зубчатых эксцентриковых подшипников в кривошипно-ползунном механизме. *Справочник. Инженерный журнал*, 2010, № 2, с. 19–25.
- [12] Шарков О.В., Золотов И.А. Исследование напряженного состояния внешней обоймы эксцентриковых механизмов свободного хода методом объемных конечных элементов. *Машиностроитель*, 2006, № 12, с. 16–17.

- [13] Тимофеев Г.А., Самойлова М.В. Силовой расчет комбинированного планетарно-волнового механизма с генератором волн внешнего демпфирования. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2010, № 4, с. 17–22.
- [14] Мерко М.А., Меснянкин М.В., Мерко И.С., Митяев А.Е., Колотов А.В., Кайзер Ю.Ф., Лысянников А.В., Лысянникова Н.Н. Распределение статических сил по точкам контакта звеньев механизмов с замкнутой системой тел качения в зоне минимальных диаметров. *Современные проблемы науки и образования*, 2014, № 6. URL: [www.science-education.ru/120-15346](http://www.science-education.ru/120-15346)
- [15] Курасов Д.А., Волков Г.Ю. Силовой расчет зубчатого эксцентрикового подшипника с непосредственным касанием наружного и внутреннего колец. *Вестник Курганского государственного университета. Серия Технические науки*, 2011, № 1, с. 10–13.
- [16] Черменский О.Н. Особенности расчетов на контактную прочность и долговечность тяжело нагруженных деталей из закаленных сталей на примере подшипников качения. *Вестник машиностроения*, 1998, № 9, с. 38–41.
- [17] Александров В.М., Ромалис Б.Л. *Контактные задачи в машиностроении*. Москва, Машиностроение, 1986. 176 с.

## References

- [1] Sil'chenko P.N., Sinenko E.G. *Podshipnik kacheniya* [Roller bearings]. Author's certificate of the USSR no. 174088, 1992. 3 p.
- [2] Volkov G.Yu., Kurasov D.A. *Ekstsentrkovyy podshipnik kacheniya* [Eccentric rolling bearing]. Patent no. 2315212 RF, 2008. 9 p.
- [3] Volkov G.Yu., Kurasov D.A. *Ekstsentrkovyy podshipnik kacheniya* [Eccentric rolling bearing]. Patent no. 73045 RF, 2008. 2 p.
- [4] Kraynev A.F. *Mekhanika mashin* [Mechanics of machines]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 2000. 903 p.
- [5] Fedchenko E.M. *Metody geometro-kinematicheskogo analiza i sinteza pro-stranstvennykh friktsionnykh peredach s zamknutoy sistemoy tel kacheniya*. Kand. Diss. [Methods of geometric-kinematic analysis and synthesis of spatial friction gears with a closed system of rolling bodies. Cand. Diss.]. Kurgan, 2004. 254 p.
- [6] Mesnyankin M.V., Mityayev A.E., Merko M.A. *Geometricheskiye parametry ispolnitel'nykh ustroystv privodov tekhnologicheskogo oborudovaniya na baze mekhanizmov s zamknutoy sistemoy tel kacheniya* [Geometric parameters of actuators drives of technological equipment based on mechanisms with a closed system of rolling elements]. Krasnoyarsk, SFU publ., 2013. 115 p.
- [7] Mesnyankin M.V., Merko M.A., Kolotov A.V., Belyakov E.V. Features of calculation of nominal values of geometrical parameters of EMC. *Problemy mekhaniki sovremennykh mashin. Problemy mekhaniki sovremennykh mashin. Mat. V mezhdunar. konf.* [Problems of mechanics of modern machines. Proceedings of the V international conference]. Ulan-Ude, 2012, no. 1, pp. 89–92.
- [8] Mesnyankin M.V., Mityayev A.E., Kolotov A.V. Geometrical parameters interdependency analysis of the rolling eccentric mechanism. *Bulletin of KrasGAU*, 2012, no. 11, pp. 180–184 (in Russ.).
- [9] Syzrantsev V., Krokhmal N., Fedchenko E. Geometrical synthesis of highspeed transmissions with close system of rotating links. *Power transmissions 03. Conference materials*, Bulgaria, Warna, 2003, pp. 362–367.
- [10] Krokhmal' N.N. *Elementy strukturnogo sinteza, kriterii funktsionirovaniya i raschet osnovnykh parametrov friktsionnykh peredach s zamknutoy sistemoy tel kacheniya*. Kand. Diss. [Elements of structural synthesis, criteria for functioning and calculation of the main parameters of friction gears with a closed system of rolling elements. Cand. Diss.]. Kurgan, 1989. 235 p.
- [11] Volkov G.Yu., Kurasov D.A. Power design of the gear eccentric bearing in slider-crank mechanism. *Handbook. An Engineering journal with appendix*, 2010, no. 2, pp. 19–25 (in Russ.).
- [12] Sharkov O.V., Zolotov I.A. Investigation of the stressed state of the outer cage of eccentric freewheeling mechanisms by the method of volumetric finite elements. *Mashinostroitel'*, 2006, no. 12, pp. 16–17 (in Russ.).

- [13] Timofeyev G.A., Samoylova M.V. Stress analysis of Combined Planetary-Wave Gear with Generator of Waves of External Deformation. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, 2010, no. 4, pp. 17–22 (in Russ.).
- [14] Merko M.A., Mesnyankin M.V., Merko I.S., Mityayev A.E., Kolotov A.V., Kayzer Yu.F., Lysyannikov A.V., Lysyannikova N.N. Distribution static forces at the contact points of the links in the mechanisms with a closed system of rolling elements in the zone of minimum diameter. *Modern problems of science and education*, 2014, no. 6 (in Russ.). Available at: [www.science-education.ru/120-15346](http://www.science-education.ru/120-15346)
- [15] Kurasov D.A., Volkov G.Yu. Power calculation gear eccentric bearing with a direct contact of external and internal rings. *Vestnik Kurganskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya Tekhnicheskkiye nauki*, 2011, no. 1, pp. 10–13 (in Russ.).
- [16] Chermenskiy O.N. Features of calculations for contact strength and durability of heavily loaded parts made of hardened steel on the example of rolling bearings. *Vestnik mashinostroyeniya*, 1998, no. 9, pp. 38–41 (in Russ.).
- [17] Aleksandrov V.M., Romalis B.L. *Kontaktnyye zadachi v mashinostroyenii* [Contact tasks in mechanical engineering]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1986. 176 p.

Статья поступила в редакцию 12.02.2020

## Информация об авторах

**СИЛЬЧЕНКО Петр Никифорович** — член-корреспондент академии космонавтики, доктор технических наук, профессор кафедры «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств». ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет» (660041, Красноярск, Российская Федерация, Свободный пр., д. 79, e-mail: [Psilchenko@sfu-kras.ru](mailto:Psilchenko@sfu-kras.ru)).

**ТИМОФЕЕВ Геннадий Алексеевич** — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: [timga@bmstu.ru](mailto:timga@bmstu.ru)).

**МЕСНЯНКИН Марк Вадимович** — кандидат технических наук, доцент кафедры «Прикладная механика». ФГАОУ ВО «Сибирский Федеральный Университет» (660041, Красноярск, Российская Федерация, пр. Свободный, д. 79, e-mail: [MMesnyankin@sfu-kras.ru](mailto:MMesnyankin@sfu-kras.ru)).

**НОВИКОВ Евгений Сергеевич** — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, ул. 2-я Бауманская, д. 5, стр. 1, e-mail: [novikov-es@mail.ru](mailto:novikov-es@mail.ru)).

## Information about the authors

**SILCHENKO Petr Nikiforovich** — Corresponding Member of the Academy of Cosmonautics, Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Design and Technology for Mechanical Engineering. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Siberian Federal University (660041, Krasnoyarsk, Russian Federation, Svobodny Ave., Bldg. 79, e-mail: [Psilchenko@sfu-kras.ru](mailto:Psilchenko@sfu-kras.ru)).

**TIMOFEEV Gennadiy Alekseevich** — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: [timga@bmstu.ru](mailto:timga@bmstu.ru)).

**MESNYANKIN Mark Vadimovich** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Applied Mechanics. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Siberian Federal University (660041, Krasnoyarsk, Russian Federation, Svobodny Ave., Bldg. 79, e-mail: [MMesnyankin@sfu-kras.ru](mailto:MMesnyankin@sfu-kras.ru)).

**NOVIKOV Evgeniy Sergeevich** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: [novikov-es@mail.ru](mailto:novikov-es@mail.ru)).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Сильченко П.Н., Тимофеев Г.А., Меснянкин М.В., Новиков Е.С. Нагрузочная способность эксцентриковых подшипников качения. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 7, с. 13–22, doi: 10.18698/0536-1044-2020-7-13-21

### Please cite this article in English as:

Silchenko P.N., Timofeev G.A., Mesnyankin M.V., Novikov E.S. Load Capacity of Eccentric Roller Bearings. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2020, no. 7, pp. 13–22, doi: 10.18698/0536-1044-2020-7-13-21