

МАШИНОВЕДЕНИЕ, СИСТЕМЫ ПРИВОДОВ И ДЕТАЛИ МАШИН

УДК 621.833

DOI:10.34759/vst-2020-3-229-239

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА НЕРАВНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ В ШАРИКО-ВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧЕ С СЕПАРАТОРОМ

Абдулин Р.Р.^{1*}, Подшибнев В.А.^{2**}, Самсонович С.Л.^{2***}

¹ *Московский научно-производственный комплекс «Авионика» имени О.В. Успенского,
ул. Образцова, 7, Москва, 127055, Россия*

² *Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет),
МАИ, Волоколамское шоссе, 4, Москва, 125993, Россия*

* *e-mail: abdulin@mnpk.ru*

** *e-mail: podshibneff@mail.ru*

*** *e-mail: samsonovich40@mail.ru*

Статья поступила в редакцию 14.05.2020

Работа посвящена актуальной проблеме проектирования исполнительных механизмов электромеханических приводов поступательного действия для беспилотного летательного аппарата (БЛА). Объектом исследования является шарико-винтовая передача (ШВП) с сепаратором, наличие которого в конструкции обеспечивает повышенную надежность и обуславливает меньшую стоимость изготовления из-за отсутствия внутренней резьбы и устройства для перепуска шариков в гайке. Для использования этой конструкции необходимо исследовать неравномерность распределения нагрузки между шариками. Составлена математическая модель определения коэффициента неравномерности распределения нагрузки в ШВП с сепаратором. Проведено сравнение данного параметра у ШВП с рециркулирующей тел качения и с сепаратором. Предложена методика рационального проектирования ШВП с сепаратором под заданную осевую нагрузку.

Ключевые слова: шарико-винтовая передача с сепаратором, распределение нагрузки в шарико-винтовой передаче.

Введение

Разработка электромеханических исполнительных механизмов (ИМ) приводных систем летательных аппаратов является перспективным направлением развития техники. В настоящее время в системах управления летательными аппа-

ратами в качестве ИМ используют гидравлические двигатели поступательного действия. Их замена на электромеханические ИМ, состоящие из электродвигателей и винтовых механических передач, преобразующих вращательное движение в поступательное, а именно шарико-винтовых

(ШВП) [1] и планетарных роliko-винтовых (ПРВП) [2], позволила бы повысить ремонтпригодность, а также сократить стоимость изготовления и технического обслуживания таких приводных систем [3, 4]. Из сравнительного анализа этих механизмов, проведенного в работе [5], следует, что ШВП обладает большим КПД, а следовательно, ИМ, построенные на основе ШВП, являются наиболее энергоэффективными, по сравнению с ИМ, построенными на основе других механических передач. При этом разрабатываемые ИМ должны обеспечивать высокие аналогичные гидравлическим приводам показатели надежности [6, 7].

Известны конструкции ШВП с каналами рециркуляции тел качения [8, 9] и конструкции ШВП без канала рециркуляции тел качения [10, 11]. Показанная на рис. 1 ШВП [11] выполнена с гайкой в виде сепаратора с цилиндрическими гнездами, расположенными по винтовой линии, и цилиндрической втулкой. Расположение каждого шарика в отдельном гнезде позволяет исключить возможность заклинивания шариков в процессе эксплуатации при ударной нагрузке, что ведет к увеличению надежности данного механизма. А отсутствие в конструкции гайки с внутренней резьбой и каналом рециркуляции обуславливает низкую стоимость изготовления механизма. Однако замена гайки с внутренней резьбой неизбежно приводит к изменению силового взаимодействия элементов передачи, что может сказаться на ее грузоподъемности и ресурсе [12, 13].

В работе [14] определены зависимости габаритных размеров данного механизма с учетом равномерного распределения нагрузки между телами качения (шариками). Однако из работ [15, 16] известно, что нагрузка в ШВП распределяется

неравномерно, и закон распределения нагрузки существенно зависит от конструктивных параметров передачи [17, 18] и точности изготовления элементов конструкции [19].

В данной работе предлагаются аналитическое определение закона неравномерности распределения нагрузки и методика проектирования ШВП с сепаратором под заданную осевую нагрузку.

Определение коэффициента неравномерности распределения нагрузки

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки вдоль винтовой линии зависит от параметров резьбового соединения и определяется по формуле:

$$\lambda = \frac{q(z)_{\max}}{q(z)_{\text{cp}}}, \quad (1)$$

где $q(z)_{\max}$ — максимальное значение интенсивности распределения нагрузки вдоль оси винта; $q(z)_{\text{cp}}$ — среднее значение интенсивности распределения нагрузки вдоль оси винта; z — осевая координата винтовой линии.

Таким образом, задача об определении коэффициента неравномерности распределения нагрузки сводится к определению интенсивности распределения нагрузки.

Определим коэффициент неравномерности распределения нагрузки в ШВП с сепаратором, основываясь на методике, известной из работы [15].

Рассмотрим расчетную модель деформаций в ШВП с сепаратором (рис. 2), где z_n — осевая координата n -го витка; z_0 — осевая координата первого витка; Δ_B — осевая деформация тела винта; Δ_C — осевая деформация тела сепаратора; $\delta_B(z_n), \delta_C(z_n)$ — прогиб витка с координатой z_n винта и сепаратора соответственно; $\delta_B(z_0), \delta_C(z_0)$ — прогиб витка с координатой z_0 винта и сепаратора соответственно; $d_{\text{вв}}$ — внутренний диаметр резьбы винта; $d_{\text{БК}}$ — диаметр окружности контакта шариков с поверхностью винта; $d_{\text{вн}}$ — наружный диаметр винта; $d_{\text{св}}$ — диаметр окружности контакта шариков с сепаратором; $d_{\text{сн}}$ — наружный диаметр сепаратора; $d_{\text{св}}$ — внутренний диаметр сепаратора; α_K — угол контакта; ψ — угол подъема винтовой линии; $r_{\text{ш}}$ — радиус шарика; r_0 — радиус окружности профиля резьбы винта; F — осевая сила, действующая на винт;

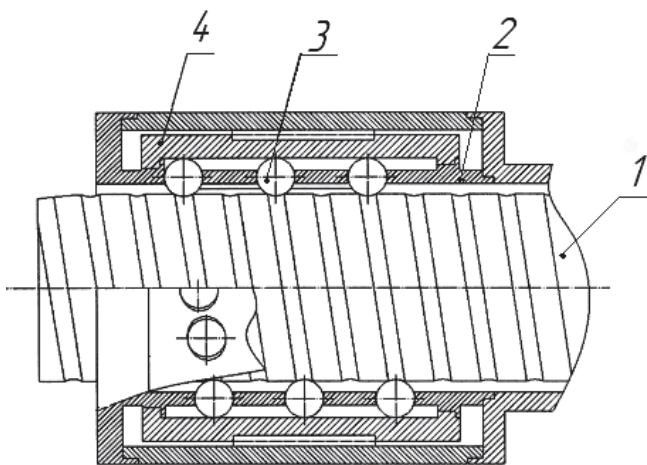


Рис. 1. Конструкция ШВП с сепаратором: 1 — винт; 2 — сепаратор; 3 — шарики; 4 — гладкая втулка

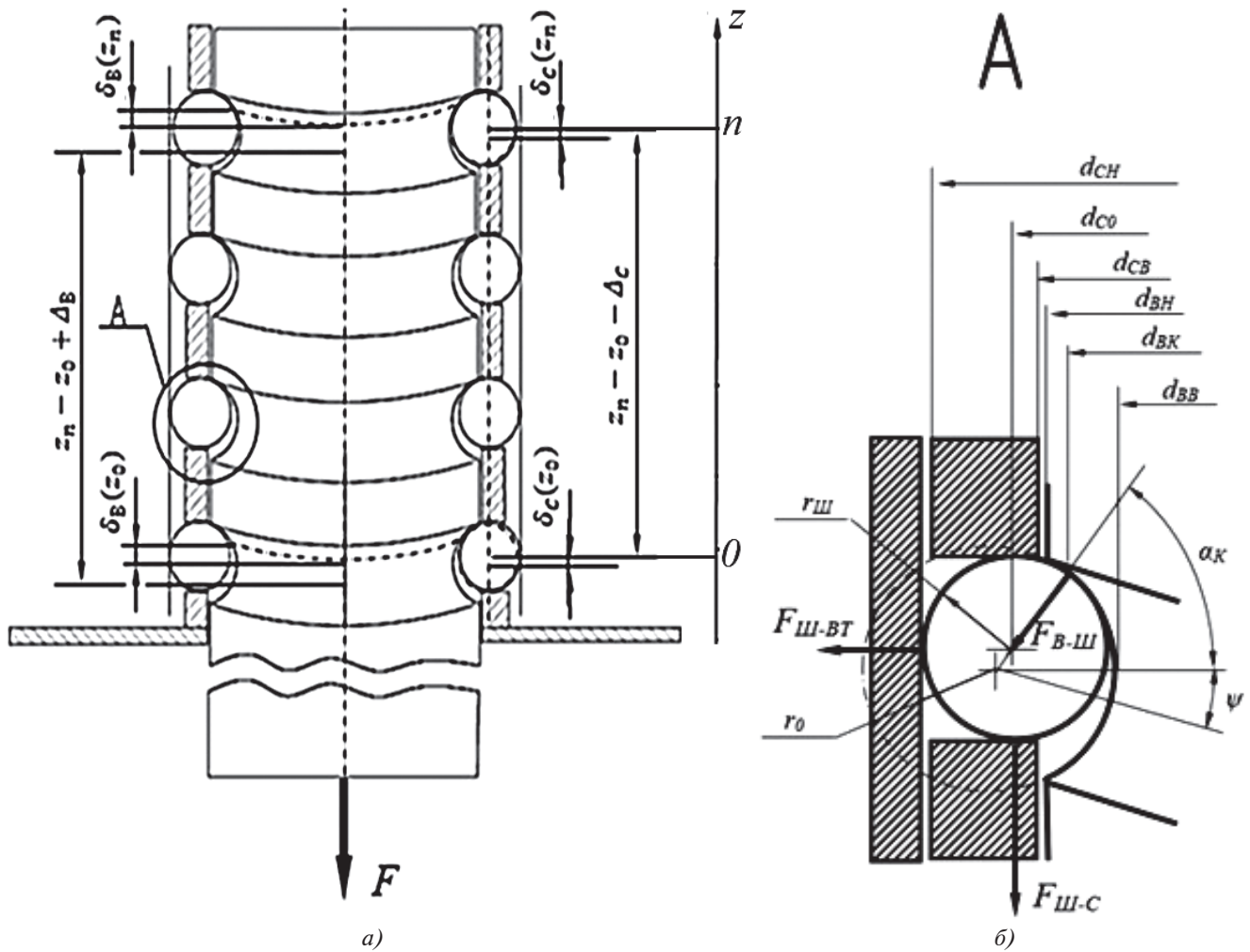


Рис. 2. Расчетная модель деформаций в шарико-винтовой передаче с сепаратором: а — деформации винта и сепаратора; б — схема силового взаимодействия между элементами передачи

$F_{В-Ш}$ — сила, действующая со стороны винта на шарик; $F_{Ш-С}$ — сила, действующая со стороны шарика на сепаратор; $F_{Ш-ВТ}$ — сила, действующая со стороны шарика на втулку.

Сила F , действующая на винт, приводит к осевым деформациям тел винта и сепаратора, а контактные силы $F_{В-Ш}$ и $F_{Ш-С}$ приводят к возникновению прогибов витков винта и сепаратора. Под прогибами витков винта и сепаратора будем понимать составляющую перемещения точки контакта шарика с винтом и сепаратором относительно центра шарика вдоль оси z . При этом следует отметить, что если в ШВП с рециркуляцией тел качения прогиб витков винта и гайки определяется суммой осевых деформаций, вызванных радиальным смещением основания (т.е. смещением за счет осевой составляющей перемещения точки контакта по винтовой линии) и контактным сближением в месте контакта шарика с винтом и гайкой за счет изгиба профиля резьбы, то в ШВП с сепаратором прогиб витков винта определяет-

ся аналогично ШВП с рециркуляцией тел качения, а прогиб витков сепаратора определяется только радиальным смещением основания, так как контактная сила, действующая со стороны шариков на поверхность гнезд сепаратора, параллельна оси z . Причем из условия совместности деформации [15] следует, что разность деформаций тел сепаратора и винта на участке между первым и n -м витком компенсируется разностью прогибов первого и n -го витков.

Запишем уравнение совместности деформации:

$$\Delta_B + \Delta_C = [\delta_B(z_n) + \delta_C(z_n)] - [\delta_B(z_0) + \delta_C(z_0)]. \quad (2)$$

Осевые деформации винта и сепаратора, вызванные растяжением нагружаемого звена и сжатием неподвижного звена, определяются по формулам:

$$\Delta_B = \frac{1}{A_B E_B} \int_{z_0}^{z_n} q(z) dz; \quad (3)$$

$$\Delta_c = \frac{1}{A_c E_c} \int_{z_0}^{z_n} q(z) dz, \quad (4)$$

где A_B, A_c — площадь поперечного сечения винта и сепаратора соответственно,

$$A_B = \frac{\pi d_{BB}^2}{4}; \quad (5)$$

$$A_c = \frac{\pi(d_{CH}^2 - d_{CB}^2)}{4}; \quad (6)$$

E_B, E_c — модуль Юнга материалов винта и сепаратора соответственно;

$q(z)$ — функция интенсивности распределения нагрузки вдоль оси z .

Для определения величины прогибов витка примем допущение, что интенсивность распределения нагрузки в одном витке является постоянной величиной. Рассмотрим развертку витка (рис. 3), где p — шаг винтовой линии; $N_{ш-в}$ — сила реакции в месте контакта шарика и винта; $S_{ш}$ — шаг расположения шариков вдоль контактной линии; P_z — распределенная сила на единицу длины, действующая нормально к поверхности контакта шариков с винтовой линией в n -м витке.

Силы $F_{в-ш}$, действующие со стороны винта на шарики в n -м витке, уравниваются силами реакции $N_{ш-в}$, сумму которых можно представить как произведение распределенной силы P_z и длины развертки витка. Составляющие сил $N_{ш-в}$, параллельные оси винтовой линии, обуславливают прогиб n -го витка за счет изгиба профиля резь-

бы, а радиальные составляющие винтовой обуславливают прогиб n -го витка за счет радиального смещения основания витка.

Связь распределенной силы P_z и интенсивности распределения нагрузки $q(z)$ для n -го витка показана на рис. 3 и определяется выражением:

$$k N_{ш-в} \sin(\alpha_k) \cos(\psi) = P_z \pi d_k \sin(\alpha_k) \cos(\psi) = q(z) p, \quad (7)$$

где k — количество шариков в одном витке.

Прогиб винта в n -м витке определяется по формуле [5]:

$$\delta_B(z_n) = \left[\frac{P_{zn}}{E_B} \Lambda_B + \nu_B \sqrt[3]{\frac{S_{ш}^2}{d_{ш}^2} \left(\frac{P_{zi}}{E_B} \right)^2} \right] \cos(\psi), \quad (8)$$

где Λ_B, ν_B — безразмерные коэффициенты, определяемые геометрическими параметрами передачи; $d_{ш}$ — диаметр шарика; $S_{ш}$ — шаг шариков вдоль винтовой линии.

Параметры Λ_B, ν_B определяются как

$$\Lambda_B = \frac{\cos(\alpha_k) \operatorname{ctg}(\alpha) d_k}{2p} \left[\frac{d_k^2 + d_{BB}^2}{d_k^2 - d_{BB}^2} - \nu_B \right]; \quad (9)$$

$$\nu_B = 0,5 \sin(\alpha) \sqrt[3]{1 - \nu_B^2 + \frac{E_B}{E_{ш}} [1 - \nu_{ш}^2] \frac{4r_0 - d_{ш}}{r_0}}, \quad (10)$$

где ν_B — коэффициент Пуассона материала винта.

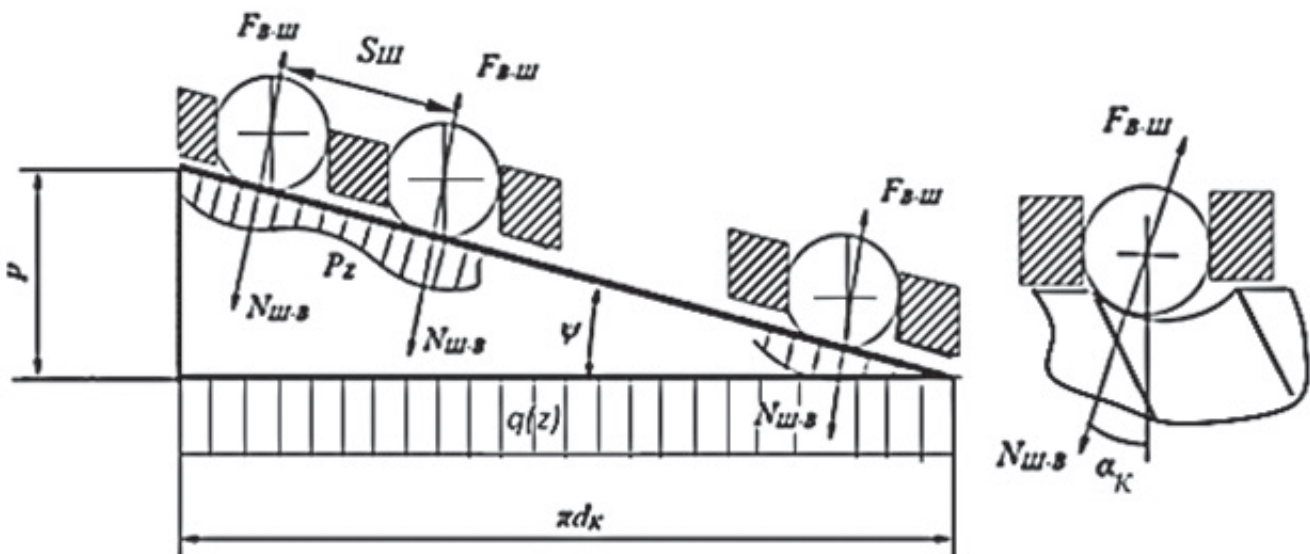


Рис. 3. Развертка витка

Прогиб сепаратора на n -м витке определим как осевое смещение средней точки n -го витка в результате скручивания участка тела сепаратора длиной p :

$$\delta_c(z_n) = \frac{64q(z)p^3 \operatorname{tg}(\psi)(1 + \nu_c)}{2E_c \pi^2 (d_{\text{сн}}^4 - d_{\text{св}}^4)}, \quad (11)$$

где ν_c — коэффициент Пуассона материала сепаратора.

В результате подстановки (3)—(11) в выражение (2) и последующих преобразований получаем [5]:

$$\beta \int_{z_0}^z q(z) dz - \gamma_1 [q(z) - q(z_0)] - \gamma_2 \left[q(z)^{\frac{2}{3}} - q(z_0)^{\frac{2}{3}} \right] = 0, \quad (12)$$

где

$$\beta = \frac{1}{A_B E_B} + \frac{1}{A_C E_C}; \quad (13)$$

$$\gamma_1 = \frac{p}{\pi \sin(\alpha) d_k E_B} \cos(\psi) + \frac{64p^3 \operatorname{tg}(\psi)(1 + \nu_c)}{2E_c \pi^2 (d_{\text{сн}}^4 - d_{\text{св}}^4)}; \quad (14)$$

$$\gamma_2 = \nu_B \sqrt[3]{\frac{S_{\text{ш}}^2}{d_{\text{ш}}}} \left(\frac{p}{\pi d_k \sin(\alpha) \cos(\psi)} \frac{1}{E_B} \right)^{\frac{2}{3}} \cos(\psi). \quad (15)$$

Решение дифференциального уравнения (12)

при условиях $q(0)' = 0$ и $\int_{z_0}^{z_n} q(z) dz = F$ имеет вид:

$$q(z) = \frac{Fm}{\sinh(m(z_n - z_0))} \cosh(mz), \quad (16)$$

где

$$m = \sqrt{\frac{\beta}{\gamma_1 + \frac{2\gamma_2}{3 \left(\frac{F}{z_n - z_0} \right)^{\frac{1}{3}}}}}. \quad (17)$$

Из анализа выражений (2)—(17) следует, что различия между приведенными зависимостями и зависимостями, известными для ШВП с рециркуляцией тел качения из работы [15], заключаются в различном влиянии конструктивных параметров элементов ШВП на величины для β , γ_1 , γ_2 . Если в ШВП с рециркуляцией тел качения наружный диаметр гайки, влияющий на величину параметра β , может быть неограничен, то в ШВП с сепаратором наружный диаметр сепаратора не может превышать внутренний диаметр втулки, что приводит к большим осевым деформациям, а следовательно, и к большей неравномерности распределения нагрузки по сравнению с ШВП с рециркуляцией. Кроме того, если в ШВП с рециркуляцией тел качения прогиб витков гайки, определяющий значения параметров γ_1 , γ_2 , обуславливается как радиальным смещением основания, так и контактным сближением в месте контакта шарика с винтом, то в ШВП с сепаратором прогиб витка сепаратора обуславливается только его радиальным смещением. Из этого следует, что способы увеличения равномерности распределения нагрузки в ШВП с сепаратором основываются на увеличении геометрических размеров поперечного сечения сепаратора.

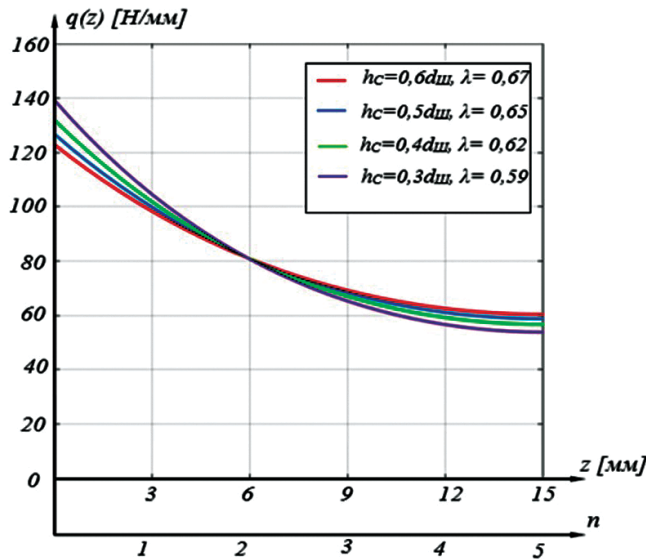
Рассмотрим влияние геометрических размеров различных ШВП на коэффициент неравномерности. На рис. 4,а приведены графики зависимости интенсивности распределения нагрузки $q(z)$ от координаты z для ШВП с сепаратором при различных отношениях толщины сепаратора h_c к диаметру шарика $d_{\text{ш}}$. Толщина сепаратора h_c определяется по формуле

$$h_c = \frac{d_{\text{сн}} - d_{\text{св}}}{2}. \quad (18)$$

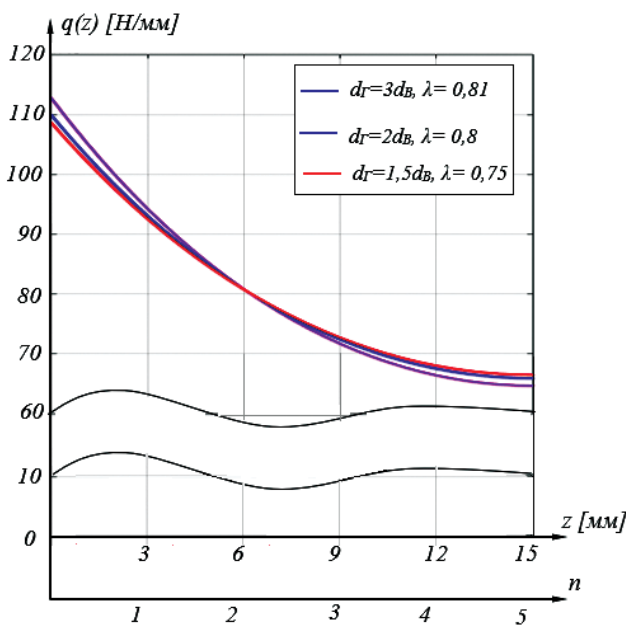
На рис. 4,б приведены графики зависимости интенсивности распределения нагрузки $q(z)$ от координаты z для ШВП с рециркуляцией тел качения при различных отношениях диаметра винта d_B к наружному диаметру гайки d_r . Зависимости $q(z)$ для ШВП с рециркуляцией тел качения построены по методике [15].

Графики зависимостей $q(z)$ для ШВП с рециркуляцией и ШВП с сепаратором, показанные на рис. 4, построены при следующих начальных параметрах: $F = 2000$ Н, $d_B = 10$ мм, $p = 3$ мм, $d_{\text{ш}} = 2$ мм, $n = 5$.

Из анализа рис. 4 следует, что увеличить коэффициент неравномерности возможно за счет



a)



б)

Рис. 4. Зависимости интенсивности распределения нагрузки $q(z)$: а — при различных отношениях $h_c/d_{ш}$; б — при различных отношениях d_r/d_b

увеличения толщины сепаратора в ШВП с сепаратором. Увеличение коэффициента неравномерности возможно за счет увеличения диаметра гайки в ШВП с рециркуляцией, что соответствует выводам, сделанным в работе [15]. На этом основании можно сделать вывод, что при разработке конструкции ШВП с сепаратором для обеспечения наибольшей равномерности распределения

нагрузки между телами качения необходимо проектировать сепаратор с максимально возможной толщиной стенки, равной $0,6d_{ш}$. Что касается проектирования ШВП с рециркуляцией тел качения для обеспечения наибольшей равномерности распределения нагрузки между телами качения, то, как следует из рис. 4,б, увеличение диаметра гайки больше значения $2d_b$ не приводит к значительному увеличению равномерности распределения нагрузки.

Рассмотрим, как коэффициент неравномерности распределения нагрузки меняется в зависимости от числа витков тел качения. На рис. 5 приведены зависимости $q(z)$ для ШВП с рециркуляцией тел качения и ШВП с сепаратором при различном числе расчетных витков. Графики построены при следующих начальных параметрах: $F = 2000$ Н, $d_b = 10$ мм, $p = 3$ мм, $d_{ш} = 2$ мм, $h_c = 0,6d_{ш}$, $d_r = 2d_b$.

Из анализа рис. 5 видно, что коэффициент неравномерности распределения нагрузки λ уменьшается с увеличением числа расчетных витков n , следовательно, увеличение числа витков не приводит к пропорциональному увеличению нагрузочной способности ШВП. Следовательно, при проектировании ШВП необходимо учитывать изменения коэффициента λ в зависимости от числа витков и типа конструкции: ШВП с рециркуляцией или ШВП с сепаратором.

Рассмотрим алгоритм расчета конструктивных параметров ШВП с учетом коэффициента неравномерности распределения нагрузки.

О расчете конструктивных параметров ШВП

В качестве конструктивных параметров ШВП рассматриваются параметры, определяющие габаритные размеры: диаметр винта, диаметр гайки, длина гайки.

В основе расчета лежат формулы, используемые в известных методиках [2, 20].

1. Диаметр винта определяется из условия осевой устойчивости по формуле Эйлера [20] или по упрощенной эмпирической формуле [2]:

$$d_b > \sqrt{\frac{F_{max}}{30}}, \text{ мм}, \quad (19)$$

где F_{max} — максимальная осевая нагрузка, действующая на передачу.

По расчетному значению d_b выбирается диаметр винта и шаг резьбы p по ГОСТ 24737—81.

2. Диаметр шарика выбирается из соотношения

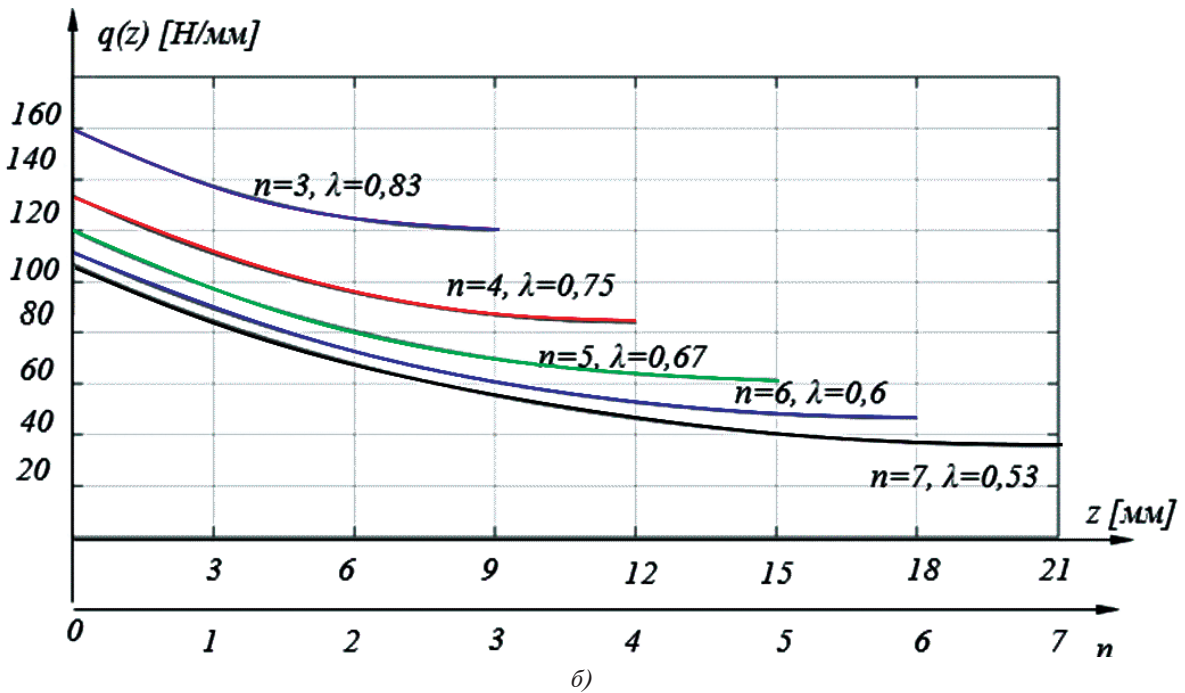
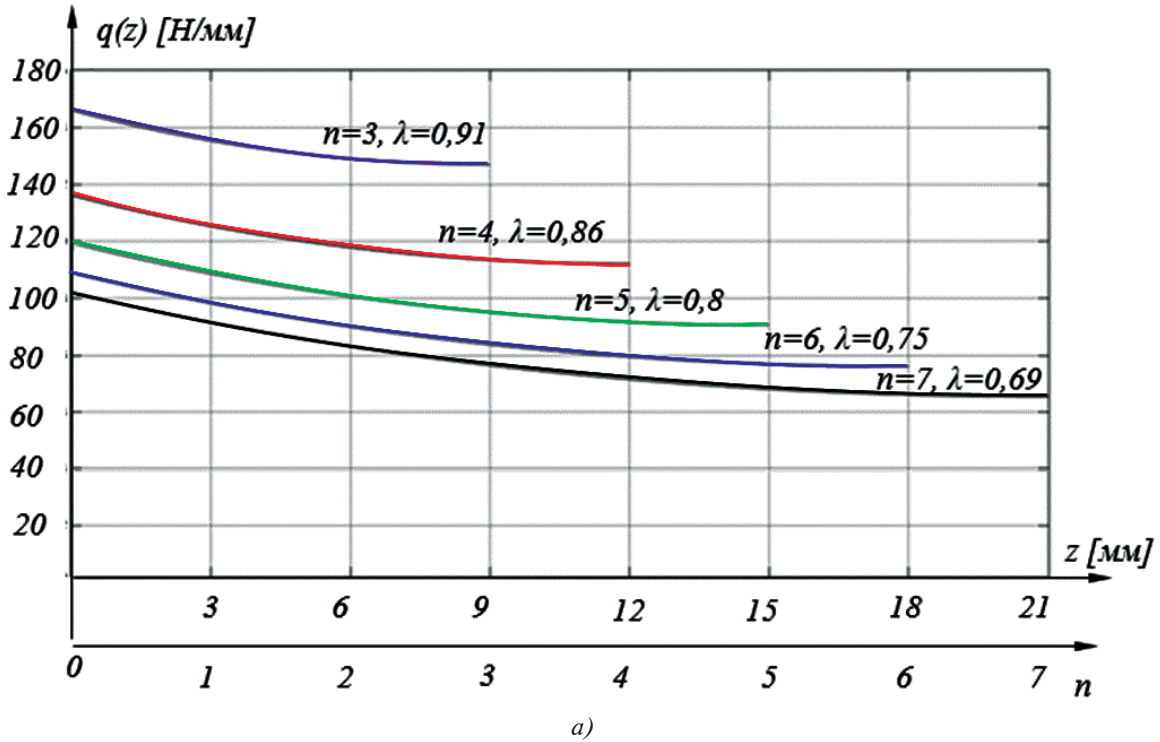


Рис. 5. Зависимости интенсивности распределения нагрузки $q(z)$ при различном числе расчетных витков: а — для ШВП с рециркуляцией тел качения; б — для ШВП с сепаратором

$$d_{ш} \approx 0,6p. \tag{20}$$

Диаметр шарика уточняется по ГОСТ 3722-2014.

3. Требуемое значение нагрузочной способности передачи $F_{тр}$ рассчитывается по формуле определения ресурса ШВП [8]:

$$L_{ч} = \frac{L_{об}}{3600 \frac{V}{p}} = \frac{10^6}{3600 \frac{V}{p}} \left(\frac{0,5F_{тр}}{F_H} \right)^3, \tag{21}$$

где $L_{ч}$ — ресурс передачи в часах; $L_{об}$ — ресурс передачи в оборотах вращающегося звена; F_H —

номинальная нагрузка; V_H — номинальная скорость штока.

Отсюда

$$F_{тр} = 2F_H \sqrt[3]{\frac{3600L \frac{V_H}{p}}{10^6}}. \quad (22)$$

4. Число шариков $z_{ш}$ выбирается из условия контактной прочности по формуле

$$20d_{ш}^2 = \frac{F_{тр}}{\lambda z_{ш} \sin(\alpha) \cos(\psi)}. \quad (23)$$

Откуда $z_{ш}$ определяется как

$$z_{ш} = \frac{F_{тр}}{20d_{ш}^2 \lambda \sin(\alpha) \cos(\psi)}. \quad (24)$$

5. Расчетное число витков n определяется из условия, что общее число шариков $z_{ш}$ равно числу шариков в одном витке, умноженному на число витков:

$$n = \frac{z_{ш}}{\frac{\sqrt{(\pi d_B)^2 + p^2}}{h_{пер} + d_{ш}}}, \quad (25)$$

где $h_{пер}$ — ширина перемычки в ШВП с сепаратором, которая рассчитывается из условия прочности для каждой конкретной конструкции. Для расчета габаритных размеров используется значение $h_{пер} = 0,3d_{ш}$ [2]. В ШВП с рециркуляцией тел качения $h_{пер} = 0$.

Из равенства числа шариков $z_{ш}$, полученных по выражениям (24), (25), найдем произведение числа рабочих витков n и коэффициента неравномерности распределения нагрузки λ через конструктивные параметры ШВП.

Предложенное произведение λn назовем числом рабочих витков ШВП, учитывающим неравномерность распределения нагрузки между телами качения.

6. Зависимость числа рабочих витков λn от конструктивных параметров ШВП определяется выражением

$$\lambda n = \frac{F_{тр}}{20d_{ш}^2 \sin(\alpha) \cos(\psi) \frac{\sqrt{(\pi d_B)^2 + p^2}}{h_{пер} + d_{ш}}}. \quad (26)$$

Правая часть выражения (26) зависит от исходных данных и конструктивных параметров передачи, выбранных на этапах расчета 1-3, исходя из требований ТЗ. Левая часть выражения (26) позволяет определить минимальное количество рабочих витков λn , необходимое для обеспечения требуемой нагрузочной способности передачи $F_{тр}$. Для сравнения и удобства практических инженерных расчетов построены графики зависимости числа рабочих витков λn от расчетного числа витков n для ШВП с рециркуляцией тел качения и ШВП с сепаратором (рис. 6).

Как следует из приведенных графиков, при $\lambda n \leq 3$ число расчетных витков n в обоих ШВП отличается незначительно. При $\lambda n > 3$ число расчетных витков n у ШВП с сепаратором увеличи-

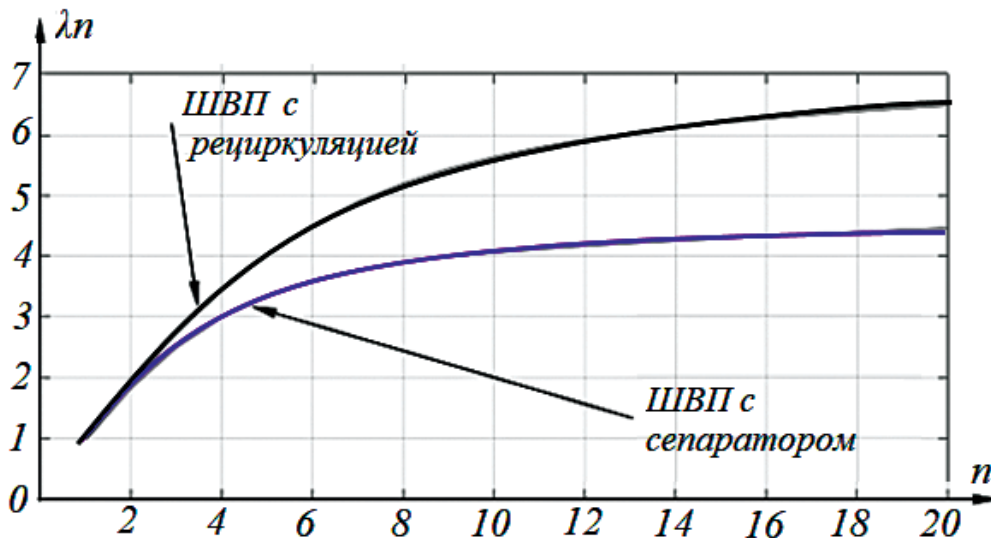


Рис. 6. Зависимость числа рабочих витков от числа расчетных витков

вается более существенно. На этом основании при расчете ШВП следует, исходя из компоновки и требуемых массогабаритных показателей, рассматривать два варианта, отличающихся габаритными размерами: один — с удлиненной гайкой, за счет увеличения числа рабочих витков, второй — с увеличенным диаметром винта, при котором расчетное число витков $n < 5$.

Выводы

Определен коэффициент неравномерности распределения нагрузки ШВП с сепаратором. Установлено, что у этой передачи коэффициент неравномерности распределения нагрузки имеет наибольшее значение при максимальной возможной толщине сепаратора.

Для инженерных расчетов предложено использовать параметр λ_l , характеризующий число рабочих витков, учитывающих коэффициент неравномерности распределения нагрузки.

Показано, что при выборе конструктивных параметров ШВП с сепаратором требуемая нагрузочная способность достигается как за счет увеличения длины гайки при малом диаметре винта, так и за счет увеличения диаметра винта с короткой гайкой.

Библиографический список

1. *Исмагилов Ф.Р., Вавилов В.Е., Саяхов И.Ф.* О выборе механизма поступательного действия для рулевых приводов самолетов // Вестник УГАТУ. 2018. Т. 22. № 4(82). С. 101-108.
2. *Носов А.С.* Силовой электромеханический привод с применением планетарной роликвинтовой передачи повышенной точности // Вестник Московского авиационного института. 2015. Т. 22. № 4. С. 100-107.
3. *Халютин С.А.* Электрический самолёт: прошлое, настоящее, будущее // Авиапанорама: международный авиационно-космический журнал. 2016. № 6(120). С. 42-51.
4. *Крылов Н.В., Лалабеков В.И., Огольцов И.И.* и др. Электромеханические силовые мини-приводы для «более электрифицированного» самолета / Под ред. С.Л. Самсоновича. — М.: Изд-во МАИ, 2016. — 360 с.
5. *Блинов Д.С., Морозов М.И.* Перспективные конструкции планетарных роликвинтовых механизмов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2013. № 3. С. 62-72.
6. *Balaban E., Bansal P., Stoelting P., Saxena A., Goebel K., Curran S.* A Diagnostics Approach for Electro-Mechanical Actuators in Aerospace Systems // IEEE Aerospace Conference (7-14 March 2009, Big Sky, MT, USA). 2009. DOI: 10.1109/AERO.2009.4839661
7. *Ермаков С.А., Карев В.И., Митриченко А.Н., Селиванов А.М., Сухоруков Р.В.* Системы рулевых приводов пассажирских самолетов, их развитие и обеспечение безотказности управления // Вестник Московского авиационного института. 2010. Т. 17. № 3. С. 18-29.
8. *Павлов Б.И.* Шариковинтовые механизмы в приборостроении. — Л.: Машиностроение, 1968. — 136 с.
9. *Турнаев А.И.* Винтовые механизмы и передачи. — М.: Машиностроение, 1982. — 224 с.
10. *Янгулов В.С.* Проектирование передач с линейными перемещениями выходного звена: Учеб. пособие. — Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2011. — 169 с.
11. *Заец В.А., Абдулин Р.Н., Хлупнов А.Ю.* и др. Электромеханический привод поступательного действия. Патент RU 2017104322 А. Бюл. № 23, 13.08.2018.
12. *Изнаилов Б.М., Изнаилов О.Б., Васин А.Н.* Повышение грузоподъемности шариковых винтовых передач путем совершенствования технологического процесса их сборки // СТИН. 2010. № 10. С. 12-14.
13. *Бельков В.Н.* Основы расчета и конструирования винтовых механизмов: Учеб. пособие. — Омск: Изд-во ОмГГУ, 2008. — 160 с.
14. *Борисов М.В., Самсонович С.Л.* О выборе конструктивных параметров электромеханического привода поступательного действия // Труды МАИ. 2012. № 62. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=35537>
15. *Биргер И.А., Иосилевич Г.Б.* Резьбовые и фланцевые соединения. — М.: Машиностроение, 1990. — 368 с.
16. *Борисов А.В., Мамонтов М.В., Натальченко Н.В.* Расчет винта в силовой винтовой передаче из условия равнопрочности // Современные технологии обеспечения гражданской обороны и ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций. 2015. № 1(6). С. 64-66.
17. *Zaeh M.F., Oertli T., Milberg J.* Finite Element Modelling of Ball Screw Feed Drive Systems // CIRP Annals. 2004. Vol. 53. No. 1, pp. 289–294. DOI: 10.1016/S0007-8506(07)60700-8
18. *Zhou L.-X., Li P.-Y.* Finite element analysis of the axial stiffness of a ball screw // International Conference on Material Strength and Applied Mechanics MSAM'2018 (10–13 April 2018, Kitakyushu City, Japan). Vol. 372. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/372/1/012023>
19. *Изнаилов Б.И.* Повышение нагрузочной способности многозвенных соединений механизмов и машин на основе формирования рациональных стохастических размерных связей рабочих элементов в процессе изготовления деталей и сборки: дис. докт. техн. наук. — Саратов: Саратов. гос. техн. ун-т им. Ю.А. Гагарина, 2016. — 254 с.
20. *Балакшин Б.С.* Теория и практика технологии машиностроения. В 2-х кн. Кн. 2. Основы технологии машиностроения. — М.: Машиностроение, 1982. — 367 с.

DETERMINING LOAD DISTRIBUTION UNEVENNESS RATIO IN BALL-AND-SCREW TRANSMISSION WITH SEPARATOR

Abdulin R.R.^{1*}, Podshibnev V.A.^{2}, Samsonovich S.L.^{2***}**

¹ *Moscow Research-and-Production Complex "Avionica" named after O.V. Uspensky,
7, Obraztsova str., Moscow, 127055, Russia*

² *Moscow Aviation Institute (National Research University),
MAI, 4, Volokolamskoe shosse, Moscow, 125993, Russia*

* *e-mail: abdulin@mnpk.ru*

** *e-mail: podshibneff@mail.ru*

*** *e-mail: samsonovich40@mail.ru*

Abstract

The presented work deals with the problem of designing the aircraft electromechanical actuators of a translational type. The object of the study is a ball-and-screw transmission with separator, which presence in the structure ensures advanced reliability and stipulates less production costs due to the absence of the internal thread and a unit for balls spillover inside the nut.

It is well-known that in the ball-and-screw transmissions with recirculation of rolling bodies the unevenness of load distribution among the rolling bodies takes place, and the value of the load distribution unevenness ratio depends on the thread parameters.

The presented work proposes analytical determining of the load distribution unevenness ratio in the ball-and-screw transmissions with separator. The equation of the screw and separator turns deformation compatibility was compiled, which solution allowed obtaining analytical dependencies of the load distribution function along the screw helical centerline of the ball-and-screw transmission with separator.

The effect of such design parameters of the transmission as the number of turns and the width of the separator wall on the unevenness of the load distribution was studied. It was established that this transmission had the largest value of the load distribution unevenness ratio at the maximum possible thickness of the separator, and the load distribution unevenness increased with the number of turns increasing.

Based on the results obtained, the technique for calculating design parameters of the ball-and-screw transmission with separator was refined.

Application of λn parameter, characterizing the number of working turns and accounting for the load

distribution unevenness ratio was proposed for engineering calculations.

It was demonstrated that while design parameters selecting of the ball-and-screw transmission with separator, the required loading capacity is achieved by both the nut length increasing at the small diameter of the screw and increasing diameter of the screw with the short nut.

Keywords: ball-and-screw transmission with separator, load distribution in the ball-and-screw transmission with separator.

References

1. Ismagilov F.R., Vavilov V.E., Sayakhov I.F. *Vestnik UGATU*, 2018, vol. 22, no. 4(82), pp. 101-108.
2. Nosov A.S. Power electromechanical drive based on planetary roller-screw gear of improved accuracy. *Aerospace MAI Journal*, 2015, vol. 22, no. 4, pp. 100-107.
3. Khalyutin S.A. *Aviapanorama: mezhdunarodnyi aviatsionno-kosmicheskii zhurnal*, 2016, no. 6(120), pp. 42-51.
4. Krylov N.V., Lalabekov V.I., Ogol'tsov I.I. et al. *Elektromekhanicheskie silovye mini-privody dlya "bolee elektrifitsirovannogo" samoleta* (Electromechanical power mini-drives for "more electrified" aircraft), Moscow, MAI, 2016, 360 p.
5. Blinov D.S., Morozov M.I. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie*, 2013, no. 3, pp. 62-72.
6. Balaban E., Bansal P., Stoelting P., Saxena A., Goebel K., Curran S. A Diagnostics Approach for Electro-Mechanical Actuators in Aerospace Systems. *IEEE Aerospace Conference (7-14 March 2009, Big Sky, MT, USA)*, 2009. DOI: 10.1109/AERO.2009.4839661
7. Ermakov S.A., Karev V.I., Mitrichenko A.N., Selivanov A.M., Sukhorukov R.V. Control actuation systems of civil aircraft. New developments and reliability. *Aerospace MAI Journal*, 2010, vol. 17, no 3, pp. 18-29.

8. Pavlov B.I. *Sharikovintovyye mekhanizmy v priborostroenii* (Ball-and-screw mechanisms in the instrument making), Leningrad, Mashinostroenie, 1968, 136 p.
9. Turpaev A.I. *Vintovyye mekhanizmy i peredachi* (Screw mechanisms and transmissions), Moscow, Mashinostroenie, 1982, 224 p.
10. Yangulov V.S. *Proektirovanie peredach s lineinymi peremeshcheniyami vykhodnogo zvena* (Design of gears with linear movements of the output link), Tomsk, Tomskii Politehnicheskii univertitet, 2011, 169 p.
11. Zaets V.A., Abdulin R.H., Khlupnov A.Yu. et al. *Patent RU 2017104322 A*, 13.08.2018.
12. Iznairov B.M., Iznairov O.B., Vasin A.N. *STIN*, 2010, no. 10, pp. 12-14.
13. Bel'kov V.N. *Osnovy rascheta i konstruirovaniya vintovykh mekhanizmov* (Fundamentals of calculation and design of screw mechanisms), Omsk, OmGGU, 2008, 160 p.
14. Borisov M.V., Samsonovich S.L. *Trudy MAI*, 2012, no. 62. URL: <http://trudymai.ru/eng/published.php?ID=35537>
15. Birger I.A., Iosilevich G.B. *Rez'bovyye i flantsevye soedineniya* (Threaded and flanged connections), Moscow, Mashinostroenie, 1990, 368 p.
16. Borisov A.V., Mamontov M.V., Natal'chenko N.V. *Sovremennyye tekhnologii obespecheniya grazhdanskoi oborony i likvidatsii posledstviy chrezvychaynykh situatsii*, 2015, no. 1(6), pp. 64-66.
17. Zaeh M.F., Oertli T., Milberg J. Finite Element Modelling of Ball Screw Feed Drive Systems. *CIRP Annals*, 2004, vol. 53, no. 1, pp. 289–294. DOI: 10.1016/S0007-8506(07)60700-8
18. Zhou L.-X., Li P.-Y. Finite element analysis of the axial stiffness of a ball screw. *International Conference on Material Strength and Applied Mechanics MSAM'2018 (10–13 April 2018, Kitakyushu City, Japan)*. Vol. 372. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/372/1/012023>
19. Iznairov B.I. *Povyshenie nagruzochnoi sposobnosti mnogozvennykh soedinenii mekhanizmov i mashin na osnove formirovaniya ratsional'nykh stokhasticheskikh razmernykh svyazei rabochikh elementov v protsesse izgotovleniya detalei i sborki* (Increasing load capacity of multi-link joints of mechanisms and machines based on forming rational stochastic dimensional linkages of working elements in the parts production process and assembling), Doctor's thesis, Saratov, Saratovskii gosudarstvennyi tekhnicheskii universitet im. Yu.A. Gagarina, 2016, 254 p.
20. Balakshin B.S. *Teoriya i praktika tekhnologii mashinostroeniya. V 2-kh kn. Kn. 2 "Osnovy tekhnologii mashinostroeniya"* (Theory and practice of mechanical engineering technology. In 2 books. Book 2 "Fundamentals of mechanical engineering technology"), Moscow, Mashinostroenie, 1982, 367 p.

Редактор *Е.В. Дмитриева*
Художественное оформление *В.И. Володиной, И.В. Романовой*
Компьютерная верстка *О.Г. Лавровой*

Сдано в набор 1.07.20. Подписано в печать 1.09.20.
Бумага офсетная. Формат 60×84 1/8. Печать цифровая.
Усл. печ. л. 27,90. Уч.-изд. л. 30,00. Тираж 113 экз. Заказ 1134/834.

Издательство МАИ
(МАИ), Волоколамское ш., д. 4, Москва, А-80, ГСП-3 125993
Типография Издательства МАИ
(МАИ), Волоколамское ш., д. 4, Москва, А-80, ГСП-3 125993