

УДК 62-187.4

DOI:10.30987/ 2223-4608-2020-10-16-21

А.Г. Федуков, аспирант
(Брянский государственный технический университет
241035, Россия, г. Брянск, бул. 50-лет Октября, 7)
E-mail: fedukov.lvdu@gmail.com

Конструкторско-технологическое обеспечение качества линейных координат станочного оборудования на базе шарико-винтовой пары и направляющих качения

В работе приведены результаты исследований жесткости узлов технологического оборудования на примере линейной координаты. Координата выполнена на основе шарико-винтовой пары и рельсовых направляющих качения. Рассмотрены расчетные схемы, выполнены теоретические и экспериментальные исследования.

Ключевые слова: шарико-винтовая пара; размерный анализ; контактная жесткость; момент холостого хода.

A.G. Fedukov, Post graduate student
(Bryansk State Technical University,
7, 50-years of October Boulevard, Bryansk, Russia, 241035)

Design-technological support of linear coordinates quality in machine equipment based on ball-screw pair and rolling guides

In the paper there are shown the investigation results of technological equipment unit stiffness by the example of a linear coordinate. The coordinate is carried on the basis of a ball-screw pair and rail guides of rolling. The calculation schemes are considered, theoretical and experimental investigations are carried out.

Keywords: ball-screw pair; dimensional analysis; contact stiffness; time idling.

Введение

Технологическое оборудование, создаваемое с использованием унифицированных модулей, имеет большое количество соединений и стыков по сравнению с традиционными конструкциями. Существующие методы проектирования практически не учитывают контактное сближение возникающее в этих стыках. Определяющим критерием качества таких узлов является постоянство величины крутящего момента в пределах всего рабочего хода. На

его величину влияет дополнительная радиальная сила, которая возникает из-за погрешностей сборки и размерного анализа, в том числе определяемых контактными перемещениями.

В большинстве приводов промышленного оборудования для обеспечения линейных перемещений используют шарико-винтовую пару (ШВП). С развитием модульного проектирования промышленного оборудования появился и большой диапазон различных унифицированных деталей, узлов, модулей и прочих изделий различной степени интеграции. Не

исключением является и шарико-винтовая пара, которую можно приобрести и как отдельный механизм, и в составе готового модуля с опорами и направляющими. Линейные координаты оборудования выполняют как на базе готовых модулей, так и самостоятельно собирают из оригинальных и покупных деталей.

В состав линейной координаты входят линейные направляющие, каретки, подшипниковые опоры, ШВП, муфта, электродвигатель и др.

На рис. 1 представлено одно из конструктивных решений линейной координаты станка. Похожая компоновка была рассмотрена в работе [1]. Узел состоит из базовой плиты 1, на которой установлены линейные рельсовые направляющие 2. По рельсам перемещается на каретках 3 стол 6. Для обеспечения положения опорной поверхности стола в одной плоскости с каретками и корпусом гайки ШВП стол монтируется на каретках через проставки 4. Винт ШВП 5 соединен с электродвигателем через муфту.



Рис. 1. Конструкторское решение линейной координаты

При проектировании, изготовлении и сборке такой координаты, как правило, пользуются существующими методиками производителя. Эти методики достаточно упрощенные. Они позволяют выполнить выбор типоразмеров, рассчитать долговечность, произвести геометрическое проектирование. Однако при конструировании с применением унифицированных модулей число стыков существенно больше, чем для узлов из оригинальных деталей. Известно, что жесткость стыков значительно меньше жесткости контактирующих деталей [5]. Но существующие методики расчетов этот факт не учитывают. Расчетных или табличных данных для оценки податливости стыков для рассматриваемых модулей в справочной литературе недостаточно.

Влияние контактных деформаций на ШВП

По сравнению с традиционными решениями, когда ходовой винт устанавливается в подшипники, монтируемые непосредственно в корпусных деталях станка, при модульном проектировании чаще используются отдельные подшипниковые опоры. Наиболее распространена установка ШВП в комплекте из жесткой 1 и плавающей 2 опор (рис. 2). Данная схема была использована для дальнейших исследований.

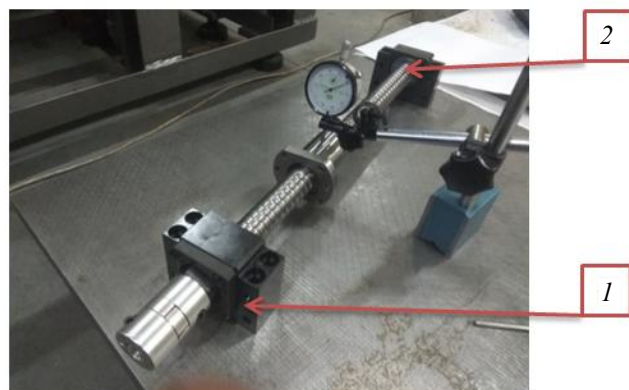


Рис. 2. Ходовой винт, установленный в подшипниковые опоры

Большинство методик проектирования таких модулей основаны на рекомендациях производителей [2, 3]. В первую очередь, это относится к параметрам точности базовых плит, корпусов, опор, а также к схемам их сборки. Но для некоторых важных параметров таких рекомендаций практически нет. В частности, нет требований по разновысотности осей подшипниковых опор (рис. 3).

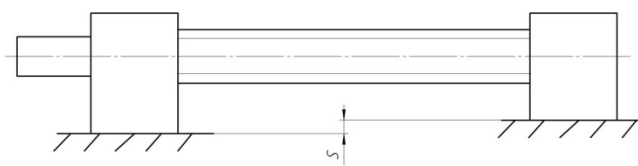


Рис. 3. Разновысотность подшипниковых опор

Разновысотность возникает как из-за допуска на размер, так и из-за деформаций стыка «корпус подшипника – базовая плоскость». Поэтому для обеспечения высокой точности конструкции, точность замыкающего звена часто получают методом индивидуальной пригонки, используя шабрение, притирку и т.п. В других случаях исполнительные размеры рассчитывают, решая размерные цепи, в том числе включая в этот расчет оценку кон-

тактной жесткости. Контактная жесткость оказывает значительное влияние на качество изделий машиностроения [4 – 6].

Для того чтобы понять как контактная жесткость влияет на параметр точности, были проведены исследования на узле (см. рис. 1). Подшипниковые опоры устанавливаются на шлифованной опорной поверхности и крепятся к ней с помощью винтов М10 крутящим моментом равным 53 Н·м. При помощи индикатора часового типа измерялись сближения в стыке (рис. 4). Измерение проводилось в трех точках жесткой плавающих опор.

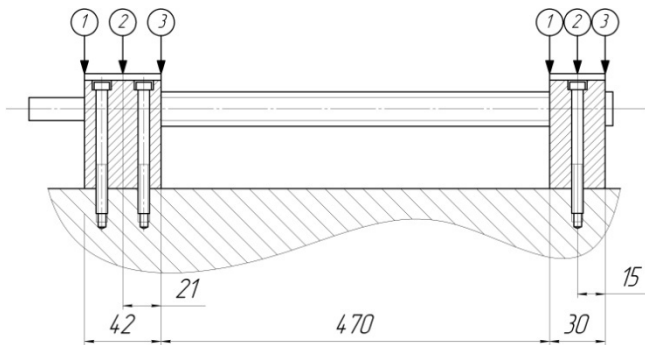


Рис. 4. Измерение сближения в стыке

Деформации стыка для двух подшипниковых опор представлены на графиках (рис. 5). По оси абсцисс расположены точки измерения, а по оси ординат, сближение в микрометрах.

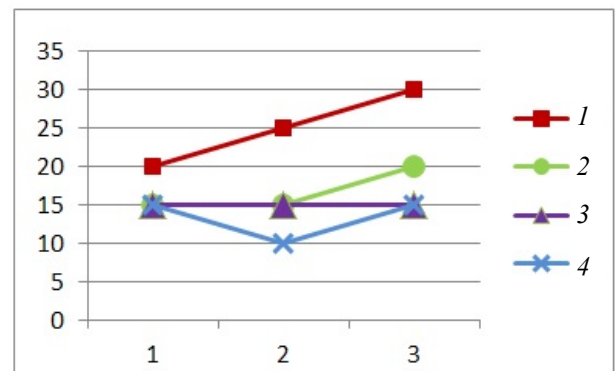
Из графиков деформации видно, что максимальная величина сближения происходит при первом нагружении (разница между исходным положением 1 и линией нагружения 2). Величина сближения достигает 10 мкм и более. При повторных нагружениях (линии 3 и 4) в стыке, в основном, возникают упругие деформации, которые исчезают после снятия нагрузки. Их величина не превышает 2...3 мкм и ее нужно учитывать лишь для оборудования высокой точности.

При проведении эксперимента, когда подшипниковые опоры устанавливаются на фрезерованную опорную поверхность плиты, контактные деформации при первом нагружении резко увеличиваются и достигают 50 мкм.

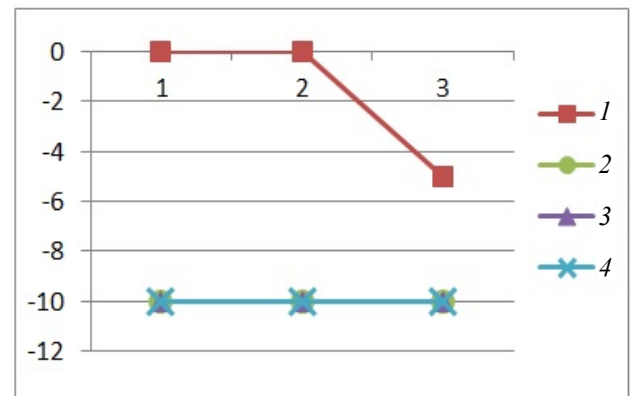
При проектировании кроме разновысотности осей опор, необходимо учитывать и макроотклонения базовых поверхностей, которые характерны для деталей большой длины. Характер изменения формы оси винта при наличии макроотклонений в виде вогнутости или седлообразности показан на рис. 6.

Такое положение формы винта приводит к

деформации винта, ухудшению плавности хода, ведет к росту крутящего момента, его непостоянству на длине рабочего хода, создает погрешность позиционирования. Величина крутящего момента, характер его изменения при движении рабочих органов станка на холостом ходу могут быть использованы для интегральной оценки качества изготовления и сборки модуля линейного перемещения. Современные системы ЧПУ и приводы двигателей позволяют снимать диаграммы силовых и скоростных характеристик в режиме реального времени. Полученные диаграммы дают возможность судить о величине геометрических погрешностей конструкции.



а)



б)

Рис. 5. Деформации стыка:

а – «жесткая подшипниковая опора – базовая плита» при воздействии нагрузки; б – «плавающая подшипниковая опора – базовая плита» при воздействии нагрузки; 1 – положение опоры в измеряемых сечениях без нагрузки; 2 – деформации после первого нагружения опоры; 3 – деформации после второго нагружения опоры; 4 – деформации после третьего нагружения опоры

Анализ размерных цепей

Для уточнения рабочих размеров деталей модуля необходимо решение размерных це-

пей, включающих в себя смещения в стыках. На рис. 7 представлена расчетная схема одной

из размерных цепей линейной координаты с учетом контактных деформаций.

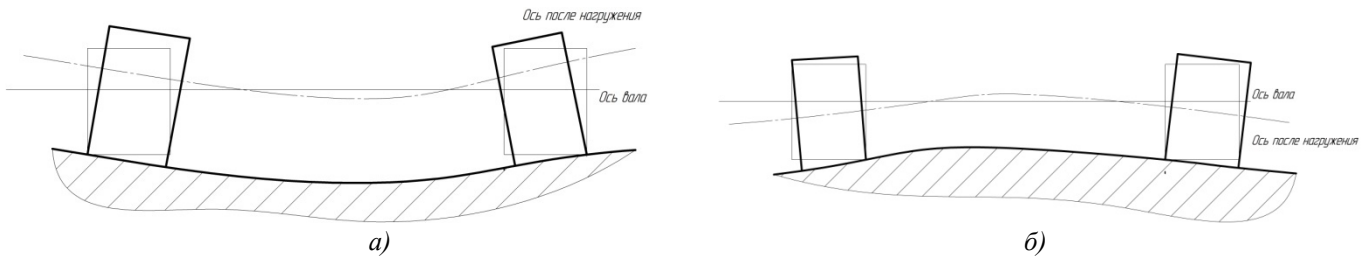


Рис. 6. Влияния макроотклонения на закрепление подшипниковых опор ШВП:

a – вогнутость; *б* – седлообразность

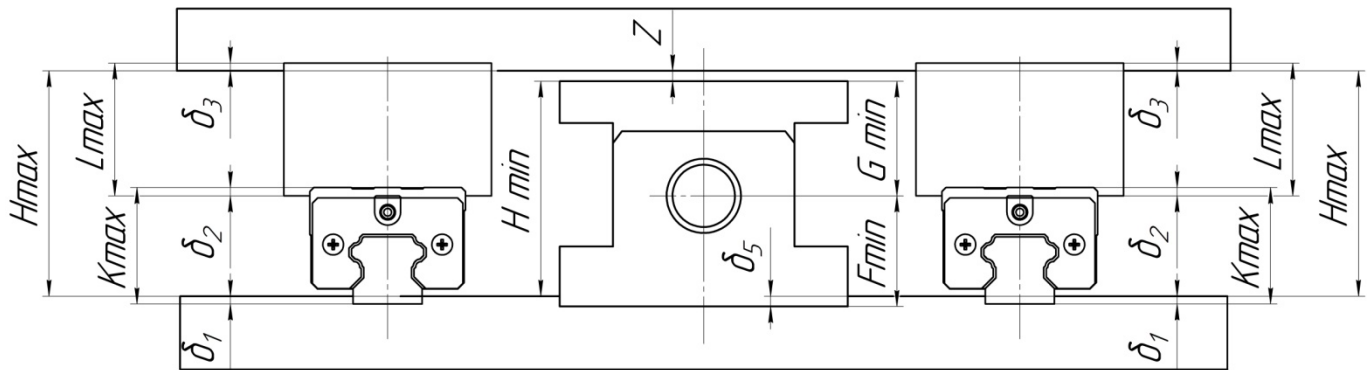


Рис. 7. Схема линейной координаты с максимально возможным зазором между корпусом гайки и столом

При расчете размерных цепей, как правило, используют максимальные и минимальные возможные размеры деталей. В схеме представлен один из возможных случаев при сборке, где высота между базовой плитой и плоскостью стола со стороны направляющих и кареток была взята с максимальными размерами, а со стороны ШВП с наименьшими. Тогда возникает зазор Z , между корпусом гайки и столом, лежащим на каретках рельсовых направляющих. При креплении гайки ШВП со столом, винт деформируется на данную величину. Фактический зазор Z больше с учетом контактных деформаций в стыке. При таком зазоре на винт действует радиальная сила, которая передается и на гайку, изменяя КПД пары (рис. 8).

В первом приближении в этом случае винт ШВП можно рассматривать как балку с жестким и шарнирным закреплением опор, имеющую фиксированную величину прогиба. При этом точка, в которой происходит деформация винта, смещается при движении стола. Очевидно, что минимальные усилия в винте возникают при расположении стола в средней части винта, максимальные в крайних точках. При приближении к подшипниковым опорам сила резко возрастает. При значительных де-

формациях винта силы трения в ШВП возрастают так, что возможно заклинивание передачи. В этом случае рабочая зона передачи уменьшается. На практике погрешность монтажа уменьшают методом пригонки.

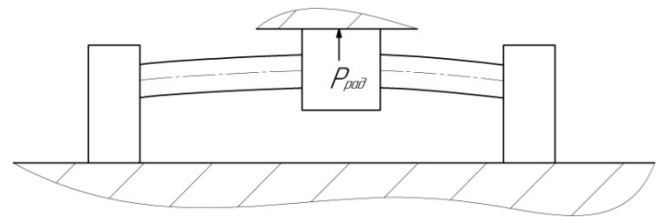


Рис. 8. Схема нагружения винта ШВП радиальной силой, при зазоре

Расчетная схема может быть еще сложнее. На рис. 9, *a* представлена схема, при которой возникает сила, действующая под углом, ее можно разделить на две радиальные силы.

Такой случай представлен тогда, когда со стороны одной направляющей – максимальный размер, а с другой – минимальный. В этом случае стол закрепляется под углом α . При сборке винт деформируется сразу в двух направлениях (рис. 9, *a*). Как правило, это случается при замене изношенных деталей и сборочных единиц. Поэтому целесообразно

изготовление оригинальных деталей вести совместно друг с другом, а унифицированные модули подбирать из одной партии или сортировать.

Кроме ухудшения условий работы ШВП

усилия, возникающие при деформации винта, ухудшают условия работы рельсовых направляющих (рис. 9, б). Увеличиваются силы трения, которые носят нелинейный характер в зависимости от положения рабочих органов.

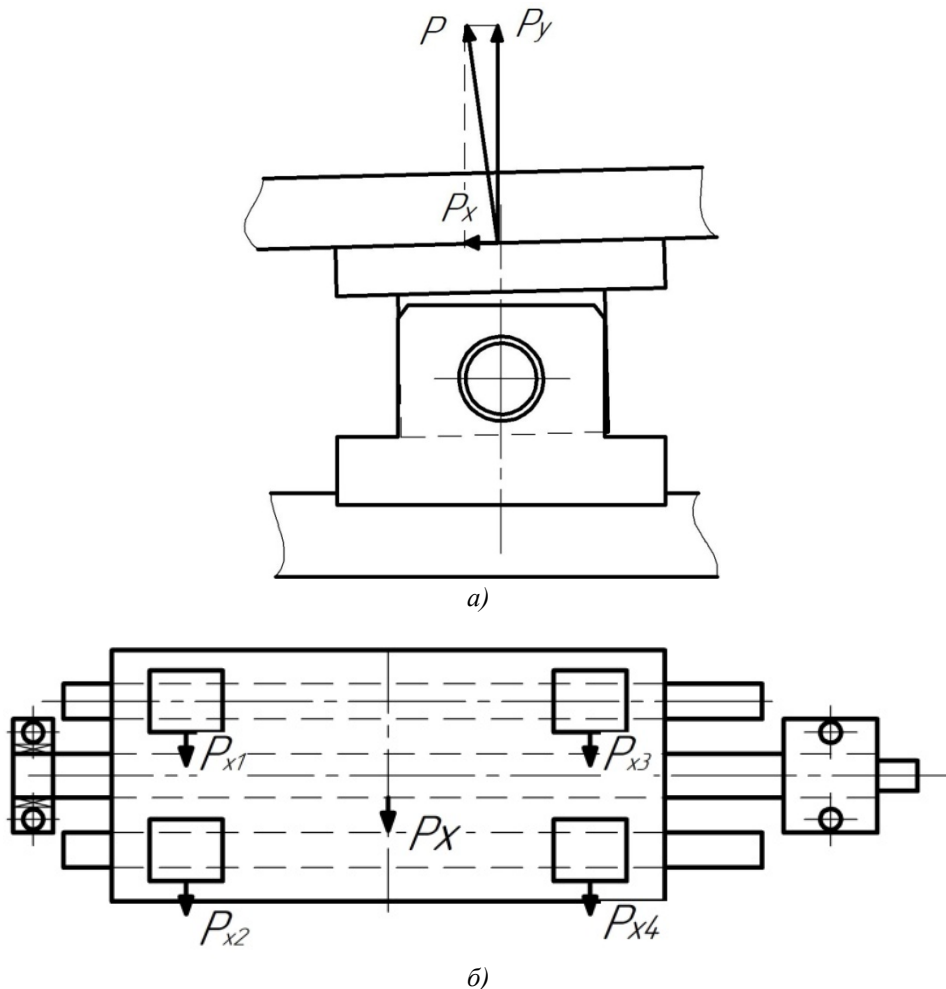


Рис. 9. Схема линейной координаты под действием двух радиальных сил:

а – силы, возникающие при закреплении под углом; б – силы, возникающие в каретках

Рассмотренные схемы показывают, что под действием радиальных сил возрастают силы трения в ШВП и направляющих. Это ведет к росту крутящего момента на электродвигателе. Так как величина силы трения изменяется в пределах рабочего хода, крутящий момент холостого хода тоже должен меняться. При этом ухудшаются точность позиционирования, плавность хода, динамические характеристики привода.

Помимо роста момента холостого хода, указанные погрешности влияют и на колебания винта при начале и окончании движения гайки. Позиционирование при этом сопровождается крутильными колебаниями. Данное явление в иностранных источниках называют «низкочастотным джиттером» (фазовое дрожание сигнала данных) (рис. 10, а) [7].

Возникновение джиттера чаще всего происходит в нежестких системах, когда наличие погрешностей замыкающего звена сильно влияет на силы трения и момент холостого хода. Дрожание винта будет возрастать, если момент холостого хода будет увеличен за счет действия внешних нагрузок.

Частично эти недостатки можно компенсировать выбором более мощного двигателя, что сопровождается ростом стоимости оборудования. Другой путь заключается в специальной регулировке привода. Как правило, современные сервоприводы могут подавлять низкочастотный джиттер путем оценки положения и загрузки компенсации.

На рис. 10, б (ΔT – период колебания; f – частота обратно пропорциональная колебанию системы) представлен график смещения

положения гайки во времени [7]. Можно видеть, что максимальная величина смещения достигается в начале движения и торможения.

Наличие такой регулировки позволяет снизить требования к точности исполнения замыкающих звеньев размерной цепи.

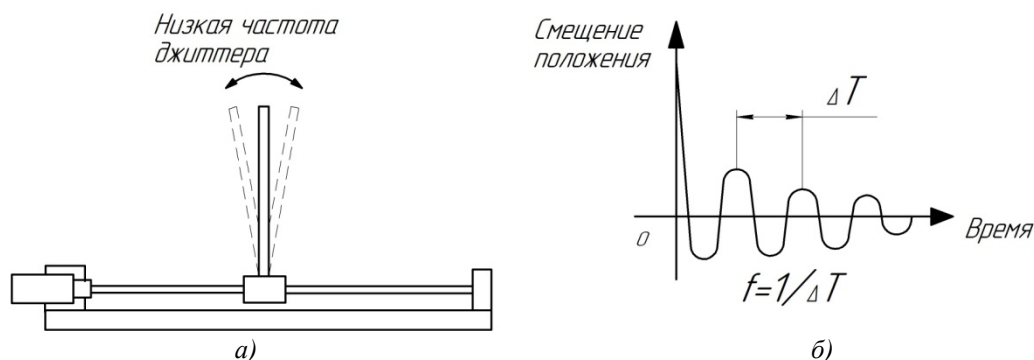


Рис. 10. Схема низкочастотного фазового колебания сигнала (а); смещение положения во времени при фазовом колебании сигнала (б)

Выводы

Методики проектирования модульного оборудования требуют существенной доработки и расширения. При расчете размерных цепей необходимо учитывать величины деформаций стыков, особенно для поверхностей большой протяженности, имеющих волнистость и макроотклонения. При этом необходимо рассматривать и учитывать силы, возникающие из-за погрешности замыкающего звена размерной цепи, приводящие к колебанию крутящего момента холостого хода механизма. Величина этого момента и характер его изменения во времени (на длине перемещения) может быть интегральным критерием качества.

Включение в расчеты контактного сближения в стыках, изменение крутящего момента холостого хода актуально для точных линейных модулей. При снижении требований к точности конструкции, данные поправки можно перекрыть выбором более мощных электродвигателей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Польский Е.А., Никонов О.А., Митраков Н.С., Звягинцев Ф.Д. Технологическое обеспечение точности наукоёмких сборочных узлов на этапах жизненного цикла // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2017. – №8. – С. 328-338.
2. Каталог компании «HIWIN» по производству шариковых приводов. – С.122 .
3. Каталог компании «SBC» по производству точных шариковинтовых пар катанного типа. Раздел В. – С. 31.

4. Качество машин: справочник: в 2 т. Т.1. / А.Г. Суслов, Э.Д. Браун, Н.А. Виткевич, А.А. Гусев. – М.: Машиностроение, 1995. – 256 с.
5. Суслов, А.Г. Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей. – М.: Издательство «Машиностроение», 1987. – 208 с.
6. Иванов А.С., Ермолаев М.М., Руднев С.К. Метод расчета соединения с натягом в общем случае нагружения // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – 2015. – Вып. 1. – С. 75-83.
7. Руководство пользователя сервоприводом АС серии KBS/MG. – 315 с.

REFERENCES

1. Polsky E.A., Nikonov O.A., Mitrov N.S., Zvyagintsev F.D. Technological support of accuracy in science intensive subassemblies during life stages // TulaSU Proceedings. Engineering Sciences. – 2017. – No.8. – pp. 328-338.
2. “HIWIN” Company Catalogue on Manufacturing Ball Drives. pp. 122.
3. “SBS” Company Catalogue on Manufacturing Precise Rolled-Type Ball-Screw Pairs. Part B. – pp. 31.
4. Machine Quality: Reference Book: in 2 Parts. Vol. 1. / A.G. Suslov, E.D. Brown, N.A. Vitkevich, A.A. Gusev. – M.: Mechanical Engineering, 1985. – pp. 256.
5. Suslov, A.G. Technological Support of State Parameters in Parts Surface Layer. – M.: “Mechanical Engineering” Publishers, 1987. – pp. 208.
6. Ivanov, A.S., Yermolaev, M.M., Rudnev, S.K. Calculation method of joint with tightness in general case of loading // Progressive Technologies and Systems of Mechanical Engineering. – 2015. – Issue 1. – pp. 75-83.
7. User Guide Book for AC Servodrive of KBS/MG Series. – pp. 315.

Рецензент д.т.н. А.М. Козлов