

УДК 621.833.3

## **О критериях работоспособности роликовинтовых механизмов**

Блинов Д. С.<sup>1,\*</sup>, Морозов М. И.<sup>1</sup>,  
Анисимов П. Д.<sup>1</sup>

[\\*dmitriyblinov@mail.ru](mailto:dmitriyblinov@mail.ru)

<sup>1</sup>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

---

Роликовинтовые механизмы (РВМ) по аналогии с подшипниками качения принято рассчитывать на динамическую грузоподъемность, считая их основным критерием работоспособности усталостное выкрашивание. Однако этот расчет не позволяет учитывать изменение во времени важнейших параметров РВМ, так как усталостное выкрашивание не является основным критерием работоспособности РВМ. В работе доказано, что основным критерием работоспособности РВМ является износостойкость. Для разработки расчета РВМ на износостойкость определена цель, сформулированы задачи исследования и выбрана наиболее простая конструкции РВМ – безгаечный роликовинтовой механизм.

**Ключевые слова:** роликовинтовой механизм, виток резьбы, динамическая грузоподъемность, износостойкость

---

### **Введение**

Для длительной и надежной работы машин, агрегатов, механизмов, узлов и деталей машин необходимо знать основные причины их отказов или критерии работоспособности. Далее необходимо разработать методики расчетов изделий машиностроения для заданных исходных данных по основным критериям работоспособности.

В практике машиностроения достаточно часто, определив основные критерии работоспособности, расчет ведут только по одному-двум критериям. Объясняется это тем, что для критериев работоспособности, по которым расчет не проводится, не разработаны по различным причинам методики расчета или неизвестны необходимые исходные данные. Например, подшипники качения, внутреннее кольцо которых вращается с угловой частотой более 10 оборотов в минуту, принято рассчитывать по динамической грузоподъемности. При этом критерием работоспособности является усталостное выкрашивание, а отказы, связанные с бринеллированием дорожек качения колец, абразивным износом деталей, задирами рабочих поверхностей, разрушением сепаратора, раскалыванием колец и тел качения, не рассматриваются [1].

Бывают случаи, когда расчет механического устройства проводят не по доминирующему критерию работоспособности, а по второстепенному. Объясняется это

тем, что методика расчета по доминирующему критерию не разработана, поэтому расчет условно проводят по разработанной методике для второстепенного критерия, а с помощью коэффициентов, полученных на основе опыта эксплуатации, корректируют полученные результаты. Например, расчет шлицевых соединений условно проводят по смятию, а назначением допускаемых напряжений корректируют полученные результаты [1]. На самом деле основным критерием работоспособности шлицевых соединений является износостойкость.

Таким образом, для проектирования механических устройств очень важно определить их основные критерии работоспособности, и желательно разработать методики расчетов по этим критериям, которые могут дать объективные результаты при расчете.

В качестве механических устройств в данной работе рассматриваются наиболее перспективные на сегодняшний день механические преобразователи вращательного движения в поступательное движение – роликовинтовые механизмы (РВМ). Они имеют различные конструкции и исполнения [2, 3], чаще других применяются планетарные роликовинтовые механизмы (ПРВМ).

На рис. 1 показан ПРВМ с цельной гайкой или с осевым люфтом, имеющий наиболее простую конструкцию. Он состоит из многозаходных винта 1 и гайки 4, резьбовых роликов 2, шейки которых входят с зазором в отверстия сепараторов 3, расположенных с двух торцов гайки. Ролики на своих концах имеют наружные зубчатые венцы, которые зацепляются с внутренними зубчатыми венцами втулок 5, закрепленных в гайке. Витки резьбы каждого ролика по одной образующей сопрягаются с витками винта, а по противоположной образующей – с витками гайки. Осевое перемещение сепараторов ограничивается с помощью разрезных, пружинных колец 6. При вращении винта гайка, удерживаемая от вращения, вместе с роликами совершает поступательное движение вдоль оси винта.

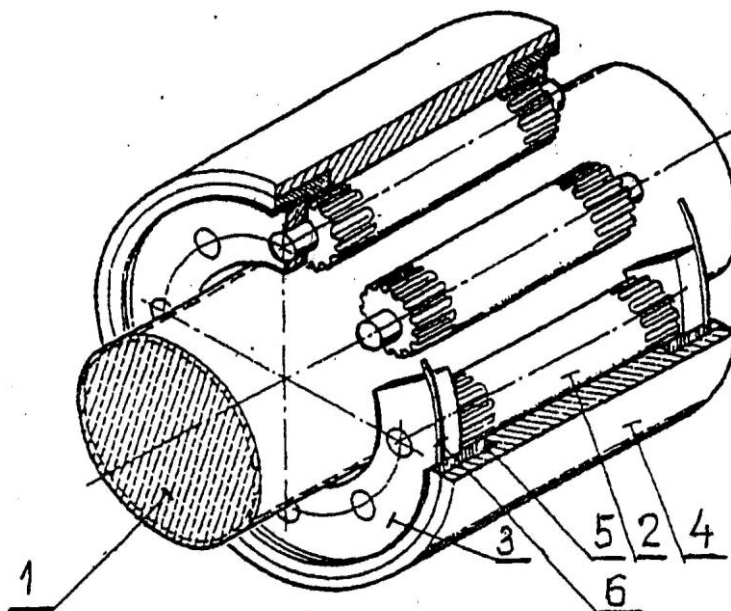


Рис. 1. Планетарный роликовинтовой механизм

Ролики, кроме того, совершают планетарное движение: вместе с сепараторами ролики вращаются вокруг оси винта; каждый ролик вращается вокруг собственной оси. Возможно обратное движение, когда вращается гайка, а винт перемещается вдоль своей оси по направляющей.

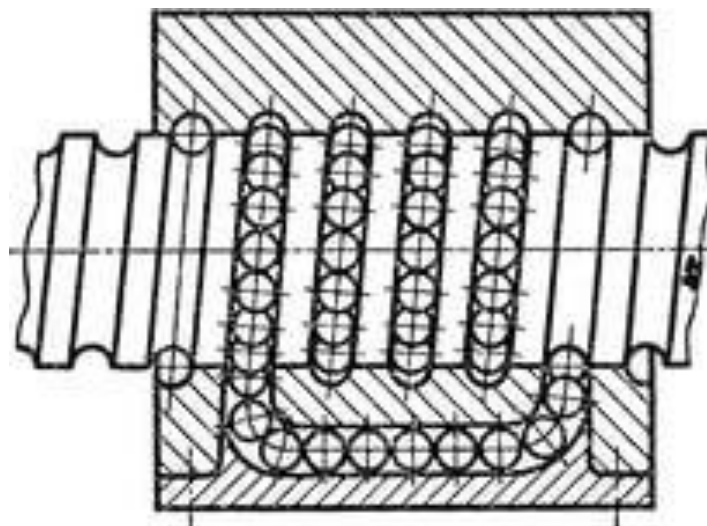
На практике часто используются беззазорные ПРВМ с разъемной гайкой [2, 3], отличающиеся от рассмотренного выше механизма конструкцией гайки, которая состоит из двух полугаек, между которыми устанавливают компенсатор. Выполнение гайки разъемной позволяет для повышения точности и жесткости ПРВМ компенсировать осевые зазоры между сопрягаемыми витками винта и роликов, роликов и гайки и создавать в этих сопряжениях предварительные сжимающие силы (силы преднатяга).

Чаще всего РВМ, в том числе и ПРВМ, используют в качестве механических передач. Для широкого внедрения РВМ в изделия отечественного машиностроения нужны достоверные методики их расчетов по основным критериям работоспособности.

## **Обзор литературы**

Подшипник качения представляет собой по существу планетарный механизм, в котором сепаратор является водилом, одно кольцо вращается, а второе кольцо неподвижно и по нему обкатываются тела качения, совершающие планетарное движение. КПД пары подшипников качения на одном валу составляет примерно 99%. Как уже отмечалось, их основным критерием работоспособности является усталостное выкрашивание, для которого расчет подшипников проводят по динамической грузоподъемности  $C$  [1]. Этот расчет основывается на результатах экспериментов, которые проводили длительное время на специальных установках для выборки из 30-ти подшипников качения одного типоразмера. Цель экспериментальных исследований – построение кривой долговечности, на которой для 1 миллиона оборотов внутреннего кольца подшипника определяют значение динамической грузоподъемности  $C$ . Так как количество типоразмеров подшипников качения составляет около 10 000 [4], то можно представить объем экспериментальных исследований, который положен в основу расчета подшипников качения по динамической грузоподъемности. Однако, эти затраты окупились если учесть, что только фирма SKF выпускает 600 миллионов подшипников в год. Из каждых 100 подшипников, производимых в мире – 20 с маркой SKF. Мировой объем продаж подшипников качения составляет около 25 млрд. долларов [5].

С 20-х годов прошлого века машиностроительные заводы начали освоение шариковинтовых механизмов (ШВМ), и встал вопрос о критериях их работоспособности и расчете [6, 7]. ШВМ (рис. 2) являются винтовыми механизмами качения, в которых между винтом и гайкой установлены шарики, катящиеся по винтовым канавкам на винте и гайке и переходящие в исходное положение по каналу возврата. КПД ШВМ составляет в среднем 90%.

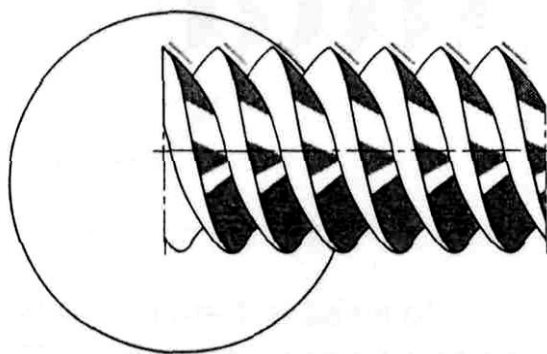


**Рис. 2.** Шариковинтовой механизм

Расчет ШВМ приводят к расчету шарикоподшипников, то есть рассчитывают ШВМ по динамической грузоподъемности  $C$ . Это значит, что основным критерием работоспособности ШВМ принято считать усталостное выкрашивание.

Дальнейшее развитие винтовых механизмов качения привело к созданию ПРВМ. Освоив производство ПРВМ, фирмы-изготовители предложили также по аналогии с подшипниками качения и ШВМ рассчитывать эти механизмы по динамической грузоподъемности, то есть основным критерием работоспособности ПРВМ предложено считать усталостное выкрашивание. Такая аналогия основывается на следующем. Совершая планетарное движение, ролики перекатываются по виткам резьбы гайки и винта, практически без скольжения. Профиль витка резьбы винта и гайки треугольный, а профиль витка резьбы ролика радиусный с центром на его оси. При этом угол профиля  $\alpha = 90^\circ$ . Это позволяет в расчетной схеме (рис. 3) привести ролик к эквивалентным, наложенным друг на друга, шарам [8], число которых равно количеству витков ролика вдоль образующей, а центры шаров находятся на оси ролика.

По одной образующей виток ролика (эквивалентный шар) взаимодействует с витком гайки, а по другой образующей – с витком винта. Поэтому, совершая планетарное движение, ролики, каждый из которых можно рассматривать как совокупность эквивалентных шаров, перекатываются по виткам резьбы гайки и винта, практически без скольжения, что и позволяет рассчитывать механизм с определенными допущениями так же, как и подшипники качения. При этом начальный контакт витка ролика с сопрягаемыми витками гайки в точке на верхней образующей ролика, см. рис. 3, а сопрягаемые витки ролика и винта взаимодействуют без нагрузки также в точке на нижней образующей ролика.



**Рис. 3.** Приведение витка ролика к эквивалентному шару

Предложенная фирмой SKF методика [8] позволяет по эквивалентной нагрузке и динамической грузоподъемности ПРВМ определять ресурс механизма, или, наоборот, по заданному ресурсу определять потребную динамическую грузоподъемность и выбирать типоразмер ПРВМ.

Однако методика фирмы SKF не позволяет ответить на целый ряд важных вопросов.

1) Установлено, что в процессе эксплуатации в ПРВМ с цельной гайкой увеличивается осевой люфт, что может привести к заклиниванию. Указанная методика не позволяет определить изменение осевого люфта ПРВМ с цельной гайкой во времени.

2) Установлено, что в процессе эксплуатации в беззазорных ПРВМ снижается сила преднатяга. В итоге эта сила может снизиться до нуля, и механизм уже не будет беззазорным. Это снижение также нельзя определить по указанной методике.

3) На практике беззазорные ПРВМ несколько раз переналаживают. Указанная методика не позволяет определять ресурс работы беззазорных ПРВМ с учетом переналадок.

4) Установлено, что в процессе эксплуатации ПРВМ меняется его точность, жесткость, КПД и другие параметры. Указанная методика не позволяет определить эти изменения. Не позволяет она ответить и на другие вопросы.

### **Постановка задачи**

Установлено несовершенство методики расчета ПРВМ, разработанной фирмой SKF. Эта методика не позволяет определить изменение во времени целого ряда важнейших параметров, существенно влияющих на работоспособность ПРВМ.

Причина несовершенства указанной методики заключается предположительно в том, что неверно выбран основной критерий работоспособности ПРВМ. Необходимо предложить другой критерий работоспособности ПРВМ и доказать, что именно он является реальным критерием работоспособности ПРВМ. Методика расчета ПРВМ, которую предполагается разработать в дальнейшем на основе предлагаемого критерия

работоспособности ПРВМ, должна учитывать изменение основных параметров этих механизмов в процессе эксплуатации.

### **Предлагаемый основной критерий работоспособности ПРВМ**

Предположительно причиной постепенного изменения во времени основных параметров ПРВМ является изменение формы и размеров сопрягаемых витков винта, роликов и гайки. Это возможно только в результате изнашивания резьбовых поверхностей этих деталей под действием нагрузки при трении скольжении. Отсюда основным критерием работоспособности ПРВМ является износостойкость, а ПРВМ являются винтовыми механизмами качения с существенной долей трения скольжения.

### **Обоснование износостойкости в качестве основного критерия работоспособности ПРВМ**

1) На это указывает КПД ПРВМ, значения которого чаще всего находятся в диапазоне 80-88% для механизмов с осевыми зазорами между сопрягаемыми витками резьбовых деталей. В отличие от подшипников качения и даже от ШВМ теряется достаточно большая мощность, которая идет в основном на преодоление трения скольжения на площадках контакта сопрягаемых витков резьбовых деталей ПРВМ.

Это объясняется рядом причин. Во-первых, ПРВМ является многопоточным механизмом. Число потоков равно количеству роликов, а оно составляет в основном от 7 до 11. Из-за разноразмерности роликов по среднему диаметру резьбы они неравномерно вращаются и неравномерно передают нагрузку. Для синхронизации работы роликов используют сепараторы и зубчатые зацепления роликов с гайкой, но это приводит к дополнительным потерям на трение скольжения в основном между сопрягаемыми витками резьбовых деталей механизма.

Во-вторых, из-за погрешностей изготовления винта, роликов и гайки по шагу резьбы ролики постоянно меняют осевое положение в гайке относительно друг друга, то есть их частоты вращения, хотя и незначительно, но отличаются. Это также приводит к потерям на трение скольжения между витками резьбовых деталей.

В-третьих, точка «А» начального контакта сопрягаемых витков гайки и ролика, совпадающая с мгновенным центром скоростей ролика, при действии нагрузки разрастается в пятно контакта (рис. 4).

Ролик (рис. 4), совершая планетарное движение, вращается вокруг оси винта с угловой скоростью переносного движения  $\omega_{\text{ПЕР}}$ , а все точки ролика вращаются вокруг его оси с угловой скоростью относительного движения  $\omega_{\text{ОТН}}$ . При сложении линейных скоростей от этих двух движений только в точке «А» абсолютная скорость будет равна нулю ( $V_1 = V_2$  и эти вектора направлены в противоположные стороны), а во всех остальных точках пятна контакта будут ненулевые вектора абсолютной скорости.

Это приведет к трению скольжения на пятнах контакта сопрягаемых витков гайки и ролика, находящихся под действием контактного давления. Количество сопрягаемых витков гайки и ролика (пятен контакта) равно произведению количества роликов на

количество витков ролика на одной образующей, а оно в зависимости от типоразмера ПРВМ и шага резьбы его деталей составляет в среднем от 20 до 50. Отсюда количество пятен контакта составляет от 140 до 550.

Рассмотрим на условном примере распределение абсолютных линейных скоростей в точках пятна контакта на витке ролика. Для этого примера не будем учитывать угол наклона грани витка относительно оси ролика и угол подъема резьбы ролика. Эти допущения равносильны расположению пятна контакта на плоскости перпендикулярной оси ролика. Пусть шаг резьбы  $P = 4$  мм, при этом шаге на витке ролика располагается пятно контакта, которое условно имеет круговую форму с диаметром  $D = 1$  мм. Другие размеры деталей ПРВМ соответствуют механизму с типоразмером  $48 \times 20$  ( $d_{2B} = 48$  мм – средний диаметр резьбы винта,  $P_h = 20$  мм – линейное перемещение выходного звена за 1 оборот входного) [2, 8], а именно:

- средний диаметр резьбы винта  $d_{2B} = 48$  мм;
- средний диаметр резьбы ролика  $d_{2P} = 16$  мм;
- наружный диаметр резьбы ролика  $d_P = 17,5$  мм;
- межосевое расстояние  $a_w = 32$  мм.

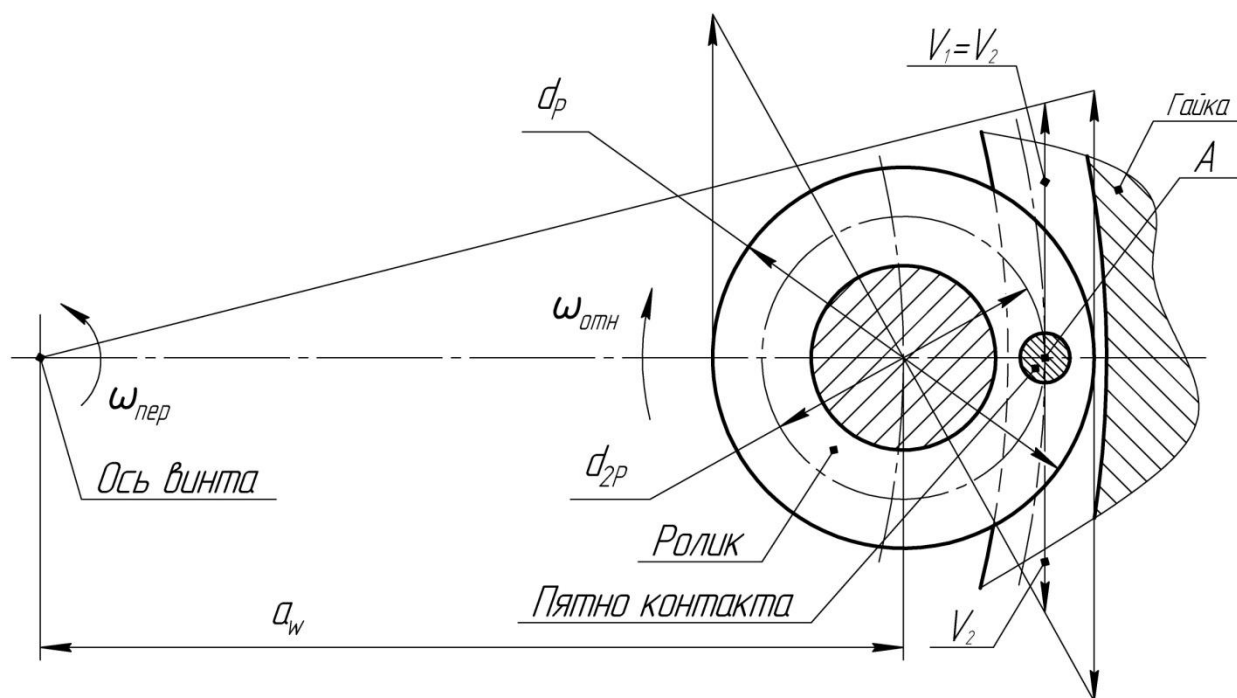


Рис. 4. Сопряжение гайки с роликом ПРВМ и план скоростей ролика

На пятне контакта (рис. 5), кроме точки «А», обозначим характерные точки «Г», «Д», «Е» и «К» и рассчитаем абсолютные линейные скорости в этих точках. Пусть  $V_1 = V_2 = 1$  м/с = 1000 мм/с (рис. 4). Определим угловые скорости (рис. 4):

- для переносного движения  $\omega_{пер} = V_1 / (a_w + d_{2P} / 2) = 25$  рад/с;
- для относительного движения  $\omega_{отн} = V_1 / (d_{2P} / 2) = 125$  рад/с.

В точках «Г» и «Е», расположенных на линии, соединяющей оси винта и ролика, абсолютные линейные скорости будут равны:

$$V_{\Gamma} = \omega_{\text{ПЕР}} \cdot (a_w + 0,5 \cdot (d_{2P} - D)) - \omega_{\text{ОТН}} \cdot 0,5 \cdot (d_{2P} - D) = 50 \text{ мм/с};$$

$$V_E = \omega_{\text{ПЕР}} \cdot (a_w + 0,5 \cdot (d_{2P} + D)) - \omega_{\text{ОТН}} \cdot 0,5 \cdot (d_{2P} + D) = -50 \text{ мм/с}.$$

Изобразим в точках «Г» и «Е» вектора их абсолютных скоростей, которые равны по величине и разнонаправлены. В точке «Д» поместим прямолинейную систему координат  $x - y$ . Рассчитаем в точке «Д» линейную скорость переносного и относительного движения и углы  $\alpha$  и  $\beta$  между векторами этих скоростей и вертикальной осью  $y$  (рис. 5):

$$V_{\text{Д,ПЕР}} = \omega_{\text{ПЕР}} \cdot \sqrt{(a_w + d_{2P}/2)^2 + (D/2)^2} = 1000,07812 \text{ мм/с};$$

$$V_{\text{Д,ОТН}} = \omega_{\text{ОТН}} \cdot \sqrt{(d_{2P}/2)^2 + (D/2)^2} = 1001,95122 \text{ мм/с};$$

$$\alpha = \arccos(a_w + d_{2P}/2) / \sqrt{(a_w + d_{2P}/2)^2 + (D/2)^2} = 0,71616^\circ;$$

$$\beta = \arccos(d_{2P}/2) / \sqrt{(d_{2P}/2)^2 + (D/2)^2} = 3,576334^\circ;$$

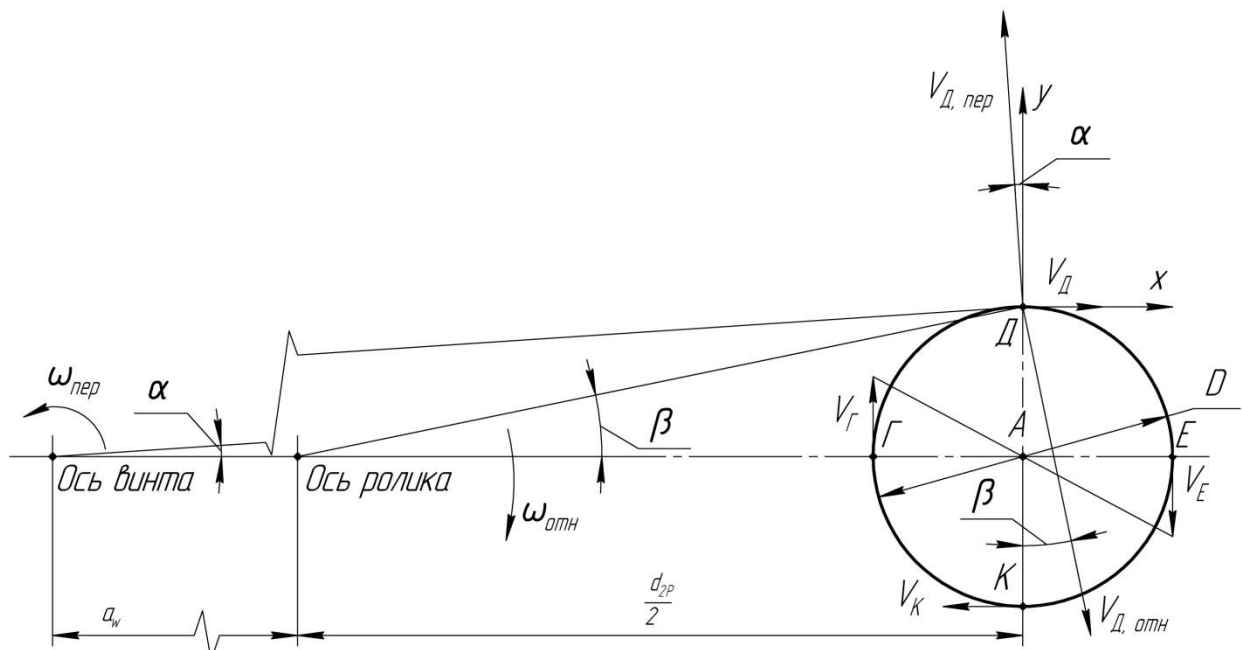


Рис. 5. Распределение скоростей в точках пятна контакта на ролике

Теперь будем проецировать вектора  $V_{\text{Д,ПЕР}}$  и  $V_{\text{Д,ОТН}}$  на оси  $x$  и  $y$  и определять искомое значение абсолютной скорости точки «Д»:

$$V_{\text{Д,ПЕР},X} = -V_{\text{Д,ПЕР}} \cdot \sin(\alpha) = -12,5 \text{ мм/с};$$

$$V_{\text{Д,ПЕР},Y} = V_{\text{Д,ПЕР}} \cdot \cos(\alpha) = 1000 \text{ мм/с};$$

$$V_{\text{Д,ОТН},X} = V_{\text{Д,ОТН}} \cdot \sin(\beta) = 62,5 \text{ мм/с};$$

$$V_{\text{Д,ОТН},Y} = -V_{\text{Д,ОТН}} \cdot \cos(\beta) = -1000 \text{ мм/с}.$$

Так как  $V_{\text{Д,ПЕР},Y} + V_{\text{Д,ОТН},Y} = 0$ , то  $V_{\text{Д}} = V_{\text{Д,ПЕР},X} + V_{\text{Д,ОТН},X} = -12,5 + 62,5 = 50 \text{ мм/с}$ .

Сделав аналогичные вычисления, установили, что абсолютная скорость в точке «К»  $V_K = 50 \text{ мм/с}$ , и вектор этой скорости параллелен оси  $x$  и направлен в сторону противоположную этой оси (рис. 5).

Таким образом, абсолютные скорости в указанных характерных точках пятна контакта одинаковы по величине и имеют направление, показанное на рис. 5. При этом в точке «А» абсолютная линейная скорость равна нулю. Отсюда в этой точке МЦС, и такое распределение линейных скоростей называется верчением. Оно является частным случаем трения скольжения. Это значит, что на пятнах контакта сопрягаемых витков гайки и ролика, находящихся под действием контактного давления, реализуется трение скольжения с потерями, снижающими КПД.

Количество сопрягаемых витков гайки и ролика (пятен контакта) равно произведению количества роликов на количество витков ролика на одной образующей, а оно в зависимости от типоразмера ПРВМ и шага резьбы его деталей и составляет в среднем от 20 до 50. Отсюда количество пятен контакта в сопряжении гайки со всеми роликами составляет от 140 до 550.

В-четвертых, сопрягаемые витки винта и ролика без действия нагрузки контактируют в точке «Б» (рис. 6). Эта точка не находится на линии, соединяющей оси винта и ролика, так как углы подъема резьбы винта и ролика в месте взаимодействия их витков не равны по величине и, зачастую, не совпадают по направлению [2]. Вследствие указанного неравенства углов при номинальном значении межосевого расстояния витки резьбы ролика не могут разместиться во впадинах между соседними витками резьбы винта. Чтобы витки ролика разместились во впадинах между соседними витками винта, необходимо увеличить номинальное значение межосевого расстояния на величину  $\Delta a_w$  [9], зависящую в общем случае от шага резьбы, среднего диаметра резьбы винта, количества заходов винта и угла профиля витков резьбы деталей ПРВМ.

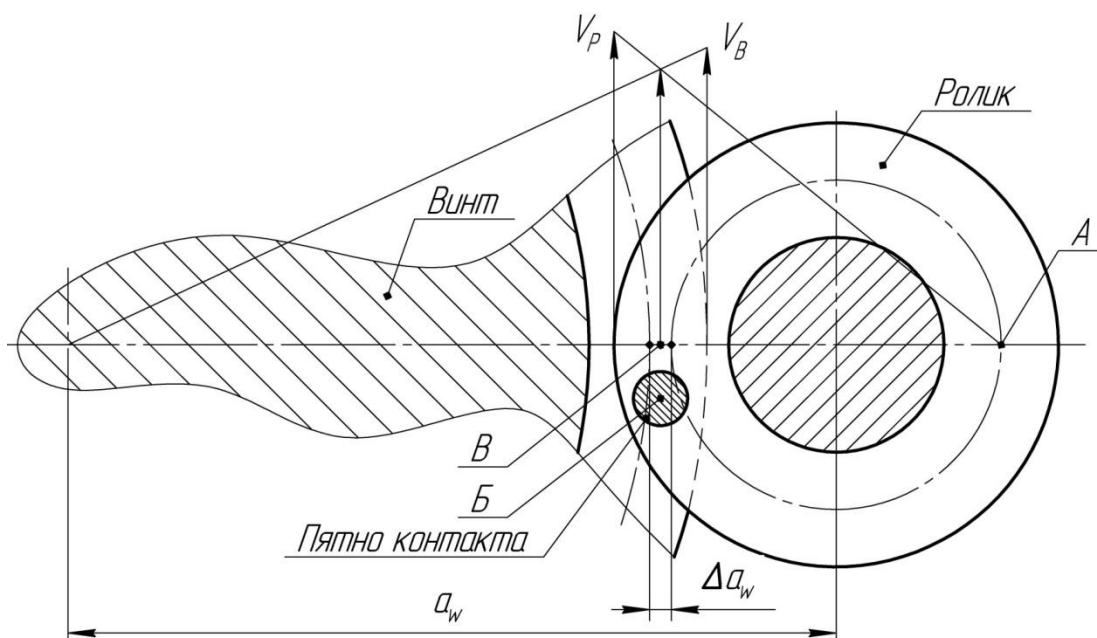


Рис. 6. Сопряжение винта с роликом ПРВМ и план скоростей этих деталей

Винт вращается вокруг своей оси. На рис. 6 показан план его линейных скоростей с максимальным значением  $V_B$ . Ролик совершает сложное движение, и с учетом МЦС в точке «А» показан план его линейных скоростей с максимальным значением  $V_P$ . Отсюда следует, что только в одной точке «В», находящейся на линии соединяющей оси винта и ролика, линейные скорости винта и ролика будут равными.

При приложении нагрузки вокруг точки «Б» возникает пятно контакта, все точки которого находятся под действием контактного давления. В общем случае точка «В» может не находиться внутри пятна контакта, см. рис. 6, тогда во всех точках пятна контакта будут линейные относительные скорости. Если точка «В» расположена внутри пятна контакта, то во всех точках пятна контакта за исключением точки «В» будут линейные относительные скорости. В любом случае возникает трение верчение вокруг точки «В», которое является частным случаем трения скольжения. При этом количество сопрягаемых витков винта и роликов (пятен контакта) такое же, что и количество сопрягаемых витков гайки и роликов и пятен контакта между ними.

2) Это подтверждают результаты измерений профилей резьбы деталей ПРВМ типоразмера  $48 \times 8$ , которыми оснащались на автозаводах сварочные роботы. Винт и гайка имели пятизаходную правую резьбу, ролики – однозаходную правую резьбу. ПРВМ имел 10 роликов. Шаг резьбы всех резьбовых деталей равен 1,6 мм. Длина резьбовой части винта  $L_B$  в 10 раз превышала длину резьбы гайки  $L_G$  и в 10 раз длину резьбы роликов  $L_P$  без учета витков прорезанных зубьями.

Измерения были выполнены на высокоточном сертифицированном контурографе Form Talysurf со встроенной ЭВМ (фирма-производитель «Taylor Hobson», Великобритания) [10, 11]. По трем продольным трассам измерялись винт и три ролика после начального периода эксплуатации, который составлял по времени примерно 10-15% от ресурса ПРВМ.

Если витки роликов до начала эксплуатации имели выпуклый профиль, очерченный с двух сторон дугой окружности, то после начального периода эксплуатации в средней по высоте витка части образовался прямолинейный участок, длина которого  $L_{ПРЯМ}$  (рис. 7). Длина прямолинейного участка составляла в среднем менее 1/3 высоты профиля витка ролика. Объяснить изменение профилей витков резьбы роликов можно только износом их поверхностей.

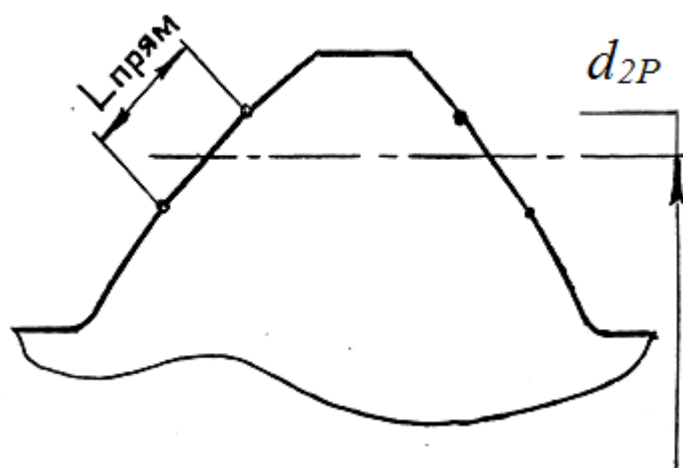


Рис. 7. Профиль витка резьбы ролика после начального периода эксплуатации

До начала эксплуатации профиль витков резьбы винта был треугольным с прямолинейными боковыми сторонами, после начального периода эксплуатации он остался таким же. Каких-либо существенных отклонений от прямолинейности боковых сторон витков резьбы винта обнаружено не было. Чтобы объяснить, почему в отличие от витков резьбы роликов витки резьбы винта практически не претерпели изменений, рассмотрим рис. 8.

Винт условно можно разделить на три участка:

- участок «АБ» длиной  $L_p$ , который начинается от левого торца винта. На этом участке располагается гайка с роликами в начальном положении;
- участок «ВГ» длиной  $L_p$ , который заканчивается правым торцом винта. На этом участке располагается гайка с роликами в конечном положении;
- участок «БВ» длиной  $(L_B - 2 \cdot L_p)$ , который расположен в средней части винта между участками «АБ» и «ВГ».

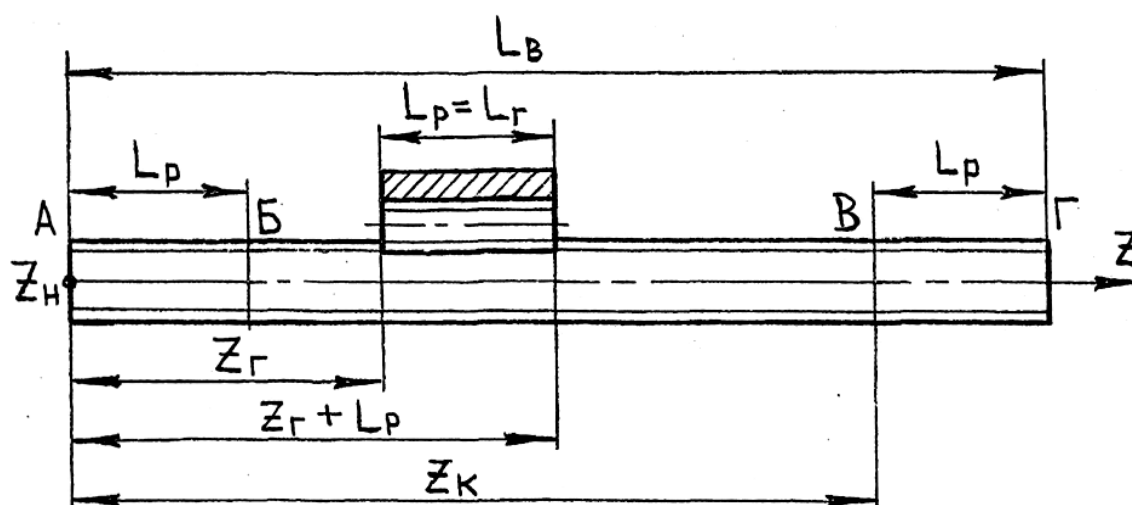


Рис. 8. Схема перемещений деталей ПРВМ с цельной гайкой

Из схемы, учитывая соотношение  $L_B = 10 \cdot L_P$  для ПРВМ с измеренными деталями, следует, что перемещение гайки с роликами из начального положения в конечное равно  $Z_K = 9 \cdot L_P$ . Следовательно, ролики при этом перемещении находятся в постоянной работе (нагружены), и только 1/10 часть резьбы винта по его длине нагружена, а остальная часть винта не нагружена. Это и является объяснением менее интенсивного изнашивания винта, которое не удалось зафиксировать с помощью измерений на контурографе.

3) Это подтверждают аналогичные измерения профилей витков резьбы роликов ПРВМ, время работы которых в составе сварочного робота на АО «Москвич» равно примерно половине ресурса механизма. Эти измерения показали, что среднее значение длины  $L_{ПРЯМ}$  прямолинейного участка витков резьбы роликов увеличилось в результате износа примерно на 25-40%.

4) Это подтверждает производственный опыт в АО «Москвич». Обследовались ПРВМ, отслужившие в составе сварочных роботов свой ресурс и вышедшие из строя. Следов усталостного выкрашивания на резьбовых поверхностях деталей ПРВМ обнаружено не было, а величины  $L_{ПРЯМ}$  прямолинейного участка на витках роликов были значительно больше, чем после начального периода эксплуатации.

Практически все отказы, не считая случайных, прямо или косвенно являются следствием износа резьбовых поверхностей деталей ПРВМ. Например, заклинивание ПРВМ из-за того, что изнашивались отверстия в сепараторах, разделяющих ролики, и последние перекошились и заклинили передачу. Износ отверстий в сепараторах стал возможным из-за того, что изнашивались резьбовые поверхности деталей ПРВМ, и между роликами и винтом с гайкой образовались зазоры, в пределах которых ролики под действием нагрузки стали поворачиваться. При этом шейки роликов стали образовывать с отверстиями сепараторов подшипники скольжения с кромочными контактами.

Таким образом, доказано, что основным критерием работоспособности ПРВМ является износостойкость. То есть основные отказы ПРВМ параметрические – в процессе эксплуатации важнейшие параметры ПРВМ изменяются и могут выйти за допустимые границы, которые необходимо определить или выявить путем статистических наблюдений.

Расчеты ПРВМ на износостойкость позволят определять или прогнозировать:

- изменение формы и размеров сопрягаемых резьбовых поверхностей деталей ПРВМ в зависимости от нагрузки, кинематических параметров и времени (числа циклов нагружения витков резьбы винта, роликов и гайки);
- изменение осевого люфта ПРВМ с цельной гайкой во времени;
- изменение осевой жесткости ПРВМ во времени;
- изменение точности ПРВМ во времени;
- изменение допускаемой статической и динамической нагрузки ПРВМ во времени;
- изменение кинематических параметров (скоростей скольжения) в точках площадок контакта сопрягаемых витков ПРВМ во времени;

- изменение КПД ПРВМ во времени;
- снижение усилия преднагрузки во времени для безззорных ПРВМ;
- срок работы ПРВМ до первой переналадки и между переналадками;
- ресурс работы ПРВМ с учетом переналадок.

### **О разработке основ расчета ПРВМ на износостойкость**

Следует отметить, что хотя из-за износа, по различным данным, выходят из строя от 70% до 85% изделий, количество конструкций, которые рассчитываются на износостойкость, неоправданно мало. Объясняется это, во-первых, сложностью методов и методик расчета конструкций на износостойкость, во-вторых, большим объемом экспериментальных исследований, для которых требуются специализированные испытательные стенды, высокоточная измерительная техника и т.д.

Целью долгосрочных исследований, которые предполагается провести, является разработка основ расчета роликовинтовых механизмов различных конструкций по реальному критерию работоспособности – износостойкости с учетом погрешностей изготовления резьбовых деталей РВМ.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие укрупненные задачи.

1) Разработать математические модели РВМ для расчета параметров силового взаимодействия сопрягаемых витков резьбы деталей этих механизмов и параметров контактного взаимодействия (формы и размеров площадок контакта, контактных давлений) пары сопрягаемых витков винта и ролика, ролика и гайки.

2) Разработать методику расчета кинематических параметров при работе РВМ. В том числе, для выбранных точек площадок контакта сопрягаемых витков деталей механизма определить относительные скорости.

3) Разработать методику расчета пути трения выбранных точек площадок контакта сопрягаемых витков деталей механизма.

4) Разработать методику расчета числа циклов нагружения витков резьбы деталей РВМ за полный ход гайки (рабочий ход + холостой ход).

5) На основе разработанных моделей и методик предложить трибологическую модель для расчета на износ деталей РВМ. Предполагается, что трибологическая модель будет базироваться на безразмерной величине интенсивности изнашивания, выборе элементного закона изнашивания, характеризующего механику разрушения материалов в трибоконтакте, и использовании величины предельно допустимого износа (для оценки ресурса работы механизма).

6) Разработать компьютеризированный испытательный стенд, позволяющий одновременно измерять основные параметры РВМ и оснащенный электродвигателем для программного управления кинематическими параметрами РВМ.

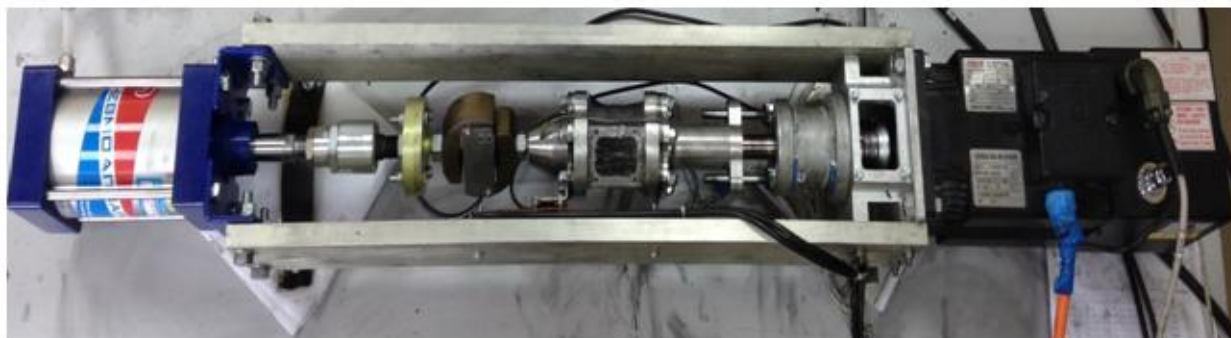
7) Разработать программу испытаний опытных образцов РВМ и методики проведения экспериментов.

8) Выполнить экспериментальные исследования опытных образцов РВМ.

9) Выполнить математическую обработку данных экспериментальных исследований, проанализировать полученные результаты.

10) Наложить данные экспериментальных исследований на данные теоретических исследований и разработать основы расчета РВМ на износостойкость.

К настоящему времени полностью или частично выполнен целый ряд теоретических исследований [2, 9, 12-18], разработан и изготовлен экспериментальный стенд (рис. 9), который находится сейчас в стадии наладки и освоения, отработана методика метрологического контроля резьбовых поверхностей деталей РВМ [19, 20].



**Рис. 9.** Испытательный стенд с опытным образцом РВМ

Как уже отмечалось РВМ имеют достаточно большое количество конструкций, отличающихся по относительным размерам резьбовых деталей, по схеме преобразования вращательного движения в поступательное, по составу механизма, по наличию или отсутствию осевого люфта и т.д. [3]. Методика расчета на износостойкость должна быть разработана для всех конструкций, которые используются в самых различных изделиях. Однако, учитывая сложность и длительность разработки указанной методики для одной конкретной конструкции РВМ различных типоразмеров, разумно начать исследования с наиболее простой конструкции РВМ. В качестве такой конструкции выбран безгаечный роликовинтовой механизм [21], в котором отсутствует гайка, и передача осевой силы с винта на корпус осуществляется по самой простой схеме. Этот механизм с неподвижными осями роликов имеет самую простую кинематику.

## **Заключение**

1) Роликовинтовые механизмы (РВМ) являются на сегодняшний день наиболее перспективными преобразователями вращательного движения в поступательное. Эти механизмы имеют большое количество конструкций, отличающихся по относительным размерам резьбовых деталей, по схеме преобразования вращательного движения в поступательное, по составу механизма, по наличию или отсутствию осевого люфта и т.д.. Актуальным является повышение достоверности расчетов этих механизмов.

2) В настоящее время принято рассчитывать РВМ по аналогии с подшипниками качения по статической и динамической грузоподъемностям. При этом основным критерием работоспособности РВМ принято считать усталостное выкрашивание. Однако существующие расчеты не позволяют ответить на целый ряд вопросов, касающихся изменения важнейших параметров РВМ в процессе эксплуатации.

3) В статье доказано, что основным критерием работоспособности РВМ является износостойкость.

4) Расчет РВМ на износостойкость является очень длительным и сложным, он требует большого объема экспериментальных исследований. Для расчета РВМ на износостойкость сформулированы цель и задачи исследований, выбрана наиболее простая конструкция безгаечного роликовинтового механизма с неподвижными осями роликов, с которой предложено начать исследования.

### Список литературы

1. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
2. Блинов Д.С. Планетарные роликовинтовые механизмы. Конструкции, методы расчетов / под ред. О.А. Ряховского. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 222 с.
3. Блинов Д.С., Морозов М.И. Перспективные конструкции планетарных роликовинтовых механизмов // Известия вузов. Машиностроение. 2013. № 3. С. 62-72.
4. Справочник подшипников: сайт. Режим доступа: <http://www.podshypnik.info/> (дата обращения 09.06.2015).
5. Обзор рынка подшипников качения в России // ИнфоМайн: исследовательская группа: сайт. Режим доступа: [http://www.infomine.ru/files/catalog/231/file\\_231.pdf](http://www.infomine.ru/files/catalog/231/file_231.pdf) (дата обращения 09.06.2015).
6. Павлов Б.И. Шариковинтовые механизмы в приборостроении. Л.: Машиностроение, 1986. 134 с.
7. Турпаев А.И. Винтовые механизмы и передачи. М.: Машиностроение, 1982. 223 с.
8. SKF roller screws. SKF, 2008. 88 p. (printed in France).
9. Блинов Д.С., Ряховский О.А., Соколов П.А. Численный метод определения точки первоначального контакта витков двух винтов с параллельными осями и различными углами подъема резьбы // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 1996. № 3. С. 93-97.
10. Блинов Д.С., Ряховский О.А., Соколов П.А., Костеев В.А., Фетисов В.И. Способ измерения рабочих поверхностей ходовых резьб и обработка полученных результатов // Вестник машиностроения. 1997. № 2. С. 7-9.
11. Блинов Д.С., Ряховский О.А., Соколов П.А. и др. Способ измерения профилей резьб роликов планетарных ролико-винтовых передач и обработка результатов // Вестник машиностроения. 1998. № 7. С. 26-29.

12. Блинов Д.С. Разработка методики расчета напряжений в местах контакта витков резьбовых деталей планетарных роликовинтовых передач // Справочник. Инженерный журнал. 2003. № 8. С. 33-40.
13. Блинов Д.С. Результаты расчетов на контактную прочность резьбовых деталей планетарных роликовинтовых передач // Справочник. Инженерный журнал. 2003. № 10. С. 29-34.
14. Блинов Д.С. Точность силовых планетарных роликовинтовых передач с цельной гайкой // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2003. № 3. С. 73-94.
15. Блинов Д.С. Определение числа циклов нагружения витков резьбы деталей планетарных роликовинтовых передач // Справочник. Инженерный журнал. 2003. № 7. С. 19-25.
16. Блинов Д.С., Морозов М.И. Неравномерность распределения нагрузки между сопрягаемыми витками ролика и винта с гайкой планетарной роликовинтовой передачи // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2014. № 9. С. 1-14. DOI: [10.7463/0914.0727121](https://doi.org/10.7463/0914.0727121)
17. Блинов Д.С., Морозов М.И. Разработка методики силового расчета безгаечной роликовинтовой передачи // Справочник. Инженерный журнал. 2015. № 4. С. 10-20.
18. Блинов Д.С., Морозов М.И. Разработка методики расчета напряженно-деформированного состояния деталей безгаечной роликовинтовой передачи // Справочник. Инженерный журнал. 2015. № 5. С. 8-16.
19. Блинов Д.С., Морозов М.И., Анисимов П.Д. Математическое и программное обеспечение для обработки результатов метрологических измерений деталей роликовинтовой передачи // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2015. № 1. С. 12-31. DOI: [10.7463/0115.0753736](https://doi.org/10.7463/0115.0753736)
20. Блинов Д.С., Морозов М.И., Анисимов П.Д. Программа обработки результатов измерения на контурографе профиля треугольной или трапецеидальной резьбы, заданного точками: свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2015612274. 2015. Бюл. № 3.
21. Блинов Д.С., Алешин В.Ф., Лаптев И.А., Фролов А.В., Кулиш А.В. Безгаечные роликовинтовые механизмы // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2010. № 10. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/161571.html> (дата обращения 01.07.2015).

## **On Working Capacity Criteria for Screw-Roller Mechanisms**

D.S. Blinov<sup>1,\*</sup>, M.I. Morozov<sup>1</sup>,  
P.D. Anisimov<sup>1</sup>

[\\*dmitriyblinov@mail.ru](mailto:dmitriyblinov@mail.ru)

<sup>1</sup>Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

---

**Keywords:** roller-screw mechanism, turn of thread, dynamic load rating, wear-resistance

---

Today roller-screw mechanisms (RSM) are the most prospective motion converters from rotary to linear type. RSM manufacturers have suggested their design in the way, similar to the rolling bearings, in static and dynamic load ratings. The latter means that during long operations the main criterion of the RSM working capacity is fatigue spalling. However, this approach does not permit to consider temporal changes of the most critical performance parameters of the RSM (such as the axial play, the efficiency factor, the axial stiffness, the accuracy, the starting torque force for zero lash RSMs, etc.) through calculations. The abovementioned method was not perfect, because the choice of the main criterion of RSM working capacity was wrong. The article proves that wear-resistance is the main criterion of RSM working capacity. The proof is the RSM efficiency factor equal to 80-88% on the average. The power loss occurs because of overcoming a sliding friction between multiple (from 300 to 1000) interfacing turns of thread on the screw and the rollers as well as on the rollers and the nut. That is why the RSMs are the screw-type rolling mechanisms with an essential portion of sliding friction. High-accuracy measurements taken using the device called a form-tracer for threaded pieces permitted to determine the essential changes on the profiles of turns of threads on the rollers (a straight-line portion appeared on the radial profile); these changes could emerge only from wear. Besides, the length of this portion increased with the increasing RSM operation time. The JSC “Moskovich” has examined the RSMs, which have been put out of operation after completing their service life as parts of robot welding machines. There were no traces of fatigue spalling found on the threaded surfaces of the RSM parts, while the sizes of the straight-line portions on the turns of the roller threads were much bigger than they were during the measurements after the initial period of operation. Therefore, it is relevant to conduct a research for developing the RSM wear-resistance calculation methods. The aim and objectives of such a research have been established, and the initial object – a non-nut type roller-screw mechanism of simple design and kinematics – has been chosen. By now a whole range of theoretical studies have been conducted entirely, or par-

tially, a test rig has been designed and manufactured, and the metrological examination methods have been developed for threaded surfaces of the RSM parts.

## References

1. Reshetov D.N. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989. 496 p. (in Russian).
2. Blinov D.S. *Planetarnye rolikovintovye mekhanizmy. Konstruktsii, metody raschetov* [Planetary roller screw mechanisms. Designs, calculation methods]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2006. 222 p. (in Russian).
3. Blinov D.S., Morozov M.I. Advanced Structural Designs of Planetary Roller Screws Gears. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie = Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2013, no. 3, pp. 62-72. (in Russian).
4. Spravochnik podshipnikov [Directory on bearings]: website. Available at: <http://www.podshypnik.info/>, accessed 09.06.2015. (in Russian).
5. Obzor rynka podshipnikov kacheniya v Rossii [Market overview of rolling bearings in Russia]. InfoMine: Research Group: website. Available at: [http://www.infomine.ru/files/catalog/231/file\\_231.pdf](http://www.infomine.ru/files/catalog/231/file_231.pdf), accessed 09.06.2015. (in Russian).
6. Pavlov B.I. *Sharikovintovye mekhanizmy v priborostroenii* [Ball screws mechanisms in instrumentation engineering]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1986. 134 p. (in Russian).
7. Turpaev A.I. *Vintovye mekhanizmy i peredachi* [Screw mechanisms and transmission]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1982. 223 p. (in Russian).
8. SKF roller screws. SKF, 2008. 88 p. (printed in France).
9. Blinov D.S., Ryakhovskiy O.A., Sokolov P.A. Numerical method for determining the initial contact point of the spring coils of two screws with parallel axes and different helix angles. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie = Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Ser. Mechanical Engineering*, 1996, no. 3, pp. 93-97. (in Russian).
10. Blinov D.S., Riakhovskii O.A., Sokolov P.A., Kosteev V.A., Fetisov V.I. Method for measuring the working surfaces of running threads and processing of the results obtained. *Vestnik mashinostroeniia*, 1997, no. 2, pp. 7-9. (in Russian).
11. Blinov D.S., Riakhovskii O.A., Sokolov P.A., et al. Method of measuring profiles of threads of rollers of planetary roller-screw transmission and processing of results. *Vestnik mashinostroeniia*, 1998, no. 7, pp. 26-29. (in Russian).
12. Blinov D.S. Development of methodology for calculation of stresses at the contact of turns of thread parts of the planetary roller screws gears. *Spravochnik. Inzhenernyi zhurnal = HANDBOOK. An Engineering journal*, 2003. № 8. S. 33-40. (in Russian).
13. Blinov D.S. The results of calculations of contact strength of threaded parts planetary roller screw gears. *Spravochnik. Inzhenernyi zhurnal = HANDBOOK. An Engineering journal*, 2003, no. 10, pp. 29-34. (in Russian).

14. Blinov D.S. Accuracy of Load-Bearing Planetary Roller-and-Screw Gear with Nut Without Thread. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie = Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Ser. Mechanical Engineering*, 2003, no. 3, pp. 73-94. (in Russian).
15. Blinov D.S. Determining number of loading cycles of threads of parts of planetary roller screw gear. *Spravochnik. Inzhenernyi zhurnal = HANDBOOK. An Engineering journal*, 2003, no. 7, pp. 19-25. (in Russian).
16. Blinov D.S., Morozov M.I. Uneven Load Distribution Between Mating Windings of Roll and Screw with Nut of Planetary Roller Drive. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana = Science and Education of the Bauman MSTU*, 2014, no. 9, pp. 1-14. DOI: [10.7463/0914.0727121](https://doi.org/10.7463/0914.0727121) (in Russian).
17. Blinov D.S., Morozov M.I. Development of nut-free roller drive power calculation method. *Spravochnik. Inzhenernyi zhurnal = HANDBOOK. An Engineering journal*, 2015, no. 4, pp. 10-20. (in Russian).
18. Blinov D.S., Morozov M.I. Development of an approach for calculation of strain-stress state of nutless roller screw gear parts. *Spravochnik. Inzhenernyi zhurnal = HANDBOOK. An Engineering journal*, 2015, no. 5, pp. 8-16. (in Russian).
19. Blinov D.S., Morozov M.I., Anisimov P.D. Mathematical Support and Software for Processing Results of Metrological Roller Screw Detail Measurements. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana = Science and Education of the Bauman MSTU*, 2015, no. 1, pp. 12-31. DOI: [10.7463/0115.0753736](https://doi.org/10.7463/0115.0753736) (in Russian).
20. Blinov D.S., Morozov M.I., Anisimov P.D. *Programma obrabotki rezul'tatov izmereniya na konturografe profilya treugol'noi ili trapetseidal'noi rez'by, zadannogo tochkami* [Program for processing results of formtracer measurements of triangular or trapezoidal thread profile that specified by points]. Computer program no. 2015612274, 2015. (in Russian).
21. Blinov D.S., Aleshin V.F., Laptev I.A., Frolov A.V., Kulish A.V. Nutless roller screws. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana = Science and Education of the Bauman MSTU*, 2010, no. 10. Available at: <http://technomag.bmstu.ru/doc/161571.html> , accessed 09.06.2015. (in Russian).