

УДК 621.833.3

О влиянии количества заходов резьбы винта и гайки планетарных роликовинтовых механизмов на их основные параметры

Блинов Д. С.^{1,*}, Василюк В. О.¹

*dmitriyblinov@mail.ru

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Перспективные конструкции планетарных роликовинтовых механизмов (ПРВМ) имеют целый ряд особенностей. Например, на винте и гайке изготавливают многозаходную правую резьбу с равным числом заходов. Чаще всего количество заходов резьбы назначают от трех до семи. При этом количество заходов существенно влияет на все основные эксплуатационные параметры ПРВМ, а также на вес и габариты механизма. В статье в безразмерном виде, обеспечивающим общность, представлены графики зависимости указанных параметров от количества заходов резьбы винта (гайки). Введя безразмерную величину – отношение шага резьбы к среднему диаметру резьбы винта, удалось построить семейство кривых, охватывающих все возможные сочетания параметров, влияющих на КПД ПРВМ. Представленные графики могут существенно упростить выбор количества заходов резьбы винта и других параметров при проектировании экономичных ПРВМ.

Ключевые слова: планетарный роликовинтовой механизм, винт, гайка, количество заходов резьбы, эксплуатационные параметры

Введение

Роликовинтовые механизмы (РВМ) являются механическими преобразователями вращательного движения в поступательное. На западе роликовинтовые механизмы (РВМ) стали применяться в ответственных изделиях современной техника с начала 60-х годов прошлого века. На практике было установлено, что они обладают очень высокими эксплуатационными параметрами, по которым превосходят, широко применявшиеся в то время, да и сейчас, шариковинтовые механизмы (ШВМ) [1]. Поэтому области применения РВМ в западных странах постоянно расширялись, и РВМ стали вытеснять ШВМ в различных изделиях. РВМ имеют различные конструкции [1]. На практике чаще всего используют планетарные роликовинтовые механизмы (ПРВМ).

На рис. 1 показан ПРВМ с цельной гайкой или с осевым (радиальным) люфтом, имеющий наиболее простую конструкцию среди конструкций РВМ и обладающий наибольшей нагрузочной способностью. Он состоит из многозаходных винта 1 и гайки 4, резьбовых роликов 2, шейки которых установлены в отверстия сепараторов 3. Сепараторы расположены с двух торцов гайки, а их отверстия образуют с шейками роликов подшипники скольжения. На концах каждого ролика прямо по резьбе выполняют наружные зубчатые венцы, которые зацепляются с внутренними зубчатыми венцами втулок 5, закрепленных в гайке.

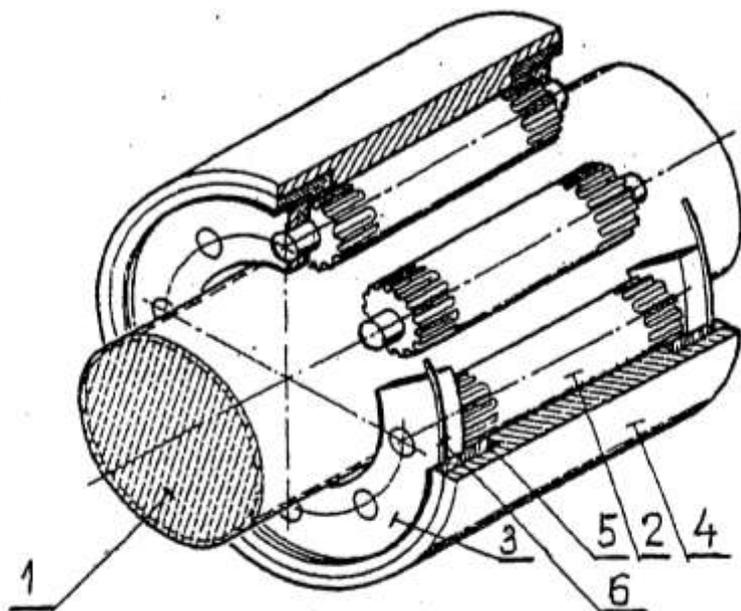


Рис. 1. Планетарный роликовинтовой механизм

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.

Ролики, кроме того, совершают планетарное движение: совместно 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.

В составе высокоточных изделий используются конструкции беззазорных ПРВМ с разъемной гайкой [1, 2]. Для этого гайку выполняют сборной, она состоит из двух полугаек, между которыми устанавливают компенсатор. Выполнение гайки разъемной позволяет компенсировать осевые зазоры между сопрягаемыми витками винта и роликов, роликов и гайки и создавать в этих сопряжениях предварительные сжимающие силы (силы преднапряжения). Это приводит к повышению точности и жесткости ПРВМ, но к снижению нагрузочной способности по сравнению с ПРВМ с цельной гайкой.

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, нормативно-технические документы и многое другое.

Обзор литературы

Надо отметить, что в зарубежной литературе исследованиям РВМ отведено очень скромное место. В основном там издают каталоги, предлагающие покупать у фирм-изготовителей эти механизмы. В каталогах, как правило, имеются небольшие методики расчетов РВМ [3], позволяющие правильно заказать необходимую конструкцию.

В Российской Федерации литературные источники, посвященные исследованию РВМ, в основном представляют собой или диссертации, или статьи, патенты, тезисы докладов, опубликованные ради защиты диссертации. В них рассматриваются разрозненные конкретные вопросы.

В нашей стране никогда не было научно-исследовательского института или даже отдела в каком-нибудь НИИ, который целенаправленно занимался бы исследовательскими и проектными работами по всестороннему теоретическому и экспериментальному изучению РВМ, разработкой нормативных документов, сбором информации по эксплуатации этих механизмов в различных условиях работы. Поэтому нет обобщающих монографий, посвященных этим наукоемким механизмам, имеющим много конструктивных, технологических и эксплуатационных особенностей. Хотя такие попытки были по результатам работы над докторскими диссертациями, смотри [2, 4, 5].

Поэтому отсутствует полноценная информация по влиянию (расчету) целого ряда параметров РВМ на эксплуатационные характеристики этих механизмов. Некоторая информация дается фрагментарно и не полно, что затрудняет ее использование. Относится это и к количеству заходов резьбовых деталей РВМ.

Постановка задачи

Конструктивной особенностью ПРВМ является многозаходность резьбы винта и гайки. Ролики, как правило, изготавливают однозаходными. Для того чтобы количество роликов можно было выбрать любым от трех до максимально возможного, и их угловое положение относительно винта и гайки было произвольным, число заходов винта z_B и гайки z_G должно быть равным [2,4], то есть $z_B = z_G$, а направления их резьб – одинаковым.

Если просмотреть каталоги и литературные источники, то z_B меняется для различных конструкций ПРВМ от 3 до 7, то есть диапазон изменения z_B является достаточно большим. Его связывают с типоразмером механизма, который обозначают двумя числами, разделенными символом «×». Например, типоразмер 21 × 5 означает, что средний номинальный диаметр резьбы винта d_{B2} равен 21 мм, а перемещение гайки за один оборот

винта P_h равно 5 мм или наоборот. При этом первое число типоразмера является важнейшим геометрическим параметром ПРВМ, так как определяет его радиальные габариты, а второе число является передаточной функцией (подачей гайки за один оборот винта). $P_h = z_B \cdot P$, где P – шаг резьбы деталей ПРВМ. В разных источниках имеется и другая информация о влиянии количества заходов винта z_B на тот или иной параметр ПРВМ.

Отсюда одной из задач статьи является комплексное исследование влияния количества заходов винта z_B ПРВМ на его эксплуатационные параметры для обоснованного выбора величины z_B .

Современные проектируемые механизмы, в том числе и ПРВМ, должны быть экономичными. Однако методика расчета ПРВМ строится так, что КПД определяется в конце расчета по известным параметрам механизма. Поэтому не всегда удается разработать конструкцию наиболее экономичного ПРВМ. Отсюда второй задачей статьи является разработка методики расчета и проектирования ПРВМ с максимально возможным КПД.

Исследование влияния количества заходов резьбы винта (гайки) на кинематические параметры ПРВМ

Кинематические параметры ПРВМ влияют, в первую очередь, на выбор электродвигателя и, при необходимости, на параметры и конструкцию передаточного механизма, соединяющего электродвигатель с ПРВМ.

Кинематические параметры влияют также на долговечность ПРВМ, так как основным критерием работоспособности этих механизмов является износостойкость, которая зависит от линейных и угловых скоростей деталей механизма [6-8].

Отсюда важно знать возможности вариации кинематических параметров ПРВМ при изменении количества заходов винта z_B . На рисунке 2 представлен план скоростей деталей ПРВМ. Осевое перемещение гайки вместе с роликами и сепараторами с линейной скоростью V_G рассматривать не будем.

Из-за зубчатых зацеплений гайки и ролика (см. рис. 1), последний будет обкатываться по гайке, а точка взаимодействия этих двух деталей будет мгновенным центром скоростей ролика, см. точку « P_V » на рис. 2. На этом рисунке d_{B2} , d_{P2} и $D_{Г2}$ средние диаметры резьбы соответственно винта, роликов и гайки, а ω_B , ω_P и ω_C угловые скорости соответственно винта, ролика и сепаратора, который вместе с роликами вращается вокруг оси винта.

Винт взаимодействует с роликом в точке «Д». Чтобы в ПРВМ реализовывалось трение качения, надо, чтобы в точке «Д» линейная скорость винта V_B равнялась линейной скорости ролика V_P , и чтобы эти скорости совпадали по направлению. Это и показано на рис. 2. При этом абсолютная линейная скорость ролика V_P складывается из скорости от-

носительного движения, которая зависит от угловой скоростью ω_P , и скорости переносного движения, которая зависит от угловой скоростью ω_C . Отсюда следует

$$\omega_B(d_{B2}/2) = \omega_P(d_{P2}/2) + \omega_C(d_{B2}/2) \quad (1)$$

Чтобы выразить ω_C через ω_B , запишем уравнение для линейной скорости переносного движения оси ролика

$$V_C = V_B/2 = \omega_C(d_{B2} + d_{P2})/2 = \omega_B(d_{B2}/4) \quad (2)$$

Из уравнений (1) и (2) получим формулу, связывающую угловую скорость переносного движения с угловой скоростью входного звена (винта)

$$\omega_C = 0,5 \cdot \omega_B \cdot d_{B2} / (d_{B2} + d_{P2}) \quad (3)$$

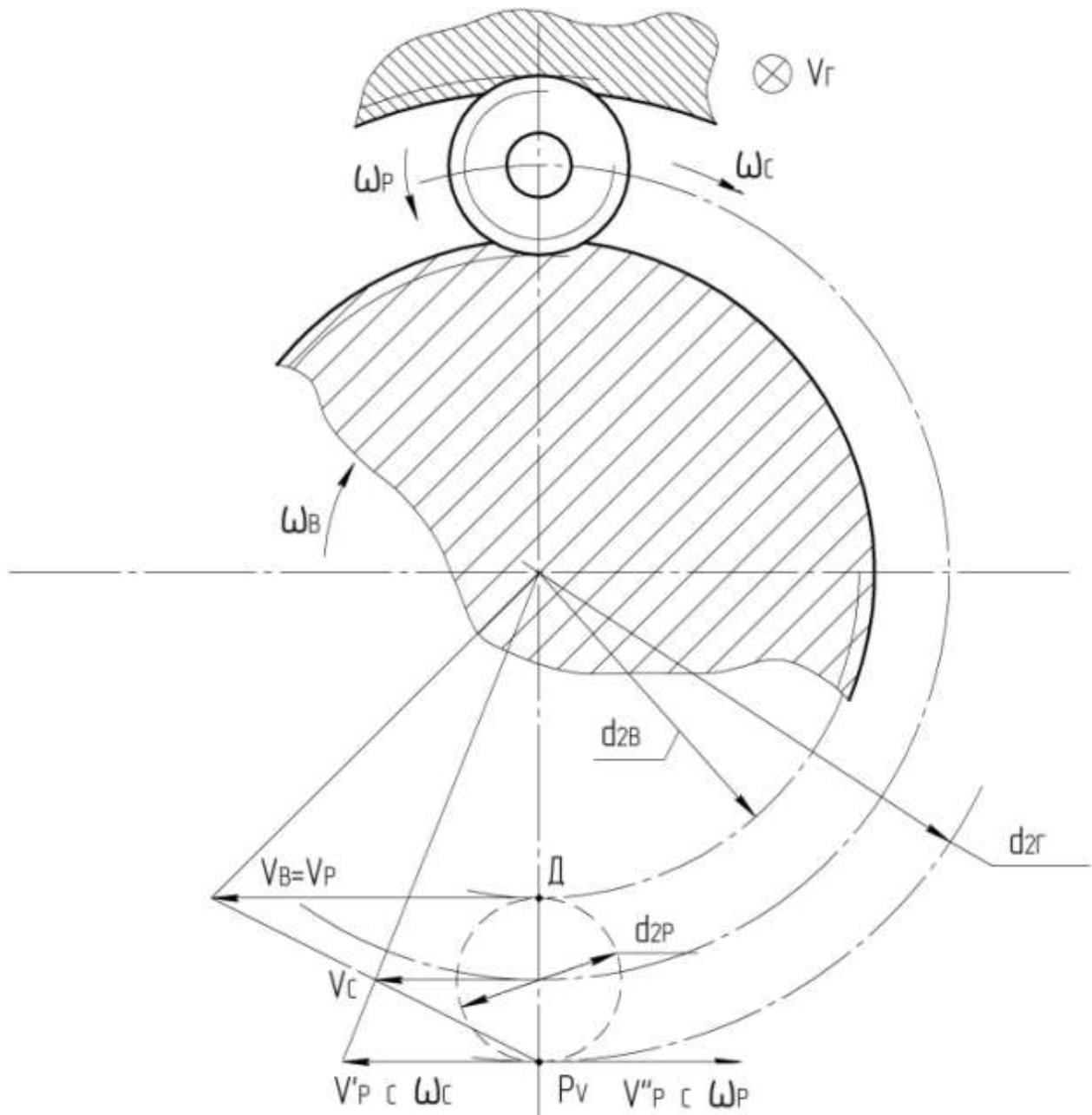


Рис. 2. Схема для кинематического расчета ПРВМ

Из уравнений (1) и (3) получим формулу, связывающую угловую скорость относительного движения с угловой скоростью входного звена (винта)

$$\omega_P = \omega_B \frac{d_{B2} (d_{B2} + 2d_{P2})}{2d_{P2} (d_{B2} + d_{P2})} \quad (4)$$

Для ПРВМ из-за внутреннего контакта угол подъема резьбы гайки равен углу подъема резьбы ролика. Отсюда имеем следующее уравнение

$$d_{r2} / d_{P2} = z_r = z_B \quad (5)$$

Средние диаметры резьбы образуют следующую замкнутую размерную цепь

$$d_{r2} = d_{B2} + 2d_{P2} \quad (6)$$

Из уравнений (5) и (6) получим формулу, связывающую средние диаметры винта и ролика.

$$d_{B2} = d_{P2} (z_B - 2) \quad (7)$$

Зная d_{B2} и d_{P2} , по формуле (6) можно определить средний диаметр резьбы гайки. Используя уравнение (7), преобразуем формулы (3) и (4) к следующим безразмерным формулам, обладающим общностью

$$\frac{\omega_P}{\omega_B} = \frac{z_B (z_B - 2)}{2(z_B - 1)}, \quad (8)$$

$$\frac{\omega_C}{\omega_B} = \frac{(z_B - 2)}{2(z_B - 1)} \quad (9)$$

Для наглядности построим графики зависимости соотношений (ω_P / ω_B) и (ω_C / ω_B) от количества заходов резьбы винта z_B (гайки) во всем диапазоне изменения этого параметра, см. рис. 3 и 4.

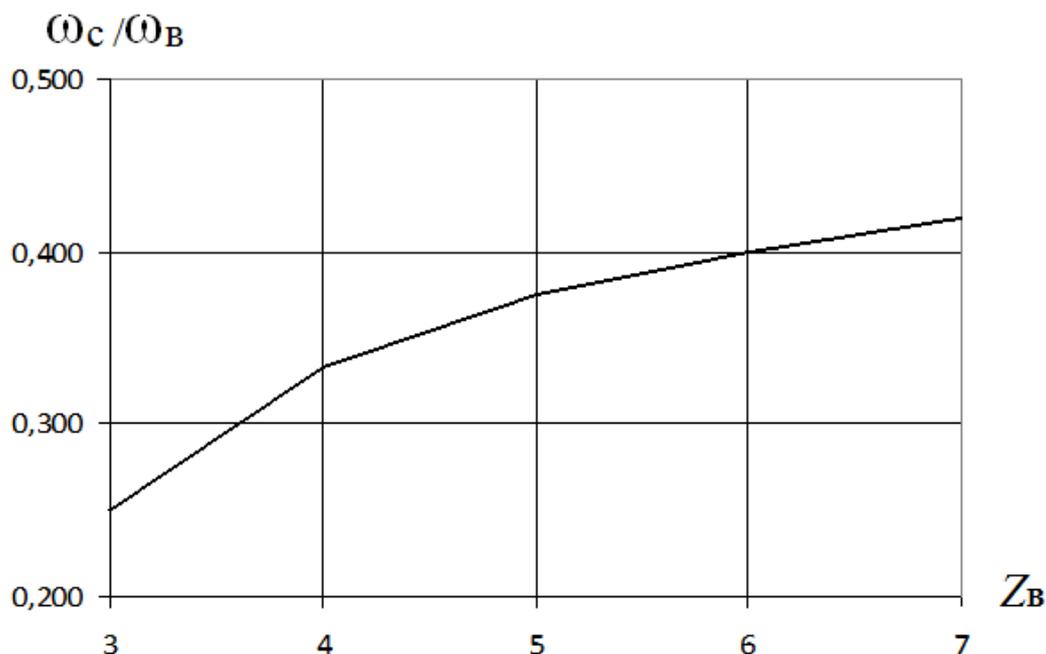


Рис. 3. График зависимости отношения (ω_C / ω_B) от количества заходов резьбы винта z_B

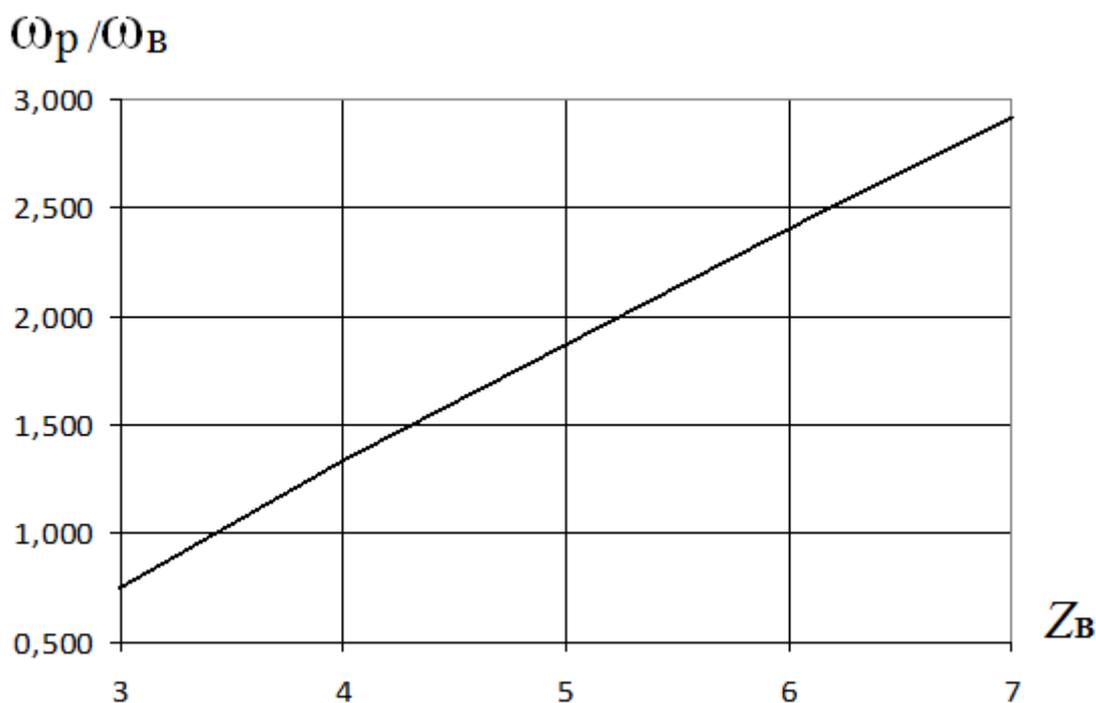


Рис. 4. График зависимости отношения (ω_p / ω_B) от количества заходов резьбы винта z_B

Еще одним кинематическим параметром ПРВМ является передаточная функция $u_{ПРВМ}$ или подача гайки за один оборот винта. В справочнике [9] имеется общая формула для передаточной функции ПРВМ

$$u_{ПРВМ} = 0,5 \cdot P \cdot (c \pm z_B) / (c + 1), \quad (10)$$

где: $c = d_{B2} / d_{P2}$; P – шаг резьбы деталей ПРВМ; знак «+» во второй скобке для одинаковых направлениях резьбы винта и ролика; знак «-» во второй скобке для различных направлениях резьбы винта и ролика.

Если рассматривать ПРВМ с правой резьбой всех деталей и использовать формулу (7), то уравнение (10) примет следующий вид

$$u_{ПРВМ} = P z_B \quad (11)$$

Передаточная функция ПРВМ такая же, что и передачи винт-гайка скольжения. Это позволяет закреплять в корпусе гайки ПРВМ маслоъемные кольца из податливого материала, имеющие внутреннюю резьбу с треугольными витками такого же профиля, что и гайка ПРВМ, и с тем же шагом резьбы P и числом заходов z_B

Для кинематического расчета ПРВМ обычно задают линейную скорость выходного звена $V_{Г}$ в м/с и определяют частоту вращения входного звена n в об/мин, которая зависит от количества заходов винта (гайки) и равна

$$n = 60000 \cdot V_{Г} / (P \cdot z_B) \quad (12)$$

Исследование влияния количества заходов резьбы винта (гайки) на геометрические параметры ПРВМ

Винт является базовой деталью ПРВМ, размеры остальных деталей принято сравнивать со средним диаметром резьбы винта d_{B2} . Радиальные габариты корпуса гайки ПРВМ определяют средние диаметры резьбы винта d_{B2} , ролика d_{P2} и гайки $d_{Г2}$. Правда средний диаметр резьбы гайки $d_{Г2}$ является зависимым от указанных диаметров d_{B2} и d_{P2} и определяется по формуле (6), но именно он в большей степени определяет радиальные габариты ПРВМ. Используя уравнение (7), определим безразмерное соотношение (d_{P2}/d_{B2}) и построим для наглядности график зависимости соотношения (d_{P2}/d_{B2}) от количества заходов резьбы винта z_B (гайки) во всем диапазоне изменения этого параметра, см. рис. 5.

$$d_{P2}/d_{B2} = 1/(z_B - 2) \quad (13)$$

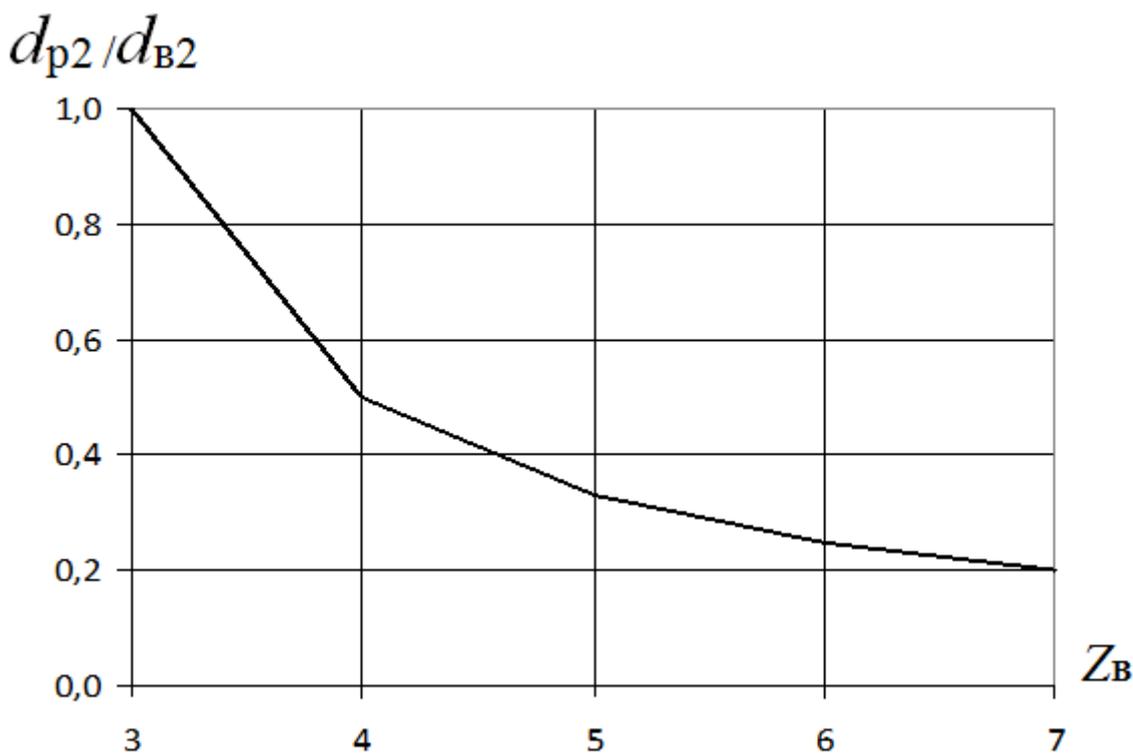


Рис. 5. График зависимости отношения (d_{P2}/d_{B2}) от количества заходов резьбы винта z_B

Используя уравнения (6) и (7), определим безразмерное соотношение $(d_{Г2}/d_{B2})$ и построим для наглядности график зависимости соотношения $(d_{Г2}/d_{B2})$ от количества заходов резьбы винта z_B (гайки) во всем диапазоне изменения этого параметра, см. рис. 6.

$$d_{Г2}/d_{B2} = z_B/(z_B - 2) \quad (14)$$

От соотношения (d_{P2}/d_{B2}) и шага резьбы P зависит максимально возможное количество N_{MAX} роликов в ПРВМ. Ориентировочно оно равно

$$N_{MAX} \leq \pi / \arcsin((d_{2P} + P)/(d_{2B} + d_{2P})) \quad (15)$$

Более точно определить N_{MAX} можно после разработки рабочих чертежей винта и ролика и назначения наружных диаметров резьбы этих деталей [2].

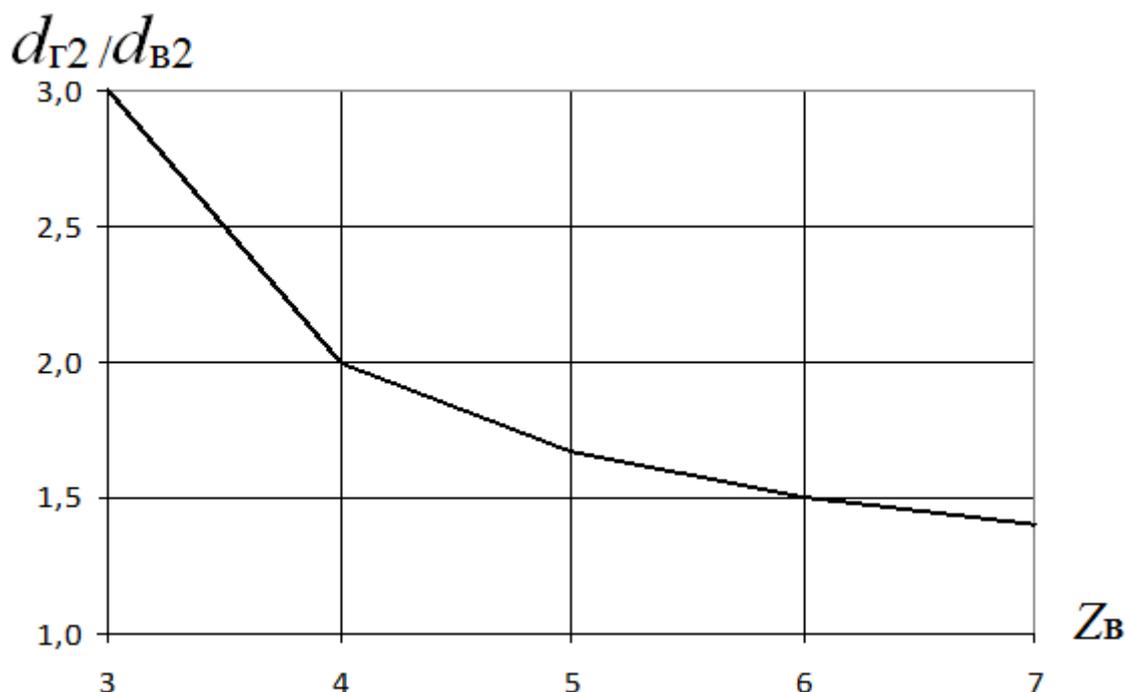


Рис. 6. График зависимости отношения $(d_{Г2}/d_{В2})$ от количества заходов резьбы винта z_B

Исследование влияния количества заходов резьбы винта (гайки) на КПД и силовые параметры ПРВМ

Коэффициент полезного действия (КПД) ПРВМ определяется по формуле, см. [3]

$$\eta = \frac{1}{1 + \mu \cdot \pi \cdot d_{B2} / (P \cdot z_B)} \cdot 0,9, \quad (16)$$

где: μ – приведенный коэффициент трения;

$$\mu = 0,010 \text{ при } \theta \leq 7^\circ;$$

$$\mu = 0,007 \cdot \theta - 0,04 \text{ при } \theta > 7^\circ;$$

θ – угол подъема винтовой линии винта;

$$\theta = \arctg\left(\frac{P \cdot z_B}{\pi \cdot d_{B2}}\right) \quad (17)$$

Ранее при выполнении проектных расчетов проводить анализ по представленным формулам изменения КПД от целого ряда параметров было достаточно сложно. Не хвата-

ло наглядности. Редко удавалось подобрать параметры ПРВМ, чтобы получить наибольший КПД. Введя безразмерную величину – отношение (P/d_{B2}) , удалось построить семейство кривых, охватывающих все возможные сочетания параметров, влияющих на КПД. В число этих параметров входит и количество заходов резьбы винта (гайки). При этом отношение (P/d_{B2}) охватывает все возможные случаи практики.

Следует отметить, что на современных станках с ЧПУ можно изготавливать детали ПРВМ с любыми размерами. К ним относятся средние диаметры резьбы винта, роликов и гайки и даже шаг резьбы этих деталей. Важно, чтобы эти размеры реализовывали рациональные конструктивные решения.

На рис. 7 представлены графики зависимости КПД от отношения (P/d_{B2}) и количества заходов резьбы винта z_B (гайки) во всем диапазоне изменения этого параметра.

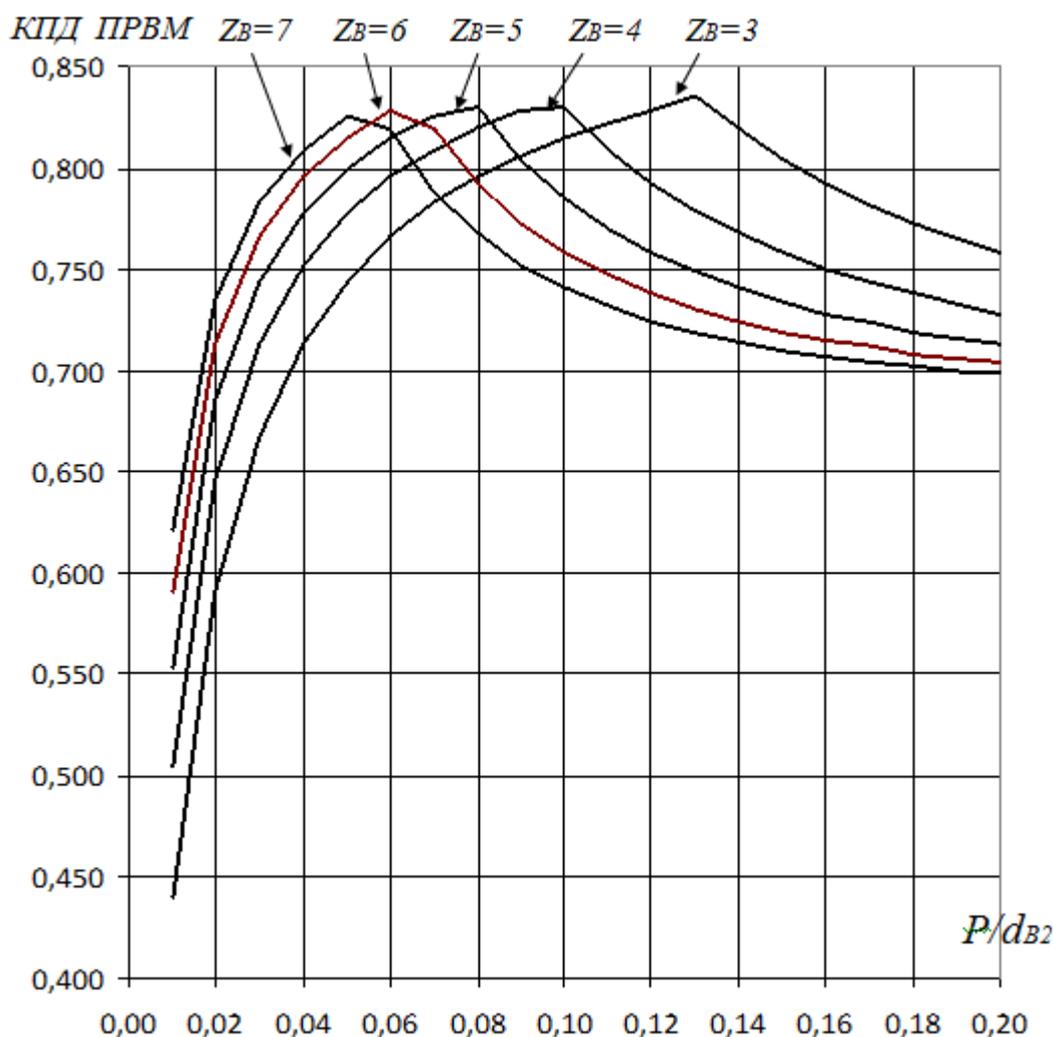


Рис. 7. График зависимости КПД от соотношения (P/d_{B2}) и количества заходов резьбы винта z_B

Определив КПД ПРВМ и кинематические параметры, можно рассчитать силовые характеристики электродвигателя.

Крутящий момент ПРВМ, который необходимо приложить к входному звену для создания на выходном звене максимальной осевой силы $F_{A,MAX}$, зависит от количества заходов резьбы винта z_B (гайки) и определяется по следующей формуле

$$T = \frac{F_{A,MAX} \cdot P \cdot z_B}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} [H \cdot m] \quad (18)$$

Необходимая мощность для работы ПРВМ, нагруженной максимальной осевой силой $F_{A,MAX}$, зависит от количества заходов резьбы винта z_B (гайки) и определяется по формуле

$$P_W = \frac{F_{A,MAX} \cdot n \cdot P \cdot z_B}{60000 \cdot \eta} [вт] \quad (19)$$

В формулы (18) и (19) сила $F_{A,MAX}$ подставляется в Ньютонах, шаг P – в миллиметрах. В формулу (19) частота вращения входного звена n подставляется в об/мин.

Частота вращения входного звена n , крутящий момент T , который необходимо приложить к входному звену, и необходимая мощность P_W для работы ПРВМ, нагруженной максимальной осевой силой $F_{A,MAX}$, используются для выбора электродвигателя.

Влияние количества заходов резьбы винта z_B (гайки) на другие силовые и прочностные параметры ПРВМ, а также на надежность и долговечность работы механизма сложное. Для определения этого влияния необходимы достаточно серьезные теоретические и экспериментальные исследования. Поэтому в рамки данной статьи они не укладываются, и будут исследованы в дальнейшем.

Предлагаемая методика расчета и проектирования экономичных конструкций ПРВМ

1) Назначаем количество заходов резьбы винта z_B , исходя из требуемых радиальных габаритов механизма (см. рис. 5 и 6). Или из желания получить рациональные характеристики электродвигателя (см. формулы (12), (18) и (19)). Или из желания получить рациональные кинематические характеристики винта, ролика и сепаратора (см. графики на рис. 3 и 4).

В противном случае выбирается среднее значение количества заходов резьбы винта $z_B = 5$. В случае, если оно не обеспечит какое-либо условие, то z_B можно будет уменьшить или увеличить, приближая к выполнению этого условия, и выполнить расчеты заново.

Например, принимаем $z_B = 5$.

2) По графику на рис. 7 для $z_B = 5$ выбираем диапазон изменения соотношения (P/d_{B2}) , обеспечивающий высокий КПД. Например, принимаем $0,06 \leq (P/d_{B2}) \leq 0,085$.

3) Рекомендуются следующие шаги резьбы деталей ПРВМ $P = 1; 1,2; 1,6; 2; 3; 4; 5; 6$ мм. В цикле по значению шага из рекомендуемого ряда определяем для текущего шага $d_{B2,MIN} = P/0,085$ и $d_{B2,MAX} = P/0,06$. Из полученного диапазона выбираем такое целое значение d_{B2} , которому соответствует целое значение d_{P2} , рассчитанное по формуле (13). Если подобрать такое сочетание d_{B2} и d_{P2} невозможно, то можно использовать дробное значение одного из диаметров.

Рассчитываем текущий вариант конструкции ПРВМ на статическую грузоподъемность. Для этого по методике, изложенной в работе [10], определяем наибольшую осевую силу, действующую между сопрягаемыми витками винта и ролика. По методике, изложенной в работе [2], определяем выполнение условия статической прочности. Если оно не выполняется, то переходим в цикле к следующему значению P .

Если условие статической прочности выполняется, то рассчитываем текущий вариант конструкции ПРВМ на динамическую грузоподъемность по методике, изложенной в работе [11]. Если заданный ресурс не обеспечивается, то переходим в цикле к следующему значению P . Если заданный ресурс обеспечивается, то текущий вариант конструкции ПРВМ будет окончательным.

Если при переборе в цикле всех шагов резьбы выбор окончательного варианта не будет сделан, то следует уменьшить на единицу значение z_B , так как это обеспечивает большую статическую и динамическую грузоподъемность [3], но радиальные габариты механизма будут больше, см. рис. 5 и 6. С новым значением z_B надо повторить расчеты по пунктам 2) и 3).

Заключение

1. Роликовинтовые механизмы являются на сегодняшний день наиболее перспективными преобразователями вращательного движения в поступательное. Для их рационального использования в различных высокотехнологичных изделиях необходимо обоснованно выбирать важнейшие параметры этих механизмов.

2. На практике чаще всего применяются планетарные роликовинтовые механизмы (ПРВМ). Одним из важнейших параметров ПРВМ является количества заходов резьбы винта (гайки). Диапазон изменения этого параметра от 3 до 7 охватывает практически все конструкции и типоразмеры ПРВМ при условии, что в механизмах реализуется трение качения. Оно является одной из важнейших причин высоких эксплуатационных характеристик ПРВМ.

3. Количество заходов резьбы винта (гайки) оказывает влияние практически на все эксплуатационные характеристики ПРВМ. В литературных источниках это влияние представлено разрозненно, фрагментарно и иногда не совсем наглядно. В данной статье эти недостатки устранены.

4. Влияние количества заходов резьбы винта (гайки) на передаточную функцию, КПД, кинематические, геометрические, силовые параметры ПРВМ наиболее полно представлено в данной статье в виде теоретических зависимостей и графиков. Графики разработаны в безразмерном виде, что обеспечивает их общность и удобство применения. Впервые удалось построить график изменения КПД ПРВМ от всех влияющих параметров.

5. Представленная информация позволяет быстро и обоснованно выбирать количества заходов резьбы винта (гайки) с учетом влияния на различные характеристики ПРВМ.

6. Предложена методика расчета и проектирования конструкции ПРВМ, которая обеспечивает максимально возможный КПД.

Список литературы

1. Блинов Д.С., Морозов М.И. Перспективные конструкции планетарных роликвинтовых механизмов // Известия вузов. Машиностроение. 2013. № 3. С. 62-72.
DOI: [10.18698/0536-1044-2013-3-62-72](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2013-3-62-72)
2. Блинов Д.С. Планетарные роликвинтовые механизмы. Конструкции, методы расчетов / под ред. О.А. Ряховского. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 222 с.
3. SKF roller screws: SKF, 2014. 136 s.
4. Козырев В.В. Конструкции роликвинтовых передач и методика их проектирования. Владимир: Редакционно-издательский комплекс ВлГУ, 2004. 102 с.
5. Морозов В.В. Роликвинтовые механизмы. Кинематические характеристики. Владимир: Изд-во ВлГУ, 2005. 78 с.
6. Блинов Д.С. Определение числа циклов нагружения витков резьбы деталей планетарных роликвинтовых передач // Справочник. Инженерный журнал. 2003. № 7. С. 19-25.
7. Блинов Д.С. Разработка модели взаимодействия витков резьбы деталей планетарных роликвинтовых передач // Справочник. Инженерный журнал. 2011. № 2. С. 22-33.
8. Блинов Д.С., Морозов М.И., Анисимов П.Д. О критериях работоспособности роликвинтовых механизмов // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2015. № 8. С. 32-50. DOI: [10.7463/0815.0789519](https://doi.org/10.7463/0815.0789519)
9. Крайнев А.Ф. Детали машин: Словарь-справочник. М.: Машиностроение, 1992. 480 с.
10. Блинов Д.С., Морозов М.И. Неравномерность распределения нагрузки между сопрягаемыми витками ролика и винта с гайкой планетарной роликвинтовой 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)
11. Блинов Д.С., Морозов М.И. Прогнозирование ресурса винтовых механизмов качения // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2015. № 2. С. 24-41. DOI: [10.7463/0215.0756784](https://doi.org/10.7463/0215.0756784)

Influence of a Number of Screw and Nut Thread Starts of Planetary Roller-Screw Mechanisms on Their Main Parameters

D.S. Blinov^{1,*}, V.O. Vasilyuk¹

*dmitriyblinov@mail.ru

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: planetary roller-screw mechanism, screw, nut, number of thread starts, operation parameters

One of the most important requirements imposed to the modern mechanisms is economic feasibility. Therefore, considered as advanced are mechanical transducers of rotary motion to translational one, where rolling friction is mainly realized. They include planetary roller-screw mechanisms (PRSM).

PRSM has a large variety of features. The design feature of PRSM is multiple starts of screw and nut thread. Rollers, as a rule, are made single-threaded. Number of screw thread starts which equals to a number of nut thread starts, has an effect on almost all performance characteristics of PRSM.

This article covers comprehensively enough the influence of screw thread starts quantity on: kinematical parameters of PRSM, transfer function, mechanism radial dimensions, efficiency, power values, required characteristics of electric motor. As a result of investigations the graphs of dimensionless parameters vs. number of screw thread starts have been plotted, which are demonstrative and common.

Being high enough the PRSM efficiency can vary within 20...25% and more. It depends on a variety of mechanism part parameters; primarily on geometrical ones, as well as on a number of screw thread starts. Previously the methods of PRSM design calculation consisted in determination of the main geometric parameters of mechanism parts, then in determination of mechanism efficiency. At that, it was not always possible to design the economically feasible PRSM structure.

Introduction of a dimensionless value – a relation of PRSM part thread pitch to average screw thread diameter – contributed to successive plotting of the assemblage of curves for relation of efficiency to the indicated ratio and a number of screw thread starts. By taking this assemblage of curves as a basis, the method of economically feasible PRSM structures calculation and design was proposed. The essence of the developed method lies in that selection or definition of a number of screw thread starts helps to determine the relation of PRSM parts thread pitch to average diameter of screw thread which provides the maximum possible efficiency. Giv-

en further are check calculations confirming the operation capability of the selected PRSM design.

References

1. Blinov D.S., Morozov M.I. Advanced Structural Designs of Planetary Roller Screws Gears. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie = Proceeding of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2013, Iss. 3. pp. 62-72. (in Russian). DOI: [10.18698/0536-1044-2013-3-62-72](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2013-3-62-72)
2. Blinov D.S. *Planetarnye rolikovintovye mekhanizmy. Konstruktsii, metody raschetov* [Planetary screw-roller mechanisms. Structures, methods of calculations]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2006. 222 p. (in Russian).
3. SKF roller screws: SKF, 2014. 136 p.
4. Kozyrev V.V. *Konstruktsii rolikovintovykh peredach i metodika ikh proektirovaniya* [Design of screw-roller gears and methods of their design]. Vladimir: Redaktsionno-izdatel'skii kompleks VIGU, 2004. 102 p. (in Russian).
5. Morozov V.V. *Rolikovintovye mekhanizmy. Kinematicheskie kharakteristiki* [Screw-roller mechanisms. Kinematic characteristics]. Vladimir: Izd-vo VIGU, 2005. 78 p. (in Russian).
6. Blinov D.S. Determination of the number of loading cycles of the threads parts of the planetary screw-roller gear. *Spravochnik. Inzhenernyi zhurnal = Handbook. An Engineering Journal*, 2003, Iss.7, pp.19–25. (in Russian).
7. Blinov D.S. Model of the interaction between the turns of the threads of the planetary roller screws details: an experience of development. *Spravochnik. Inzhenernyi zhurnal = Handbook. An Engineering Journal*, 2011, Iss.2, pp.22–33. (in Russian).
8. Blinov D.S., Morozov M.I., Anisimov P.D. On Working Capacity Criteria for Screw-Roller Mechanisms *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana = Science and Education of the Bauman MSTU*, 2015, no. 08, pp. 32–50. (in Russian). DOI: [10.7463/0815.0789519](https://doi.org/10.7463/0815.0789519)
9. Krainev A.F. *Detali mashin: Slovar'-spravochnik* [Machine parts: Dictionary]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1992. 420 p. (in Russian).
10. 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. 09, pp. 1–14. (in Russian). DOI [10.7463/0914.0727121](https://doi.org/10.7463/0914.0727121)
11. Blinov D.S., Morozov M.I. Predicting rolling screw mechanisms service life. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana = Science and Education of the Bauman MSTU*, 2015, no. 02, pp. 24–41. (in Russian). DOI [10.7463/0215.0756784](https://doi.org/10.7463/0215.0756784)