

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 62-233.3/9

DOI 10.21685/2072-3059-2019-2-9

И. И. Артемов, Е. А. Чуфистов, О. Е. Чуфистов

СИЛОВОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПАЛЬЦЕВ ВЫХОДНОГО ВАЛА С САТЕЛЛИТАМИ В ПЛАНЕТАРНО- ЦЕВОЧНОЙ ПЕРЕДАЧЕ. ЧАСТЬ II. АЛГОРИТМЫ

Аннотация.

Актуальность и цели. Основным отказом в механизмах W планетарно-цевочных передач является усталостное разрушение пальцев выходного вала. Поэтому силы и напряжения являются важнейшими величинами, используемыми в проектировочных расчетах этих механизмов. Выполненными исследованиями установлено, что на них влияют различные факторы, и, прежде всего, точность изготовления и сама нагруженность механизма. В силу конструктивной и геометрической нелинейности механизмы W обнаруживают чувствительность к структурным изменениям в зонах контактов при возрастании нагрузки, что определяет характер распределения нагрузки по контактным парам и возникающие в поперечных сечениях пальцев напряжения. Изучены эти явления недостаточно. Целью работы является повышение точности расчета механизма W на основе выявления его фактической нагруженности.

Материалы и методы. Исследования базируются на основных положениях статики и методах расчетов на прочность и жесткость механических систем. В компьютерном моделировании использован пакет MathCad.

Результаты. Выявлено существенное влияние точности изготовления механизма W на его крутильную жесткость. Установлен характер изменения нагрузки по контактным парам и циклы изменения напряжений, возникающих в поперечных сечениях пальцев механизма W при работе планетарно-цевочной передачи.

Выводы. Погрешности изготовления механизма W должны обязательно учитываться, особенно при проектировании планетарно-цевочных передач, к которым предъявляются высокие требования по жесткости. Изменение структуры зон контакта в механизме приводит к изменению зависимости сил в контакте от углового положения выходного вала механизма. Максимальные напряжения, по которым следует вести расчет на прочность пальцев механизма W , изменяются по отнулевому циклу.

Ключевые слова: планетарно-цевочные передачи, механизм W , зазоры, силы в контакте, напряжения в поперечных сечениях.

I. I. Artemov, E. A. Chufistov, O. E. Chufistov

© Артемов И. И., Чуфистов Е. А., Чуфистов О. Е., 2019. Данная статья доступна по условиям всемирной лицензии Creative Commons Attribution 4.0 International License (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>), которая дает разрешение на неограниченное использование, копирование на любые носители при условии указания авторства, источника и ссылки на лицензию Creative Commons, а также изменений, если таковые имеют место.

POWER INTERACTION OF OUTPUT SHAFT'S PINS WITH SATELLITES IN THE PLANETARY-PIN GEAR. PART II. ALGORITHMS

Abstract.

Background. Main failure in W mechanisms of planetary-pin gearing is fatigue destruction of output shaft pins. Therefore, forces and tensions are most important values used in design calculations of these mechanisms. Conducted researches have found that they are influenced by various factors, and, above all, manufacturing accuracy and itself loading of mechanism. Due to structural and geometric nonlinearity W mechanisms detect sensitivity to structural changes in contact areas with increasing load, which determines nature of load distribution in contact pairs and tensions arising in cross sections of pins. These phenomena are insufficiently studied. The purpose of the work is to increase accuracy of calculation of W mechanism on basis of revealing its actual loading.

Materials and methods. Studies are based on main provisions of statics and methods of calculation of strength and stiffness of mechanical systems. MathCad package was used for computer simulation.

Results. Significant influence of manufacturing accuracy of W mechanism on its torsional stiffness is revealed. Nature of changes in load on contact pairs and cycles of tensions changes arising in cross sections of pins of W mechanism during work of the planetary-pin gearing is established.

Conclusions. Manufacturing inaccuracies of W mechanism must be taken into account in design of planetary-pin gearings, which have high requirements for stiffness. A changing structure of contact zones in the mechanism leads to change in dependence of forces in contact from angular position of the mechanism's output shaft. Maximum tensions, which should be taken into account when calculating strength of W mechanism's pins, varies in zero-to-tension stress cycle.

Keywords: planetary-pin gearings, W mechanism, clearances, forces in contact, tensions in cross sections.

Введение

Нагрузочная способность планетарно-цевочной передачи, в которой все контактирующие поверхности выполняются с высокими твердостями (более 59 HRC₃), лимитируется подшипниками сателлитов и пальцами механизма *W* [1, 2]. Для обеспечения надежной работы планетарно-цевочных передач необходимо, в том числе, повышение точности силового и прочностного расчетов механизма *W*.

Статика точно изготовленного механизма *W* исследовалась в [2]. Погрешности изготовления и сборки деталей механизма *W* могут приводить к образованию между втулками выходного вала и отверстиями сателлитов зазоров или натягов. Натяг вызывает сборочные напряжения в элементах механизма и усложняет либо делает невозможной сборку узла, поэтому предусматривают зазоры 0,08...0,3 мм [3].

Зазоры в механизме *W* уменьшают зону контакта пальцев и отверстий в сателлите, т.е. число одновременно работающих контактных пар, и изменяют характер распределения сил по контактным парам. В работе [4] получены формулы для коэффициента K_Q увеличения нагрузки на наиболее нагруженный палец в механизме *W* вследствие его неточного изготовления для

непрерывного распределения нагрузки (бесконечно большого числа пальцев). В связи с относительно небольшим числом работающих в любой момент пальцев в [4] получены зависимости для K_Q при дискретном распределении нагрузки. В обоих решениях в качестве расчетного принималось то положение сателлита, в котором радиус расположения наиболее нагруженного пальца перпендикулярен межосевой линии передачи. При работе передачи положение сателлита меняется, а вместе с ним меняется и распределение нагрузки по пальцам и напряжений, возникающих в них. Для расчета пальцев механизма W необходимо знать фактический закон изменения напряжений в пальцах.

До сих пор изучению этих закономерностей уделялось недостаточное внимание. Установление фактического закона изменения сил в контактах и напряжений в поперечных сечениях пальцев с учетом погрешностей изготовления позволит повысить точность расчета.

1. Аналитические зависимости и алгоритм решения

На рис. 1 показано положение передачи после поворота входного вала (водила) на некоторый угол φ_h , при этом на рис. 1,а приведено увеличенное изображение пальца с рис. 1,б.

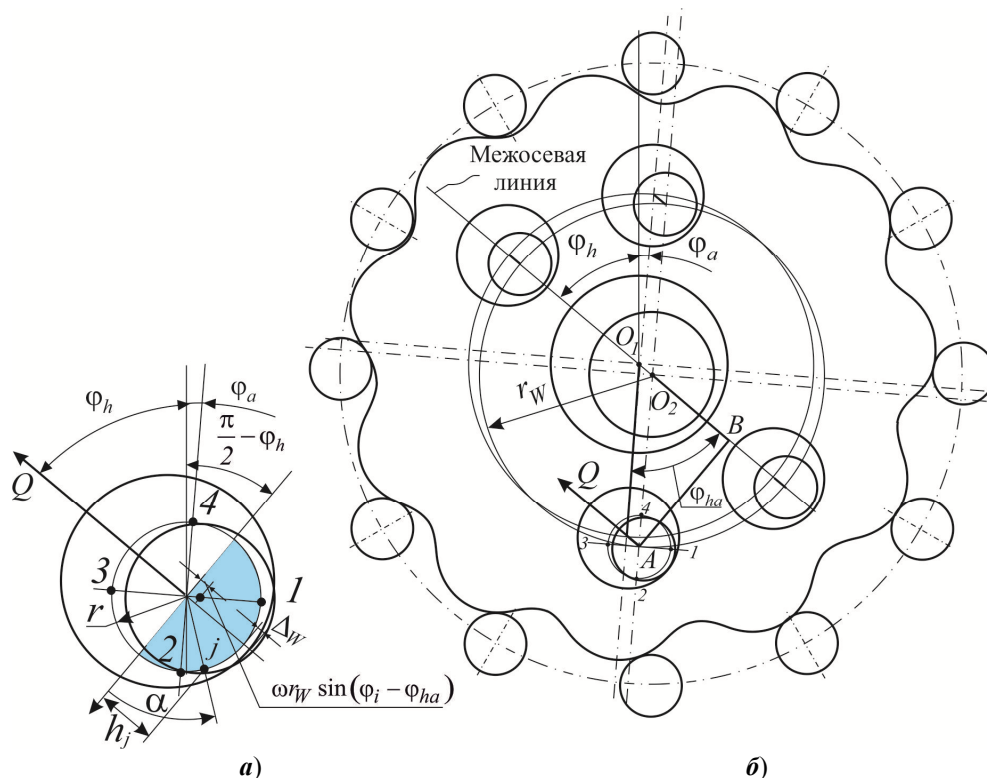


Рис. 1. Положение элементов передачи

Положительное направление отсчета углов принято против часовой стрелки, тогда угол поворота сателлита a (и выходного вала) от начального положения $\varphi_a = -\varphi_h/z_a$, где z_a – число зубьев сателлита. Угол поворота

водила относительно сателлита: $\varphi_{ha} = \varphi_h - \varphi_a = \varphi_h (1 + 1/z_a) = \varphi_h z_b / z_a$, где z_b – число цевков. При повороте водила на угол $\varphi_h = 2\pi \frac{z_a}{z_b}$ угол поворота

водила относительно сателлита составит $\varphi_{ha} = 2\pi$, т.е. завершится цикл изменения сил и напряжений в поперечном сечении пальца.

Положение контактной пары будем задавать разностью угла φ_i , координаты пары в начальном положении механизма W , $\varphi_i = (i-1) \frac{2\pi}{n_W}$ (где i –

номер контактной пары, он отсчитывается от положения того пальца, который расположен на межосевой линии), и угла φ_{ha} . Изменение сил и напряжений изучается в пределах поворота выходного вала механизма относительно водила на один угловой шаг $\varphi_{ha} = 2\pi/n_W$, когда система вновь занимает первоначальное положение с той лишь разницей, что в положении 2 теперь будет находиться контактная пара 1, а в положении 3 – контактная пара 2 и т.д.

Будем полагать, что начальные зазоры в контактных парах одинаковые и равны Δ_W (рис. 1,а). При повороте выходного вала с пальцами вокруг центра O_2 против часовой стрелки при неподвижном сателлите на угол ω , достаточный для выбора зазоров хотя бы в некоторых контактных парах, механизм W нагружается. На рис. 1,а начальное, до поворота, положение пальца показано тонкой линией. Зона пальцев, которые могут быть нагружены, располагается ниже и левее межосевой линии (рис. 1,б). Для каждой контактной пары (1, 2, ..., $n_W/2 + 1$, где n_W – число пальцев) вычисляют деформации $\delta(i)$ (рис. 1,а):

$$\delta_i = \omega r_W \sin(\varphi_i - \varphi_{ha}) - \Delta_W. \quad (1)$$

По деформациям вычисляют силы:

$$\begin{aligned} Q_i &= c_W \delta(i) \text{ при } \delta(i) > 0, \\ Q_i &= 0 \text{ при } \delta(i) \leq 0, \end{aligned} \quad (2)$$

где c_W – коэффициент жесткости контактной пары, принято $c_W = \text{const}$.

В точно изготовленном механизме W отрицательные деформации (зазоры) возникают лишь в контактной паре с номером $n_W/2 + 1$ при повороте механизма из начального положения.

Из (1) и (2) следует, что $Q_{\max,3} = c_W (\omega r_W - \Delta_W)$ при $\varphi_i - \varphi_{ha} = \pi/2$. Такая сила действует на один из пальцев в исходном положении механизма W . Для этого положения силы, действующие на другие пальцы, равны

$$Q_i = Q_{\max,3} \frac{\omega r_W \sin(\varphi_i - \varphi_{ha}) - \Delta_W}{\omega r_W - \Delta_W}. \quad (3)$$

При повороте механизма W меняются углы расположения пальцев и, как показано в [4], угол поворота ω . Поэтому использовать непосредственно приведенные зависимости сложно. Предлагается следующий алгоритм решения задачи.

Значения $\delta(i)$ должны быть такими, чтобы выполнялось условие равновесия: вращающий момент T_c на сателлите:

$$T_c = \sum_i Q_i r_W \sin(\varphi_i - \varphi_{ha}) = c_W \omega r_W \sum_i [\sin(\varphi_i - \varphi_{ha}) - \Delta_W] \sin(\varphi_i - \varphi_{ha}). \quad (4)$$

В данном случае указать значение ω , которое соответствует заданному значению момента, не удастся из-за того, что номера нагруженных контактных пар, сами зависящие от ω , неизвестны. Поэтому в начале принимают приближенное значение $\omega = \omega_0$, а затем его уточняют. Предварительно угол ω_0 можно принимать по формуле [4]:

$$\omega_0 = \frac{T_c}{\frac{n_W}{c_W r_W^2 \sum_{i=1}^2 \sin^2(\varphi_i - \varphi_{ha})}}. \quad (5)$$

Как показано в [4],

$$\sum_{i=1}^{\frac{n_W}{2}+1} \sin^2(\varphi_i - \varphi_{ha}) \approx n_W / 4, \quad (6)$$

поэтому можно принимать

$$\omega_0 = \frac{4T_c}{n_W c_W r_W^2}. \quad (7)$$

Затем для этого значения следует определить момент T_{c0} . Так как ω_0 – приближенное значение, то $T_{c0} \neq T_c$. Поэтому значение ω уточняют. Формулу для уточненного значения ω можно получить на основании соотношений, приведенных в работе [4]:

$$\omega_{k+1} = \omega_k + \frac{T_c - T_{ck}}{c_W r_W^2 \sum_{i=p}^q \sin^2(\varphi_i - \varphi_{ha})},$$

где $k, k+1$ – номера итераций; p, q – номера контактных пар, являющиеся границами диапазона, в котором $\delta_i > 0$, на k -й итерации.

Затем определяют новые значения δ_i , отрицательные заменяют на ноль. Далее итерационный процесс продолжается до достижения требуемой точности. Так определяется значение ω и формируются массивы δ_i и Q_i .

Исследуем напряжения, возникающие в поперечном сечении пальца, расположенного в исходном положении на вертикальной оси симметрии. Очевидно, законы изменения напряжений в поперечных сечениях других пальцев такие же. На пальце указаны точки, для которых будут определены напряжения. При этом точки 2 и 4 расположены как раз на вертикальной оси

симметрии пальца, совпадающей для начального положения с осью симметрии передачи, а точки 1 и 3 на перпендикулярной оси симметрии пальца.

Перпендикуляр к линии действия силы, расположенный в нейтральной плоскости, проходящей через центр ролика, делит поперечное сечение пальца на область растяжения, закрашенную на рис. 1, *a*, и область сжатия. Расстояние от нейтральной линии до текущей точки *i*, расположенной на внешней поверхности пальца, $h = r \sin \alpha$, где r – радиус пальца. Для точек 1 и 3 эти расстояния $\pm r \sin(\varphi_h - \varphi_a)$, а для точек 2 и 4 – $\pm r \cos(\varphi_h - \varphi_a)$. Напряжения изгиба в точке *j* поперечного сечения:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{4Ql_p}{\pi r^3} \sin \alpha, \quad (8)$$

где l_p – длина пальца от точки приложения силы до заделки.

2. Интерпретация решения

Приведенные модели и алгоритмы позволяют проследить за изменением сил и напряжений в нагруженной передаче при разных положениях входного вала. Эти модели применимы для изучения работы механизма при малых скоростях, т.е. без учета инерционных нагрузок. Далее показаны результаты расчетов, выполненных в MathCad при следующих параметрах передачи: вращающий момент на сателлите $T_c = 350 \text{ Н} \cdot \text{м}$, ресурс передачи 10000 ч, режим работы тяжелый, передаточное отношение $u = 33$, число сателлитов $n_c = 2$, число пальцев механизма W $n_W = 12$. Размеры элементов механизма *W* (рис. 2) [5]: радиус окружностей центров отверстий в сателлите и пальцах во фланце выходного вала $r_W = 70 \text{ мм}$, межосевое расстояние $a_w = 2,2 \text{ мм}$, диаметр пальцев $d_{\text{п}} = 18 \text{ мм}$, расчетная длина пальцев – $l_p = 40 \text{ мм}$, расчетный коэффициент жесткости контактной пары [6] $c_W = 4,233 \cdot 10^4 \text{ Н/мм}$.

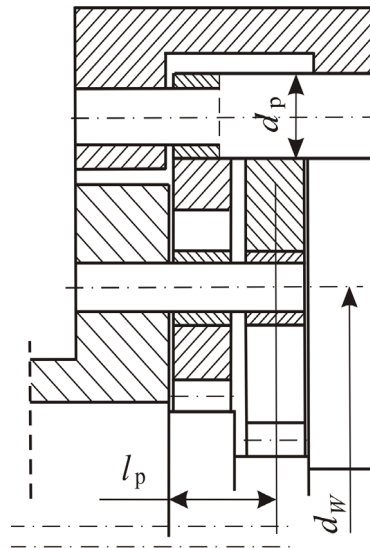


Рис. 2. Схема для расчета коэффициента жесткости

Угол упругого поворота, т.е. угол, на который поворачивается выходной вал при нагружении его вращающим моментом после выбора зазора хотя бы в одной кинематической паре, изменяется периодически (рис. 3). Форма кривой меняется с увеличением зазора в механизме W , но наименьший угол упругого поворота всегда соответствует повороту выходного вала на половину углового шага пальцев. С увеличением зазора угол упругого поворота увеличивается, а крутильная жесткость системы «сателлит – выходной вал» соответственно падает. Для приведенного примера в точно изготовленном механизме W расчетное значение угла упругого поворота $\omega = 5,625 \cdot 10^{-4}$ рад, а крутильная жесткость $c_\varphi = \frac{T_c}{\omega} = 6,22 \cdot 10^5 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$, при $\Delta_W = 0,3$ мм среднее значение $\omega \approx 1 \cdot 10^{-3}$ рад и $c_\varphi = 3,5 \cdot 10^5 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$, т.е. крутильная жесткость уменьшилась в $\approx 1,77$ раза.

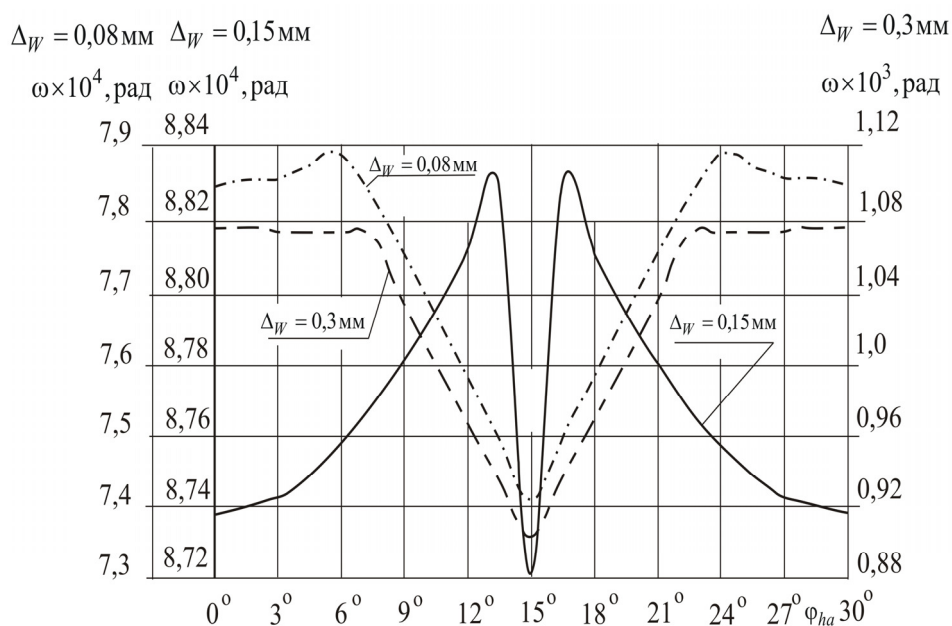


Рис. 3. График зависимости угла упругого поворота от положения (угла $\varphi_{на}$)

На рис. 4 представлено изменение сил в контакте при повороте механизма. По оси, направленной вправо, отложены номера контактных пар (от 1 до 7), а по оси, направленной от наблюдателя – номера положений (от 1 до 21). Гребни на рисунках сверху показывают в масштабе значения сил в контактных парах. Из рисунка видно, как меняются силы при повороте механизма. При всех зазорах, для которых выполнены расчеты, первая, шестая и седьмая контактные пары не нагружены. При $\Delta_W = 0,08$ мм в большинстве положений вращающий момент передается четырьмя пальцами, а при $\Delta_W = 0,3$ мм – двумя. Из рисунков внизу видно, что графики сил состоят из трех участков, при этом углы поворота выходного вала, при которых изменяется поведение сил, соответствуют изменению числа пальцев, воспринимающих нагрузку, т.е. моментам перестроения структуры зоны контакта.

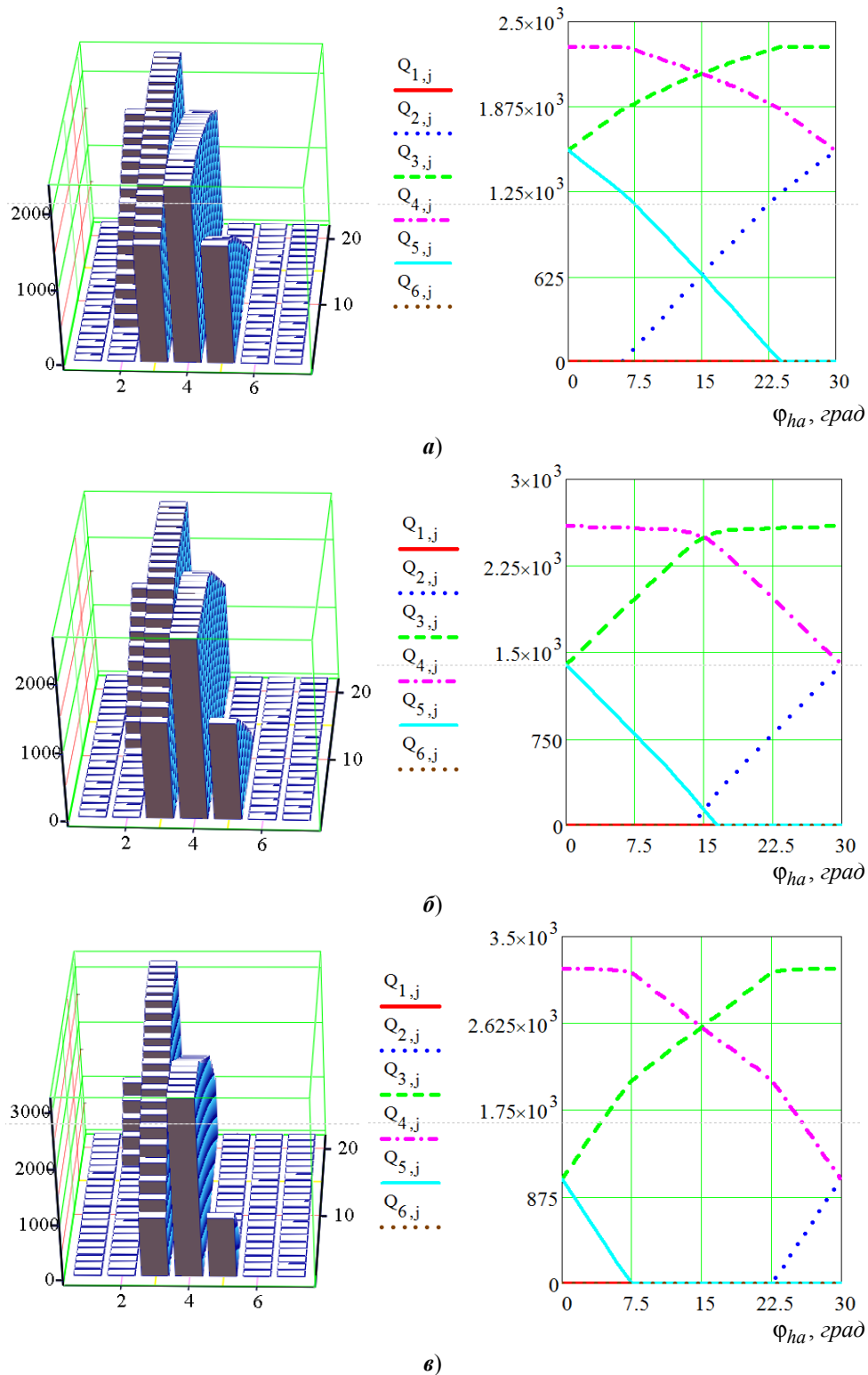


Рис. 4. Изменение сил в контакте в зависимости от положения (угла φ_{ha}):

$a - \Delta W = 0,08$ мм; $б - \Delta W = 0,15$ мм; $в - \Delta W = 0,3$ мм

Для примера обратимся к расчету для $\Delta_W = 0,08$ мм и проследим, как изменяется сила, действующая на пальцы. В первом угловом шаге это сила на палец номер один, во втором угловом шаге – сила на палец два и т.д. В первом угловом шаге сила на палец не действует. Палец вступает в контакт, начиная примерно с угла $\approx 6,4^\circ$ второго углового шага, достигая при повороте на угол 30° значения $1,55 \cdot 10^3$ Н, при этом палец переходит в положение 3 и т.д. На рис. 5 приведены графики изменения сил, действующих на пальцы, для точно изготовленного механизма W и механизма с начальными зазорами.

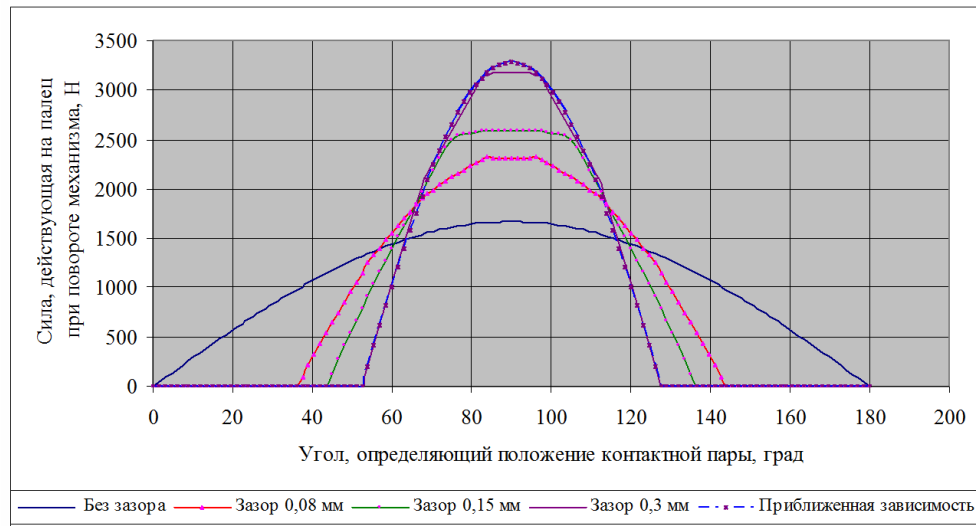


Рис. 5. Графики сил, действующих в контактных парах

Перестройка зон контакта и скачкообразное изменение жесткости системы приводит к изменению характера зависимости силы от угла поворота, появляются переломы. Однако в целом соблюдается более-менее гладкая зависимость. Для расчетов сил можно использовать формулы, полученные в [2, 6]. На рис. 5 приближенная зависимость построена по формуле [6]:

$$Q = Q_{\max} \sin \left(\frac{\pi(\varphi_{ha} - \alpha_0)}{(\pi - 2\alpha_0)} \right), \quad (9)$$

где α_0 и $\pi - 2\alpha_0$ – значения угла φ_{ha} , ограничивающие зону контакта.

С учетом формулы (8) получим

$$\sigma_n = \frac{4Q_{\max}l_p}{\pi r^3} \sin \left(\frac{\pi(\varphi_{ha} - \alpha_0)}{(\pi - 2\alpha_0)} \right) \sin \alpha. \quad (10)$$

На рис. 6 показаны графики изменения напряжений в зависимости от угла поворота механизма для четырех характерных точек в поперечном сечении пальца.

В точках 1 и 3 напряжения изменяются по отнулевому циклу, в точках 2 и 4 – по симметричному циклу, в других – по асимметричным циклам.

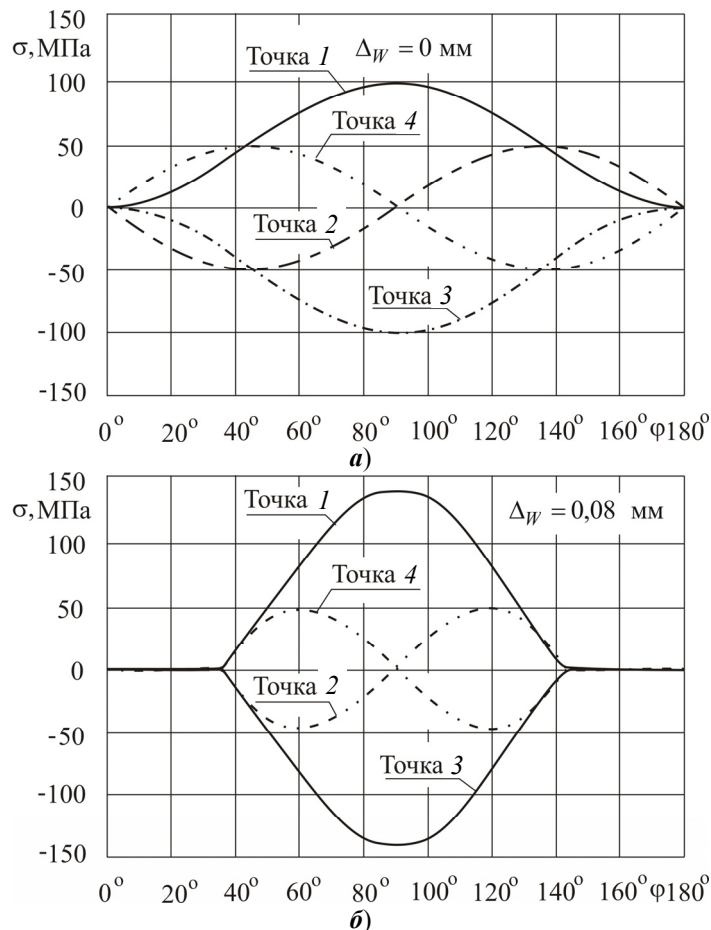


Рис. 6. Графики зависимостей напряжений в характерных точках поперечного сечения от положения (угла φ_{ha}) для механизма без зазоров и с начальным зазором $\Delta_W = 0,08$ мм

Напряжение изгиба в точке 1 для точно изготовленного механизма ($\alpha_0 = 0$) $\sigma_{и}^1 = \frac{4Q_{\max}l_p}{\pi r^3} \sin^2 \varphi_{ha}$. Максимальное напряжение $\sigma_{и\max}^1 = \frac{4Q_{\max}l_p}{\pi r^3}$ имеет место при $\varphi_{ha} = \pi/2$. Напряжение изгиба в точке 2: $\sigma_{и}^2 = \frac{4Q_{\max}l_p}{\pi r^3} \sin \varphi_{ha} \cos \varphi_{ha} = \frac{2Q_{\max}l_p}{\pi r^3} \sin 2\varphi_{ha}$, а максимальное — $\sigma_{и\max}^2 = \frac{2Q_{\max}l_p}{\pi r^3}$ при $\varphi_{ha} = \pi/4$. Таким образом, максимальное напряжение отнулевого цикла в два раза больше амплитудного (максимального) напряжения симметричного цикла.

Закключение

В представленной работе предложено решение задачи об установлении фактического закона изменения сил в контактах механизма W и напряжений

в поперечных сечениях пальцев с учетом погрешностей изготовления механизма. Оно может служить основой для построения методики проверочного расчета механизма *W*. Направлением дальнейших исследований является решение задачи о фактическом напряженном состоянии пальцев с учетом совместной работы всех сателлитов.

Библиографический список

1. Обеспечение качества планетарно-цевочных передач при проектировании и производстве / И. И. Артемов, Е. А. Чуфистов, А. В. Липов, О. Е. Чуфистов, Г. С. Большаков, К. А. Носков // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. – 2018. – № 3 (47). – С. 124–139.
2. **Кудрявцев, В. Н.** Планетарные передачи / В. Н. Кудрявцев. – Москва ; Ленинград : Машиностроение, 1966. – 308 с.
3. **Юдин, В. А.** К теории проектирования «реальных» планетарных передач с цевочным внеполюсным зацеплением / В. А. Юдин, В. К. Лобастов // Теория передач в машинах. – Москва : Наука, 1971. – С. 83–95.
4. **Артемов, И. И.** Силовое взаимодействие пальцев выходного вала с сателлитами в планетарно-цевочной передаче. Часть I. Методы / И. И. Артемов, Е. А. Чуфистов, О. Е. Чуфистов // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. – 2019. – № 1 (49). – С. 79–90.
5. **Чуфистов, Е. А.** Программа расчета планетарно-цевочных передач / Е. А. Чуфистов, А. В. Родиков, Е. А. Гуреев, Е. В. Гусенков // Проблемы исследования и проектирования машин : сб. ст. VI Междунар. науч.-техн. конф. – Пенза : ПДЗ, 2011. – С. 94–96.
6. **Чуфистов, Е. А.** Влияние точности изготовления и деформаций элементов механизма *W* планетарно-цевочной передачи на его нагруженность / Е. А. Чуфистов, А. В. Родиков, И. Р. Ганиев, П. А. Мельников // Проблемы исследования и проектирования машин : сб. ст. V Междунар. науч.-техн. конф. – Пенза : Изд-во ПДЗ, 2009. – С. 51–56.

References

1. Artemov I. I., Chufistov E. A., Lipov A. V., Chufistov O. E., Bol'shakov G. S., Noskov K. A. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Povolzhskiy region. Tekhnicheskie nauki* [University proceedings. Volga region. Engineering sciences]. 2018, no. 3 (47), pp. 124–139. [In Russian]
2. Kudryavtsev V. N. *Planetarnye peredachi* [Planetary gear]. Moscow; Leningrad: Mashinostroenie, 1966, 308 p. [In Russian]
3. Yudin V. A., Lobastov V. K. *Teoriya peredach v mashinakh* [The theory of gears in machines]. Moscow: Nauka, 1971, pp. 83–95. [In Russian]
4. Artemov I. I. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Povolzhskiy region. Tekhnicheskie nauki* [University proceedings. Volga region. Engineering sciences]. 2019, no. 1 (49), pp. 79–90. [In Russian]
5. Chufistov E. A., Rodikov A. V., Gureev E. A., Gusenkov E. V. *Problemy issledovaniya i proektirovaniya mashin: sb. st. VI Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf.* [Problems of research and design of machines: proceedings of VI International scientific and technical conference]. Penza: PDZ, 2011, pp. 94–96. [In Russian]
6. Chufistov E. A., Rodikov A. V., Ganiev I. R., Mel'nikov P. A. *Problemy issledovaniya i proektirovaniya mashin: sb. st. V Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf.* [Problems of research and design of machines: proceedings of V International scientific and technical conference]. Penza: Izd-vo PDZ, 2009, pp. 51–56. [In Russian]

Артемов Игорь Иосифович

доктор технических наук, профессор,
проректор по научной работе
и инновационной деятельности,
Пензенский государственный
университет (Россия, г. Пенза,
ул. Красная, 40)

E-mail: artemov@pnzgu.ru

Artemov Igor' Iosifovich

Doctor of engineering sciences, professor,
vice-rector for research and innovative
activities, Penza State University
(40 Krasnaya street, Penza, Russia)

Чуфистов Евгений Алексеевич

кандидат технических наук, профессор,
кафедра транспортных машин,
Пензенский государственный
университет (Россия, г. Пенза,
ул. Красная, 40)

E-mail: tm@pnzgu.ru

Chufistov Evgeniy Alekseevich

Candidate of engineering sciences,
professor, sub-department of transport
machines, Penza State University
(40 Krasnaya street, Penza, Russia)

Чуфистов Олег Евгеньевич

кандидат технических наук, доцент,
кафедра технологии машиностроения,
Пензенский государственный
технологический университет
(Россия, г. Пенза, пр. Байдукова/
ул. Гагарина, 1а/11)

E-mail: tchufistov@mail.ru

Chufistov Oleg Evgen'evich

Candidate of engineering sciences,
associate professor, sub-department
of machine-building technology,
Penza State Technological University
(1a/11 Baydukova lane/Gagarina
street, Penza, Russia)

Образец цитирования:

Артемов, И. И. Силовое взаимодействие пальцев выходного вала с сателлитами в планетарно-цевочной передаче. Часть II. Алгоритмы / И. И. Артемов, Е. А. Чуфистов, О. Е. Чуфистов // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. – 2019. – № 2 (50). – С. 100–111. – DOI 10.21685/2072-3059-2019-2-9.