

УДК 621.813.534.933

ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЁСТКОСТИ ЗУБЬЕВ ДВУХ И ТРЁХ ПАРНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

© 2016 М.И. Курушин, В.Б. Баллякин, В.Б. Оссиала

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

Статья поступила в редакцию 16.12.2016

В настоящей работе рассматривается замена одно- двух парного зацепления зубчатых колес на зубчатые колеса двух- трех парного зацепления. При такой замене нагрузка в районах полюса зацепления, где обычно возникает выкрашивание, расчетная статическая нагрузка уменьшается в два раза а, следовательно, можно уменьшить габариты зубчатых колес и значительно повысить их долговечность по выкрашиванию, кроме того, также значительно уменьшить перепад жесткостей в зацеплениях зубьев, что должно привести к уменьшению параметрического возбуждения и шумности упругой системы всего изделия.

Ключевые слова: шестерня, зубчатое колесо, жёсткость, динамическая нагрузка.

В предыдущих исследованиях [1] и [2] по параметрической динамике в упругих системах с одно- двух парным зацеплениями, опираясь на многочисленные опыты с дифференциальными редукторами турбовинтового двигателя, было показано, что в изделиях с зубчатыми колесами одно- двух парным зацеплениями возникает вибрация, резонансы и параметрическая неустойчивость упругих элементов всего изделия [3]. Как способ уменьшения вибрации изделий предлагается введение разношаговости в области двух парного зацепления зубчатых колес, величина которой зависит от передаваемой редуктором мощности[4]. В настоящей работе предлагается замена одно- двух парного зацепления зубчатых колес на зубчатые колеса двух- трех парного зацепления. Рассмотрим изменение жесткости зубьев в зацеплении в зависимости от видов зацепления.

На рис. 1 показаны варианты изменения суммарных жесткостей зубьев в зацеплении – $C = C_1 + C_2$ на возможность параметрического возбуждения в зависимости от характера изменения жесткостей зубьев входящих в зацепление – C_1 , и выходящих из зацепления C_2 в различных точках – x по линии зацепления в пределах одного шага зацепления – p . Так, если характер изменения жесткостей пары зубьев линейный – $C = x$ или аппроксимируется квадратичной синусоидой – $C = \sin^2(\pi x/p)$, то суммарная жесткость – C в зацеплении не изменяется, и параметрического

возбуждения изделия не будет происходить. При синусоидальной зависимости – $C = \sin(\pi x/p)$ или по квадратичной параболе – $C = x^2$ параметрическое возбуждение может происходить с максимальным значением суммарной жесткости – C посередине шага зацепления. А вот при зависимости по кубической синусоиде – $C = \sin^3(\pi x/p)$ параметрическое возбуждение так же возможно, но уже с максимальным значением суммарной жесткости – C не посередине шага зацепления, а в начале и конце каждого шага зацепления. Для исследования действительного характера изменения суммарной жесткости зубьев зубчатых колес были построены профиля зубьев методом конечных элементов по программам ANSYS – рис.2. Один профиль строился по ГОСТу, а другой несколько удлиненным по высоте. Модуль зацепления – $m = 4,6$ мм (как в исследуемом [1] дифференциальном редукторе турбовинтового двигателя). Угол исходного профиля – -20° . Результаты расчетов удельных жесткостей в зацеплениях зубьев приведены в таблицах ниже и на рис.3. Расчетные значения для удельных жесткостей одной пары зубьев хорошо согласуются с экспериментальными данными, приведенными в технической литературе.

В дальнейших расчетах для удельных жесткостей пары сопряженных зубьев нами были приняты следующие значения: в середине зацепления (в полюсе) – $C_o = 18000 \text{ Н}/\text{мм}^2$, а в начале и конце зацепления – $C_k = 12500 \text{ Н}/\text{мм}^2$. Как видно по результатам исследований, изменение жесткостей зубьев в процессе зацепления имеют нелинейный характер как в области одно парного, так и в области двух парного зацеплений.

Таким образом, и при полностью двух - парном зацеплении и при трех - парном зацеплении зубчатых колес также будет происходить параметрическое возбуждение упругих систем,

Баллякин Валерий Борисович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой основ конструирования машин. E-mail: 029-029@mail.ru, область интересов: опоры авиационных двигателей и редукторов.

Курушин Михаил Иванович, кандидат технических наук, доцент кафедры основ конструирования машин.
Оссиала Венесслас Бель Амур, аспирант кафедры основ конструирования машин.

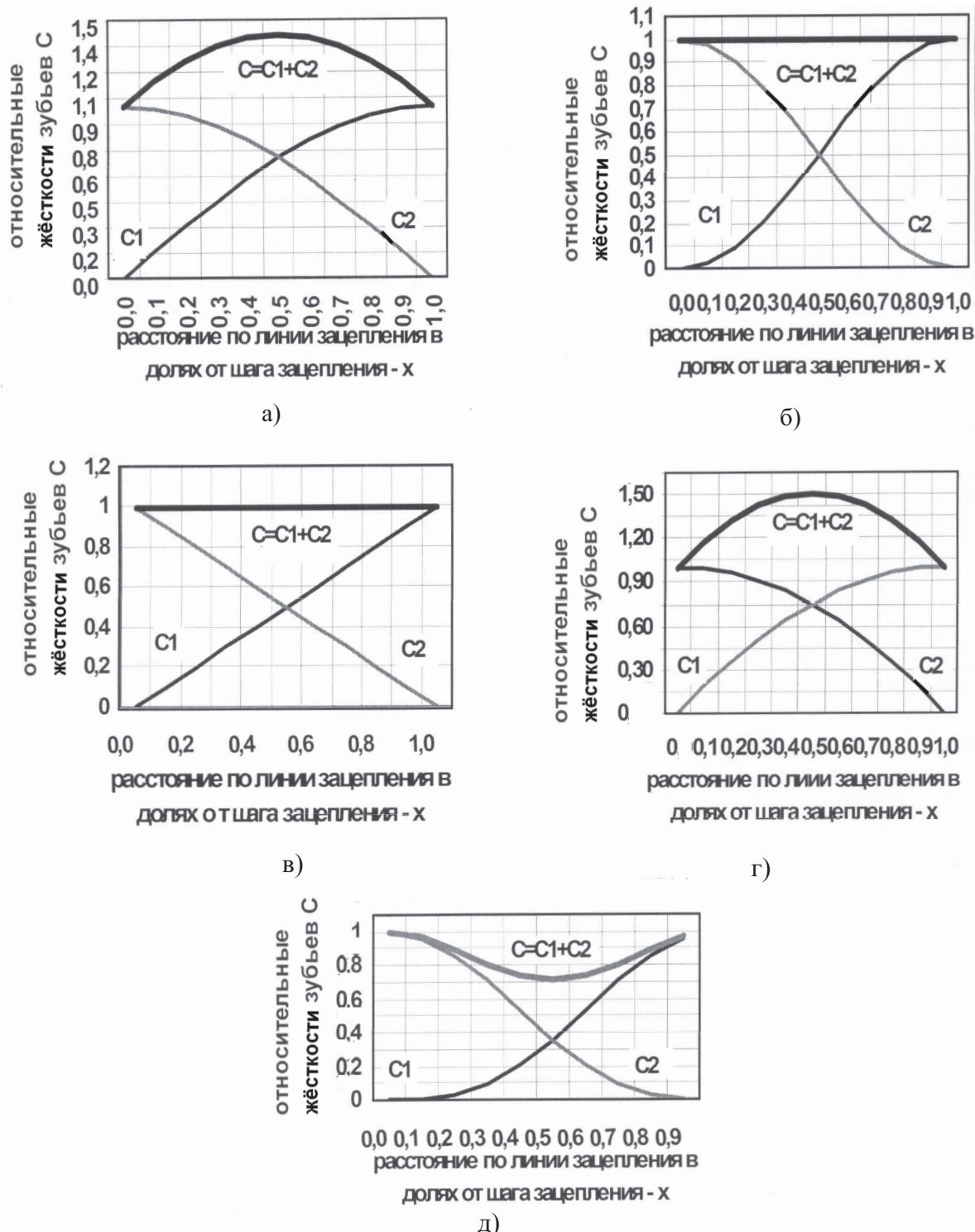


Рис. 1. Варианты изменения суммарных жесткостей зубьев в зацеплении – $C = C_1 + C_2$ на возможность параметрического возбуждения в зависимости от характера изменения жесткостей зубьев входящих в зацепление – C_1 и выходящих из зацепления C_2 в различных точках – x по линии зацепления в пределах одного шага зацепления:
 а – $C = \sin(\pi x/2)$; в – $C = \sin^2(\pi x/2)$; в – $C = x$; г – $C = x^2$; д – $C = \sin^5(\pi x/2)$

в которые они входят. Но все же, по сравнению с одно - двух парным зацеплением разница большая. Во - первых, при полностью двух парном зацеплении жесткости в зацеплении в среднем в два раза больше, чем при одно парном зацеплении. Во - вторых, и это очень важно, амплитуды

изменения жесткостей в среднем так же в два раза меньше, чем при одно - двух парном зацеплении. В - третьих, при двух-трех парном зацеплении изменение жесткости в зацепления каждого зуба циклически повторяется два раза. При численных решениях дифференциальных уравнений пара-

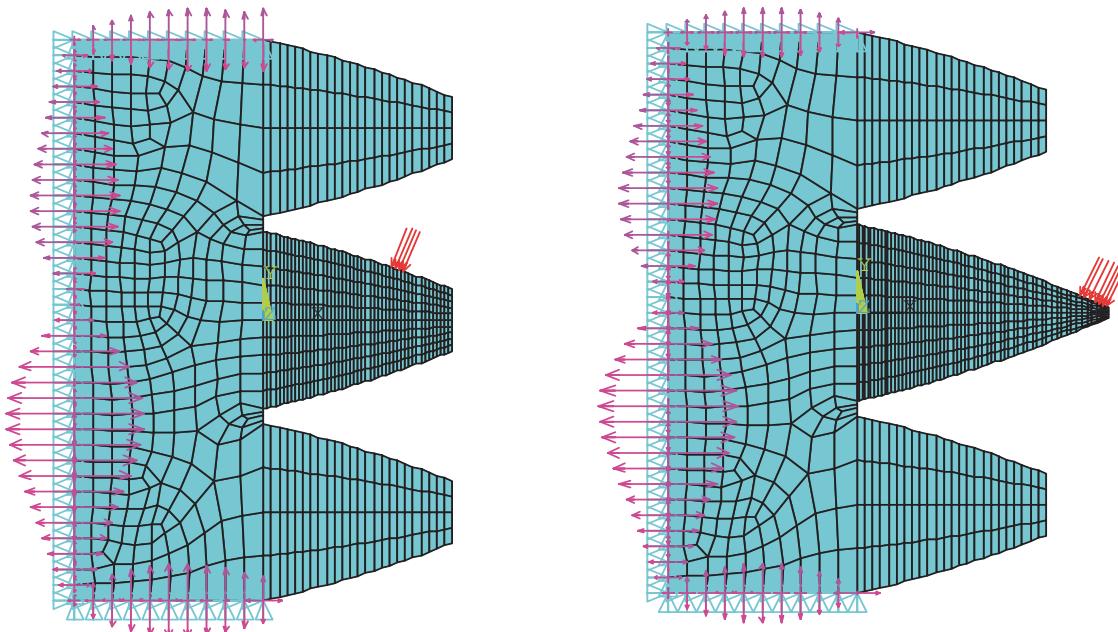


Рис. 2. Два варианта профилей зубьев для исследования жесткостей методом конечных элементов по программам ANSYS:

один профиль (левый) - по ГОСТу, другой (правый) - несколько удлиненным по высоте.

Модуль зацепления – $m = 4,6 \text{ мм}$ (как в исследуемом дифференциальном редукторе турбовинтового двигателя). Угол исходного профиля -20°

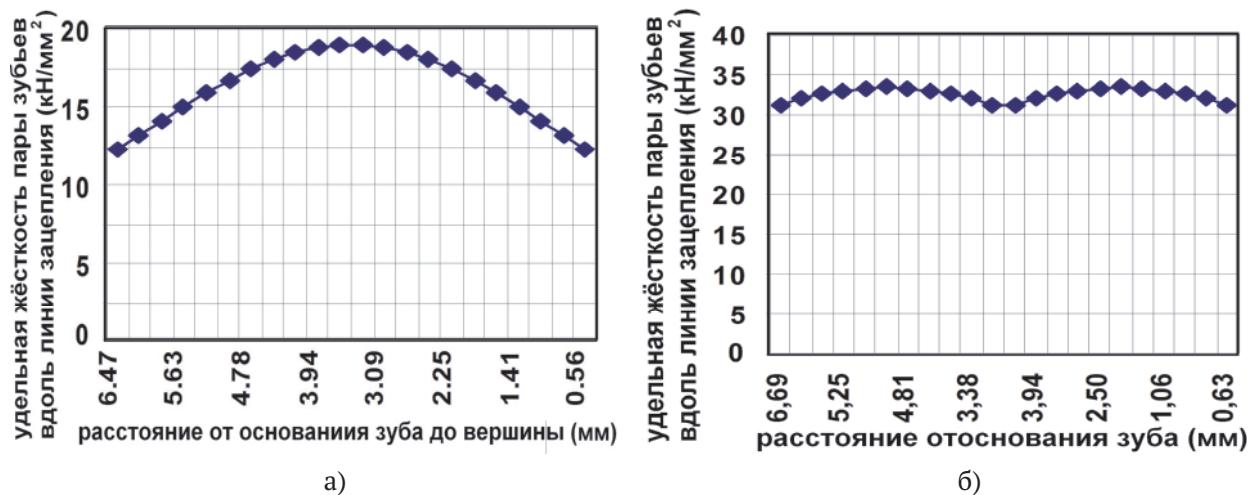


Рис. 3. Удельные жесткости в зацеплении зубьев шестерен

при двух парном зацеплении вдоль линии зацепления (два основных шага):
а – для одной пары зубьев; б – для двух пар зубьев

метрической динамики упругой системы нужно иметь аналитические зависимости изменения жесткостей зубьев в процессе зацепления. По опытным данным и при исследованиях методом конечных элементов можно принять, что эта зависимость близка к квадратичной параболе или к синусоиде – максимальное значение жесткости одной пары контактирующих зубьев находится в середине линии зацепления – C_o , как показано на рис. 4, а минимальное в начале и конце зацепления – C_k . При двух парном зацеплении они складываются (суммируются) до значений двух парного зацепления – C_d .

На рис. 5 приведены графики изменения жесткостей зубьев в процессе одно-двух парного,

двух- трех парного и, даже, трех- четырех парного вариантов зацепления зубчатых колес. Видно, как складываются жесткости зубьев в процессе зацепления их. Выведем сначала зависимости для жесткости параболического типа. По внешнему виду этих графиков, полагая, например, что жесткость одной пары зубьев изменяется по параболической зависимости – $C = a \cdot x^2 + b \cdot x + d$ из условия равенства ее в характерных трех точках можно определить значения коэффициентов – a, b, d . Необходимо, что бы было: в начале шага по линии зацепления, при $x = 0$ – $C = C_k$, в середине длины активной линии зацепления при $x = (\varepsilon \cdot p)/2$ – $C = C_o$, а в конце активной части

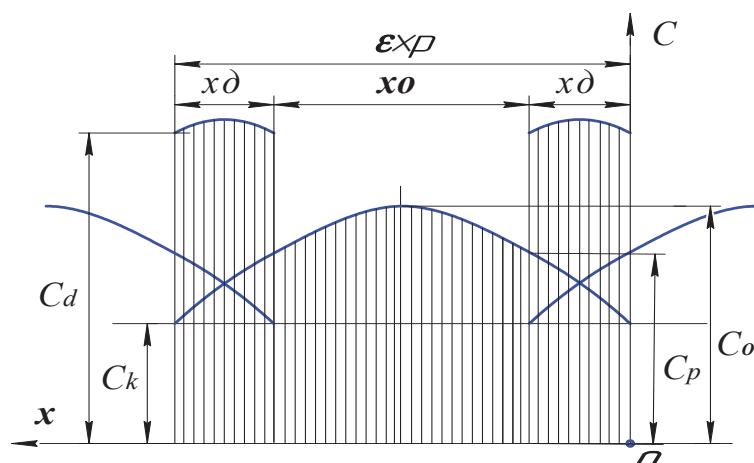


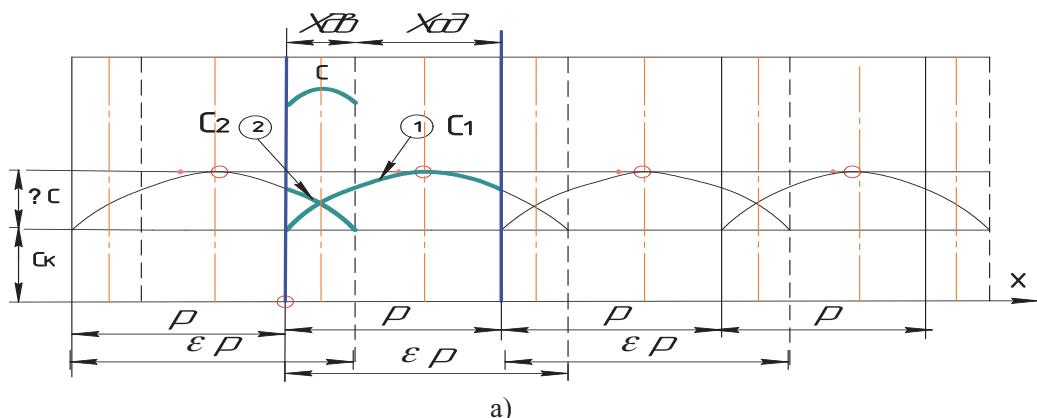
Рис. 4. Изменение жесткости по линии зацепления одной пары зубьев

линии зацепления при $x = (\varepsilon \cdot p) - C = C_K$. Подставляя эти значения в уравнения параболы и решая алгебраическую систему трех уравнений, находим значения коэффициентов a, b, d . Таким образом, получаем аналитическую зависимость параболического типа для определения жесткости одной пары зубьев в зависимости от положения $-x$ места контакта зубьев по линии зацепления $-C_1 = C_p + 4 \cdot (C_o - C_k) \cdot [x/(\varepsilon \cdot p)] \cdot [1 - x/(\varepsilon \cdot p)]$.

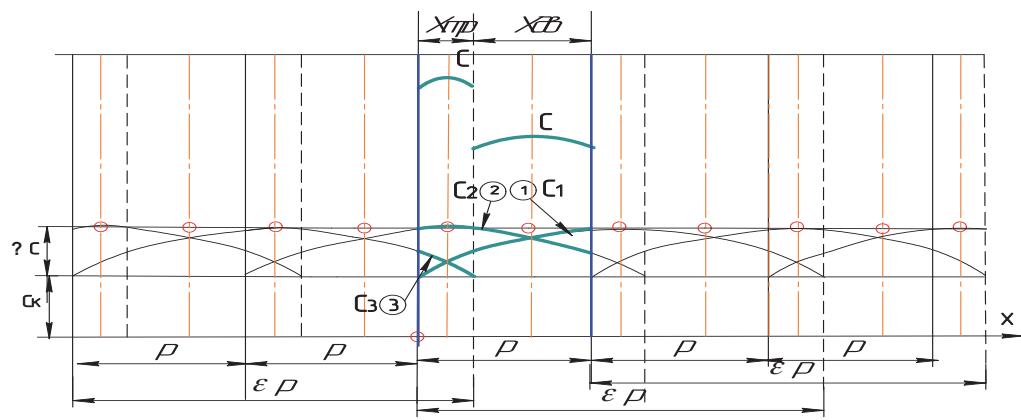
Здесь, напомним, ε - коэффициент перекрытия, а p - основной шаг зацепления. Координата

x определяется по зависимости $-x = \omega \cdot r_o$, где ω - угловая скорость ведущего колеса, в том числе и с учетом вибраций, а r_o - радиус основной окружности ведущего колеса.

Эта зависимость, хотя и не полностью, действует в области зацепления одной пары зубьев - рис. 5 а). В области же двух парного зацепления жесткости определяются (складываются) по такой же зависимости еще и от предыдущей пары зубьев, но только смещенной на один шаг влево - рис. 5 а) $-C_2 = C_K + 4 \cdot (C_o - C_k) \cdot [(p+x)/(\varepsilon \cdot p)] \cdot [1 - (p+x)/(\varepsilon \cdot p)]$



а)



б)

Рис. 5. Изменения жесткостей зубьев в процессе зацепления для различных вариантов исполнения зубчатых колес:
а – одно – двух парное зацепление; б – двух – трех парное зацепление

и таким образом, в области двух парного зацепления действует суммарная жесткость двух пар зубьев - $C = C_1 + C_2$.

Аналогично получим аналитическую аппроксимацию жесткости зубьев синусоидального характера. Так для случая одно- двух парного зацепления получим, обозначив - $\Delta C = C_o - C_k$: в области одно парного зацепления - $C_1 = C_p + \Delta C \cdot \sin[\pi/(\varepsilon \cdot p) \cdot x]$, а в области двух парного зацепления еще добавиться смещенная влево - рис.5 а) жесткость предыдущей пары зубьев- $C_2 = C_k + \Delta C \cdot \sin[\pi/(\varepsilon p^2 + \varepsilon x)]$ и суммарная жесткость будет - $C = C_1 + C_2$. Для случая двух- трех парного зацепления согласно рис.5 б) для определения жесткостей зубьев, аналогично предыдущему, получим следующие выражения: параболического типа: в области двух парного зацепления - $C = C_1 + C_2$, где $C_1 = C_k + 4 \cdot \Delta C \cdot [x/(\varepsilon \cdot p)] \cdot [1-x/(\varepsilon \cdot p)]$ и $C_2 = C_k + 4 \cdot \Delta C \cdot (p+x)/(\varepsilon \cdot p) \cdot [1-(p+x)/(\varepsilon \cdot p)]$; в области трех парного зацепления- $C = C_1 + C_2 + C_3$, где еще добавляется жесткость третьей пары зубьев - $C_3 = C_k + 4 \cdot \Delta C \cdot [(2 \cdot p + x)/(\varepsilon \cdot p)] \cdot [1-(2 \cdot p + x)/(\varepsilon \cdot p)]$.

В случае синусоидальной зависимости будем иметь: в области двух парного зацепления $C = C_1 + C_2$, где $C_1 = C_k + \Delta C \cdot \sin[\pi/(\varepsilon \cdot p) \cdot x]$, а $C_2 = C_k + \Delta C \cdot \sin[\pi/(\varepsilon \cdot p) \cdot (p+x)]$.

В области трех парного зацепления- $C = C_1 + C_2 + C_3$, где еще добавляется жесткость $C_3 = C_k + \Delta C \cdot \sin[\pi/(\varepsilon \cdot p) \cdot (2 \cdot p + x)]$. В случае трех- четырех парного зацепления согласно рис. 5г) соответственно будем иметь: зависимости параболического типа в области трех парного зацепления- $C = C_1 + C_2 + C_3$, а в области четырех парного- $C = C_1 + C_2 + C_3 + C_4$, где $C_4 = C_k + 4 \cdot \Delta C \cdot (3 \cdot p + x)/(\varepsilon \cdot p) \cdot [1-(3 \cdot p + x)/(\varepsilon \cdot p)]$, а при синусоидальной аппроксимации $C_4 = C_k + \Delta C \cdot \sin[\pi/(\varepsilon \cdot p) \cdot (3 \cdot p + x)]$. Эти и все зависимости использовались при численном исследовании параметрической динамики упрощенной модели редуктора

Параметры зацепления солнечного колеса с сателлитами дифференциального редуктора исследуемого изделия следующие: число зубьев солнечного колеса - $z = 36$; модуль зацепления - $m = 4,6$ мм; угол зацепления в полюсе - $\alpha = 25,42^\circ$; коэффициент перекрытия - $\varepsilon = 1,31$; суммарная рабочая длина зубьев - $b_z = 85,8$ мм, зазор в зацеплениях - $\delta = 0,2$ мм (этот данные

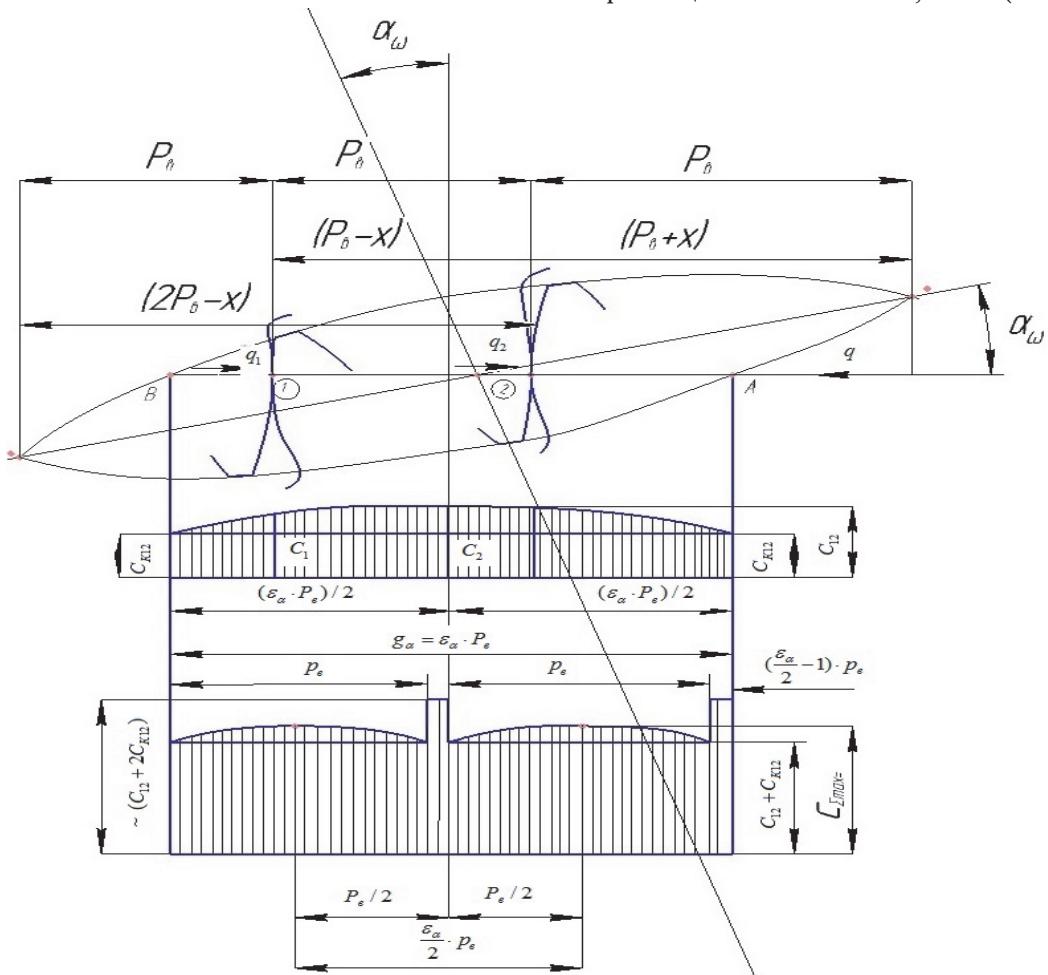


Рис. 6. Геометрические параметры и характер изменения жесткости при трех парном зацеплении

взяты из технического описания исследуемого изделия).

При расчетах динамики изделия было принято допущение, что усилия между сателлитами распределяются равномерно. Тогда при числе сателлитов редуктора - $a_c = 3$, значения жесткостей зубьев для нашего изделия: в середине шага зацепления пары зубьев - $C_o = c_o \cdot b_z \cdot a_c = 18000 \cdot 85.8 \cdot 3 = 4623200 H / mm$; а в начале и конце шага зацепления пары зубьев - $C_k = c_k \cdot b_z \cdot a_c = 12500 \cdot 85.8 \cdot 3 = 3217500 H / mm$.

В упругую модель исследуемой системы включено так же шлицевое соединение между солнечным колесом и приводным валом. Параметры шлицевого соединения следующие: число шлиц - $z_w = 44$; модуль зацепления шлиц - $m_w = 2,5$ мм; длина шлиц - $b_w = 40$ мм. Удельная окружная жесткость одной пары зубцов шлиц на основании литературных данных и нашими исследованиями принимается равной $c_{w\prime} = 16000 H / mm^2$. Тогда жесткость на кручение всего шлицевого соединения будет $C_{w\prime} = c_{w\prime} \cdot b_{w\prime} \cdot z_{w\prime} = 16000 \cdot 40 \cdot 44 = 2816000 H / mm$. Радиус основной окружности шлицевого соединения - $r_{ow} = m_w \cdot z_w \cdot \cos(\alpha_{ow}) / 2 = 2,5 \cdot 44 \cdot \cos(30^\circ) / 2 = 38,45 mm$, где - $\alpha_{ow} = 30^\circ$ угол исходного контура инструмента при нарезании эвольвентных шлиц. При двух- трех парном зацеплении и перекрытии незначительно больше двух третья пара зубьев входит в зацепления на очень короткое время и. геометрические параметры и характер изменения жесткости при двух- трех парном зацеплении показаны на рис. 6.

Далее мы попытаемся существующее одно- двух парное зацепление исследуемого редуктора заменить двух- трех парным зацеплением при следующих условиях: сохраняем - межосевое расстояние - $a_w = 201$ мм, модуль зацепления - $m = 4,6$ мм, и числа зубьев: солнечного колеса - $z_1 = 36$ и сателлитов - $z_2 = 48$. Это делается для того, чтобы не изменять размеры всех остальных зубчатых колес в существующем редукторе и чтобы не изменились частоты возбуждения упругой системы изделия зацеплениями зубьев редуктора. Чтобы эти условия выполнить, необходимо спроектировать новый исходный контур инструмента для изготовления зубчатых колес.

РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДВУХ - ТРЕХ ПАРНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Методика геометрического расчета двух- трех парного зацепления при принятых условиях следующая. Дано: $a_w = 201$ мм, $m = 4,6$ мм, $z_1 = 36$, $z_2 = 48$. Коэффициент радиального

зазора принимаем по ГОСТ - $c_o = 0,25$ Дальнейшие расчеты производим методом последовательных приближений добиваясь оптимальных параметров зацепления: чтобы было потребное перекрытие $\varepsilon \geq 2$ и чтобы было допустимое заострение зубьев цементированных колес. Задаемся начальными значениями угла исходного контура инструмента - α_o и коэффициентом высоты головки исходного контура инструмента - h_{fo} . Далее ведем расчет по гостовской методике. Делительные диаметры: шестерни - $d_1 = m \cdot z_1$, колеса - $d_2 = m \cdot z_2$. Делительное межосевое расстояние - $a_{w\prime} = (d_1 + d_2) / 2$. Диаметры основных окружностей: шестерни - $d_{o1} = d_1 \cdot \cos(\alpha_o)$, колеса - $d_{o2} = d_2 \cdot \cos(\alpha_o)$. Угол зацепления в полюсе - $\cos(\alpha_w) = (a_o / a_w) \cdot \cos(\alpha_o)$. Суммарный коэффициент смещения инструмента - $x_\Sigma = 0.5 \cdot (z_1 + z_2) / \tan(\alpha_w)$. Задаемся отношением коэффициентов смещения $x_1 / x_2 = O_x$. Тогда коэффициенты смещения при нарезании: колеса $x_2 = x_\Sigma / (1 + O_x)$, шестерни - $x_1 = x_2 \cdot O_x$. Диаметр впадин: шестерни - $d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (h_{fo} + c_o - x_1) \cdot m$, колеса $d_{f2} = d_2 - 2 \cdot (h_{fo} + c_o - x_2) \cdot m$. Диаметры вершин: шестерни - $d_{e1} = 2 \cdot (a_w - c_o \cdot m) - d_{f1}$, колеса - $d_{e2} = 2 \cdot (a_w - c_o \cdot m) - d_{f2}$. Углы профилей в вершинах зубьев: шестерни - $\cos(\alpha_{e1}) = d_{e1} / d_{o1}$, колеса - $\cos(\alpha_{e2}) = d_{e2} / d_{o2}$. Коэффициент перекрытия - $\varepsilon = (d_{o1} \cdot \tan(\alpha_{e1}) + d_{o2} \cdot \tan(\alpha_{e2}) - a_w \sin(\alpha_w)) / pi \cdot m \cdot \cos(\alpha_o) \geq 2$. Далее итерируется коэффициент высоты головки зуба - $h_f = h_{fo} + \Delta h_f$ до тех пор пока коэффициент перекрытия примет нужное значение - $\varepsilon \geq 2$. После этого нужно проверить заострение зубьев, что важно для цементированных или азотированных колес. Толщины зубьев по делительным окружностям: шестерни - $s_1 = (pi / 2 + 2 \cdot x_1 \cdot \tan(\alpha_o)) \cdot m$, колеса - $s_2 = (pi / 2 + 2 \cdot x_2 \cdot \tan(\alpha_o)) \cdot m$. Толщины зубьев по вершинам: шестерни: $s_{a1} = d_{a1} \cdot (s_1 / d_1 + \text{inv}(\alpha_o) - \text{inv}(\alpha_{e1})) \geq 0.4 \cdot m$, колеса - $s_{a2} = d_{a2} \cdot (s_2 / d_2 + \text{inv}(\alpha_o) - \text{inv}(\alpha_{e2})) \geq 0.4 \cdot m$. Здесь инволюты - $\text{inv}(\alpha_o) = \tan(\alpha_o) - \alpha_o$, $\text{inv}(\alpha_{el}) = \tan(\alpha_{el}) - \alpha_{el}$, $\text{inv}(\alpha_{e2}) = \tan(\alpha_{e2}) - \alpha_{e2}$.

Если эти условия не выполняются, то изменяется (итерируется) значение коэффициента распределения коэффициентов смещения инструмента при нарезании зубьев - $x_1 / x_2 = O_x$. И снова повторяется расчет по изложенной методике. При изменении значения коэффициента - O_x надо стремиться сделать равными толщины зубьев в вершинах сопряженных колес. И так методом итерации находится приемлемый вариант параметров исходного контура инструмента для нарезания зубчатых колес с двух - трех парным зацеплением. Можно сделать инструмент с закру-

гленной головкой. Радиус закругления головки исходного контура инструмента определяется по зависимости - $\rho = [\pi / 4 - h_f \cdot \operatorname{tg}(\alpha_o)] \cdot m / \operatorname{tg}(\alpha_o)$.

Так для принятого варианта рассматриваемого изделия при коэффициенте перекрытия $\varepsilon = 2,1$ в ниже приведенных расчетах найдены по приведенной методике и приняты следующие параметры исходного контура инструмента: модуль зацепления солнечного колеса и сателлитов - $m = 4,6$ мм; угол исходного контура инструмента - $\alpha_o = 12^\circ$; коэффициент высоты головки исходного контура инструмента - $h_f = 1,5972$; радиус закругления головки исходного контура инструмента - $\rho = 2,097$ мм. Расчетные параметры двух и трех парного зацепления, заменяющие существующее в дифференциальном редукторе изделия получились следующие: межосевое расстояние - $a_w = 201$ мм (сохранилось); число зубьев: шестерни - $z_1 = 36$ (сохранилось), колеса - $z_2 = 48$ (сохранилось); угол зацепления - $\alpha_w = 19,92^\circ$; суммарный коэффициент смещения инструмента - $x_\Sigma = 2,2912$; коэффициенты смещения: шестерни - $x_1 = 0,7637$, колеса - $x_2 = 1,5274$; радиусы основных окружностей: шестерни - $r_{o1} = 80,9906$ мм, колеса - $r_{o2} = 107,9875$ мм; радиусы начальных окружностей: шестерни - $r_{w1} = 86,1429$ мм, колеса - $r_{w2} = 114,8571$ мм; радиусы впадин колес: шестерни - $r_{f1} = 77,8165$ мм, колеса - $r_{f2} = 108,9296$ мм; наружные радиусы колес: шестерни - $r_{e1} = 90,9004$ мм, колеса - $r_{e2} = 122,0335$ мм; коэффициенты заострения зубьев: шестерни - $s_{e1}/m = 0,69$, колеса - $s_{e2}/m = 0,74$. На рис.7 показан эскиз исходного контура для изготовления двух - трех парного

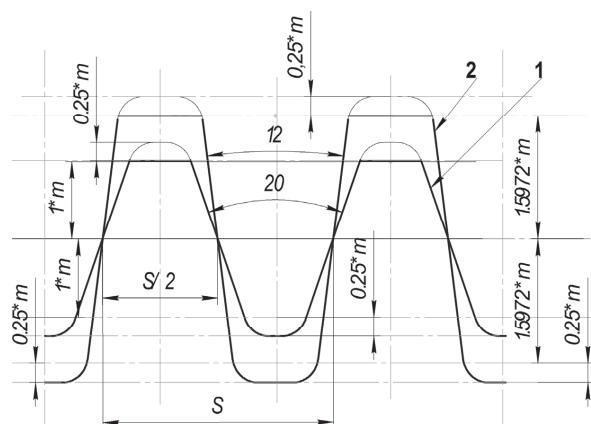


Рис. 7. Эскиз исходного контура инструмента для изготовления двух - трех парного зацепления солнечного колеса и сателлитов:
1 – исходный контур зубчатых передач по ГОСТ;
2 – исходный контур для зубчатых передач с перекрытием 2,1

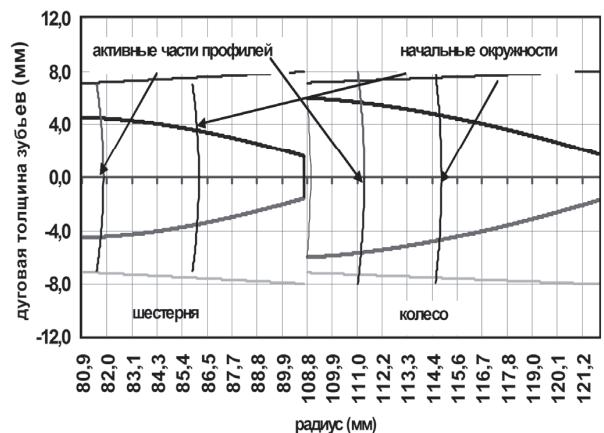


Рис. 8. Профили зубьев зубчатых колес, изготовленных спроектированным инструментом

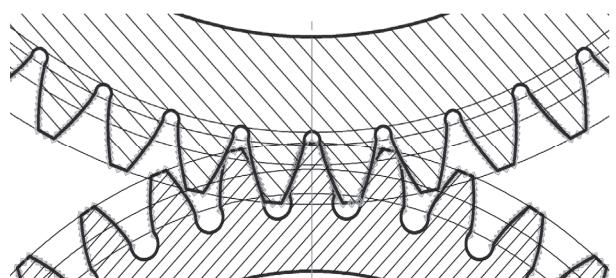


Рис. 9. Фрагмент зацепления, построенный по программе КОМПАС для модернизации существующего редуктора с одно - двух парного на двух - трех парное зацепление

зацепления солнечного колеса и сателлитов существующего редуктора.

На рис. 8 показаны профили зубьев изготовленных таким инструментом (построены программой EXCEL).

На рис.9 показаны фрагмент такого зацепления, построенные по программе КОМПАС.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведённых исследований была оценена жёсткость зубьев зубчатых колёс при двух и трёх парном зацеплении.

В настоящей работе предлагается замена одно-двух парного зацепления зубчатых колес на зубчатые колеса двух-трех парного зацепления. При такой замене нагрузка в районах полюса зацепления, где обычно возникает выкрашивание, расчетная статическая нагрузка уменьшается в два раза а, следовательно, можно уменьшить габариты зубчатых колес и значительно повысить их долговечность по выкрашиванию, кроме того, также значительно уменьшить перепад жесткостей в зацеплениях зубьев, что должно привести к уменьшению параметрического возбуждения и шумности упругой системы всего изделия. В зависимости от характера изменения суммарной жесткости зубьев в зацеплении изменится и величина параметрического возбуждения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Курушин М.И., Балыкин В.Б., Курушин А.М. Экспериментальные исследования причин возбуждения колебаний элементов турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором // Известия Самарского научного центра РАН. 2014. Т.16. №4. С.152-158.
2. Balyakin V., Kurushin M. Mathematical Modeling of the Two Mass Gear System with Consideration of Shaft Compliances // Applied Mechanics and Materials, Vol. 770 (2015), p.p. 343-348.
3. Курушин М.И. Балыкин В.Б., Курушин С.А. Параметрическая неустойчивость динамики зубчатых колёс // Вестник СГАУ. 2014. Вып. 5. Ч.1. С. 106- 111.
4. Kurushin M., Balyakin V., Kurushin S. Methods of controlling vibration in elastic systems with gear // Procedia Engineering, vol.106 (2015) 2th Conference Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM2014). p.p.192-201.

INVESTIGATION OF THE STIFFNESS OF TEETH OF TWO AND THREE GEAR PAIRS

© 2016 M.I. Kurushin, V.B. Balyakin, V.B.A. Ossiala

Samara National Research University named after Academician S.P. Korolyov

In this paper the replacement of one-two pair meshing of gears by the gears of two-three pairs engagement is being considered. with such replacement of load in the areas of the engagement pole, where pitting usually arises, the estimated static load is being decreased twice, we can reduce the size of the gears wheels and greatly increase their durability by pitting, in addition, also we can significantly reduce the differential stiffness of the meshed teeth, which should lead to a reduction of parametric excitation and the noise of the elastic system of the entire product.

Keywords: gear, gear wheel, stiffness, dynamic load,

Valeriy Balyakin, Doctor of Technics, Professor, Head at the Fundamentals of Machine Design Department.

E-mail: 029-029@mail.ru

Mikhail Kurushin, Candidate of Technics, Associate Professor at the Fundamentals of Machine Design Department.

Ossiala Venseslas Bel Amur, Post Graduate Student at the Fundamentals of Machine Design Department.