

УТОЧНЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ ЗАВИСИМОСТИ В ШАРИКОВОЙ ПЕРЕДАЧЕ С ПАРАЛЛЕЛЬНЫМИ ВАЛАМИ

А. Е. БЕЛЯЕВ, А. И. КАН, В. В. ГУРИН, Л. Д. ГАРАНИН

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

Передача для параллельных валов с шариковыми промежуточными телами состоит из ведущей обоймы с находящимися на торцевой поверхности (в сферических углублениях) шариками и ведомого колеса с нарезанными торцевыми зубьями, рабочая поверхность которых выполнена по гипоциклоиде. Ориентировочный геометрический расчет этого зацепления дан А. И. Нечаевым [1]. Однако инженерные расчеты по его методике давали в отдельных случаях неприемлемые результаты. Так, автором [2] предложены следующие зависимости, которые явно не согласуются между собой

$$r_{\theta_1} = r_{\text{ш}} (0,4 \div 0,9) \text{ и } r_{e_1} = r_{\theta_1} + r_{\text{ш}},$$

где r_{θ_1} — радиус окружности внутренних выступов шарика;

$r_{\text{ш}}$ — радиус шарика;

r_{e_1} — начальная окружность ведущего диска.

Так как радиус шарика ($r_{\text{ш}}$) является функцией нескольких параметров, в том числе и r_{e_1} , то радиус r_{θ_1} произвольно принимать нельзя. В противном случае приведенное нами первое равенство не будет соблюдаться. Для наглядности были сделаны два расчета для передаточного числа $i=5$ и числа шариков $z_{\text{ш}}=3$. При произвольном назначении $d_{\text{ш}}=12,7$ мм и $r_{\theta_1}=0,6r_{\text{ш}}$ по [2] были получены $r_{e_1}=12$ мм и $r_{e_2}=60$ мм.

Если задаться минимальным коэффициентом перекрытия (как это допускается при расчете зубчатых передач в машиностроении) $\varepsilon=1,1$, то по формуле 6 [2] радиус окружности внутренних выступов зубьев колеса r_{n_2} окажется равным 49,25 мм (рис. 1). Окружность радиуса r_n определяет начало сопряжения вершины торцевого зуба с шариком и является исходной для определения коэффициента перекрытия. При этом зуб колеса формируется отрезками двух эквидистант к гипоциклоидам, образованных центрами шариков, и пересечение этих эквидистант находится на окружности, имеющей радиус $r_g=51$ мм, т. е. гораздо больший, чем r_{n_2} (на рис. 2 показана передача с теми же исходными параметрами i , $z_{\text{ш}}$, r_{e_1} , что и передача на рис. 1, но диаметры подобраны так, чтобы $r_g=r_{n_2}$).

Обнаруженное несоответствие говорит о неуниверсальности формул, предложенных автором [1] и [2], поскольку, видимо, величины $z_{\text{ш}}$, $r_{\text{ш}}$, r_{e_1} и i должны быть взаимосвязаны. Заметим, что определение такой

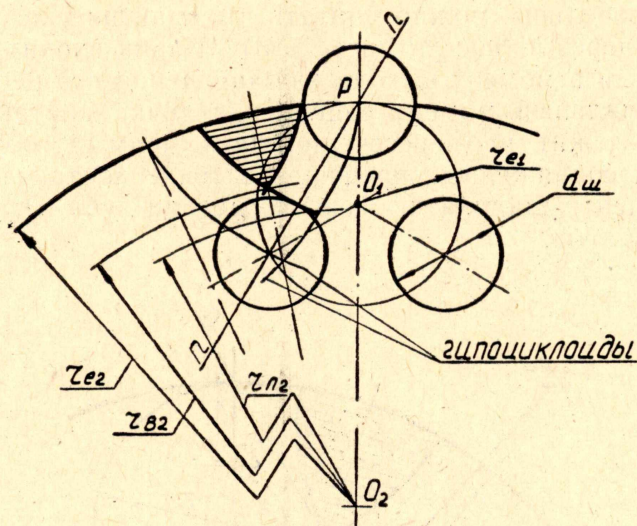


Рис. 1. К расчету по методике (2).

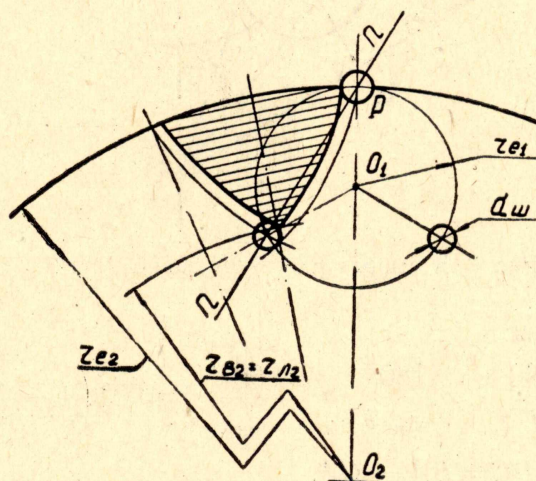


Рис. 2. Создание передачи с величиной коэффициента $\varepsilon=1,1$ при параметрах, аналогичных параметрам передачи на рис. 1

расчетной зависимости связано с некоторыми трудностями, так как на внутреннем радиусе ведомых колес всегда должна быть какая-то площадка, которая будет влиять на величину коэффициента перекрытия. Поэтому для вывода расчетной зависимости допускаем, что $\varepsilon=1$, $z_{ш} \geq 3$ и ширина зуба колеса по окружности выступов зубьев равна нулю. В последующем все изменения количественного порядка могут быть внесены в полученные теоретические формулы.

Поставленная задача может быть решена двумя путями: графическим и аналитическим. В первом случае по серии чертежей, построенных для различных параметров зацепления, можно создать так называемые «блокирующие контуры», ограничивающие область возможного выбора сочетаний параметров i , $r_{ш}$, $z_{ш}$, r_e . Однако этот способ требует затраты огромного количества времени и тщательного исполнения чертежей. Поэтому мы остановились на втором методе.

Рассматривая зацепление с шариковыми промежуточными телами, можно убедиться, что оно является частным случаем цевочного зацеп-

ления, и, следовательно, можно считать, что практическая линия зацепления проходит через полюс P (рис. 2 и 3). Шарик входит в зацепление на вершине зуба и в момент выхода из зацепления его центр находится в полюсе. В начальный момент зацепления точка контакта шарика с профилем зуба лежит на пересечении двух прямых: общей нормали ($AB - nn$) двух сопряженных профилей в точке контакта, проходящей через полюс и центр шарика, и осью симметрии зуба. Эта точка C является вершиной зуба.

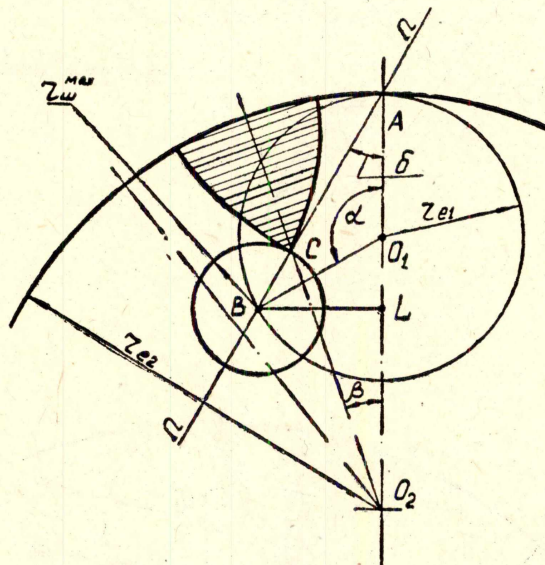


Рис. 3. К выводу расчетной зависимости

Обозначим углы:

$$\beta = \frac{360^\circ}{2 \cdot i \cdot z_{\text{ш}}} = \frac{180^\circ}{z_{\text{ш}} \cdot i}, \quad \alpha = \frac{360^\circ}{z_{\text{ш}}}, \quad \delta = 90^\circ \left(1 - \frac{2}{z_{\text{ш}}} \right). \quad (1)$$

Из рис. 3 следует $BC = BA - CA$.

При этом
$$BA = \frac{BL}{\sin \delta} = \frac{BO_1 \cdot \sin (180^\circ - \alpha)}{\sin \delta} = \frac{r_{e1} \cdot \sin \alpha}{\sin \delta}; \quad (2)$$

$$CA = \frac{OA \cdot \sin \beta}{\sin \gamma} = \frac{r_{e2} \cdot \sin \beta}{\sin \gamma} = \frac{r_{e1} \cdot i \cdot \sin \beta}{\sin \gamma}. \quad (3)$$

Тогда согласно 1, 2, 3

$$BC = \frac{d_{\text{шmax}}}{2} = \frac{r_{e1} \cdot \sin \alpha}{\sin \delta} - \frac{r_{e1} \cdot i \sin \beta}{\sin \gamma}, \quad (4)$$

где $d_{\text{шmax}}$ — максимальный диаметр шарика;

i — передаточное число;

$$\gamma - \text{угол } ACO, \quad \gamma = 180^\circ - (\delta + \beta) = 90^\circ \left[1 + \frac{2}{z_{\text{ш}}} \left(\frac{i-1}{i} \right) \right].$$

Решая уравнение 4 относительно $d_{\text{шmax}}$ и подставляя значения углов α , β , γ , δ , после несложных преобразований получим

$$d_{\text{шmax}} = 2 \cdot r_{e1} \left[2 \sin \frac{180^\circ}{z_{\text{ш}}} - i \frac{\sin \frac{180^\circ}{iz_{\text{ш}}}}{\cos \left(\frac{180^\circ}{z_{\text{ш}}} \cdot \frac{i-1}{i} \right)} \right]. \quad (5)$$

Таким образом, для определения параметров зацепления ($d_{\text{шmax}}$ или r_{e1}) можно воспользоваться уравнением (5) в практически любом диапазоне величин $z_{\text{ш}}$ и i ($z_{\text{ш}} \geq 3$, $i \geq 2$).

ЛИТЕРАТУРА

1. А. И. Нечаев. Исследование передачи для параллельных валов с шариковыми промежуточными телами. Труды СТИ, сборник 41, Красноярск, 1967.
2. А. И. Нечаев. Исследование передачи для параллельных валов с шариковыми промежуточными телами (диссертация). Красноярск, 1967.