

УДК 621.8

ОСОБЕННОСТИ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ МАШИН

Н.М. Чернова, Л.В. Барановская

Рассматривается решение задачи учета повышенных требований по уровню вибрации и шума при автоматизированном многокритериальном оптимальном проектировании планетарных зубчатых передач энергетических машин. Получены соотношения зависимости коэффициента перекрытия от числа зубьев ведущего колеса и передаточного отношения зубчатой передачи при условии равной контактной прочности.

Ключевые слова: планетарные зубчатые передачи; энергетические машины; оптимальное проектирование; коэффициент перекрытия; равная контактная прочность.

ЭНЕРГЕТИКАЛЫК МАШИНАЛАРДЫН ПЛАНЕТАРДЫК ТИШТҮҮ ӨТКӨРГҮЧТӨРҮН ОПТИМАЛДУУ ДОЛБООРЛООНУН ӨЗГӨЧӨЛҮКТӨРҮ

Н.М. Чернова, Л.В. Барановская

Бул макалада энергетикалык машиналардын планетардык тиштүү өткөргүчтөрүн көптөгөн критерийлерге ылайык автоматташтырылган оптималдуу долбоорлоодо дирилдөөнүн жана дүңгүрөгөн үндүн деңгээли боюнча жогорулатылган талаптарды эске алуу менен маселени чечүү каралат. Чүмбөттөө коэффициентинин башкы дөңгөлөктүн тиштеринин санына жана текши байланыштын бекемдиги шартында тиштүү өткөргүчтүн өткөрүү катышына көз карандылыгы аныкталды.

Түйүндүү сөздөр: планетардык тиштүү өткөргүчтөр; энергетикалык машиналар; оптималдуу долбоорлоо; чүмбөттөө коэффициенти; текши байланыштын бекемдиги.

FEATURES OF OPTIMAL DESIGN OF PLANETARY GEAR TRANSMISSION ENERGY MACHINES

N.M. Chernova, L.V. Baranovskaya

This article deals with the solution of the problem of accounting for increased requirements on the level of vibration and noise for automated multicriterial optimal design of planetary gear transmission energy machines. Overlap coefficient dependency ratios were obtained from the number of teeth of the driving wheel and gear ratio provided equal contact strength.

Keywords: planetary gears; power generating machinery; optimal design; overlapping coefficient; equal contact strength.

Постоянно растущие требования по энерговооружённости, производительности и быстроходности современных энергетических машин, необходимость решения насущных задач по снижению массы и габаритов, а также обеспечения высокого КПД обуславливают необходимость включения в их структуру редукторных электроприводов на основе планетарных и дифференциальных многопоточных передач. Данные передачи обладают целым рядом достоинств по сравнению с электроприводами на основе рядовых зубчатых механизмов: минимальными массово-габаритными характеристиками, повышенной нагрузочной способностью, высоким КПД и др. [1]. Применение зубчатых передач

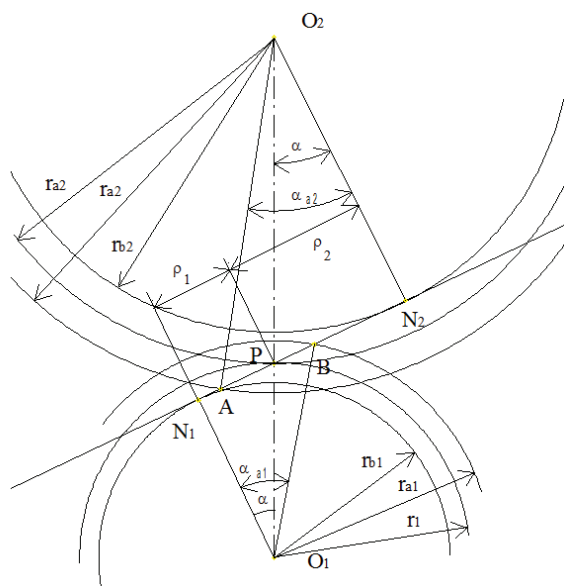


Рисунок 1 – К определению коэффициентов перекрытия зубьев

значением коэффициента перекрытия), что является особенно актуальным при проектировании планетарных передач энергетических машин с пониженным уровнем шума.

Величина коэффициента перекрытия ϵ определяет непрерывность и плавность зацепления, что особенно важно при эксплуатации передачи. Нормально работающая передача должна иметь коэффициент перекрытия $\epsilon > 1$, так как при $\epsilon < 1$, зацепление будет прерывистым, с периодически повторяющимися ударами, что недопустимо для механизмов любого класса, а при $\epsilon = 1$ непрерывность зацепления можно считать обеспеченной только теоретически, так как любая неточность в изготовлении, а также процесс износа приведут к появлению ударной нагрузки. Для редукторов энергетических машин рекомендуется значение $\epsilon > 1,4$ [2].

Коэффициент перекрытия может быть определен как отношение длины рабочего участка линии зацепления двух колес к шагу [5] (рисунок 1): $AB = AP + BP$; $AP = AN_2 - PN_2$; $AN_2 = r_{b2} \tan(\alpha_{a2})$; $PN_2 = r_{b2} \tan(\alpha)$; $AP = r_{b2} (\tan(\alpha_{a2}) - \tan(\alpha))$.

$$\epsilon = \frac{AB}{P \cos(\alpha)} \tag{1}$$

Аналогично:

$$BP = r_{b1} (\tan(\alpha_{a1}) - \tan(\alpha)); AB = r_{b1} (\tan(\alpha_{a1}) - \tan(\alpha)) + r_{b2} (\tan(\alpha_{a2}) - \tan(\alpha)).$$

Тогда из соотношения (1) получим:

$$\epsilon = \frac{r_{b1} (\tan(\alpha_{a1}) - \tan(\alpha)) + r_{b2} (\tan(\alpha_{a2}) - \tan(\alpha))}{P \cos(\alpha)}.$$

Учитывая, что

$$r_{b1} = r_1 \cos(\alpha); r_{b2} = r_2 \cos(\alpha),$$

формула коэффициента перекрытия для колес с внешним зацеплением примет вид:

$$\epsilon = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan(\alpha_{a1}) - \tan(\alpha)) + z_2 (\tan(\alpha_{a2}) - \tan(\alpha))], \tag{2}$$

где углы α_{a1} и α_{a2} определяются из соотношений:

$$\cos(\alpha_{a1}) = \frac{r_1}{r_{a1}}; \cos(\alpha_{a2}) = \frac{r_2}{r_{a2}} \tag{3}$$

планетарного типа позволяет при незначительном увеличении продольных размеров значительно уменьшить поперечный размер энергетической установки, а также с помощью двух планетарных ступеней осуществить параллельное соединение последовательно размещенных машин [2].

Однако при проектировании эпициклических передач энергетических машин необходимо учитывать жесткие требования к надежности, энергоэффективности, удобству эксплуатации. В качестве одного из основных требований выдвигается пониженный уровень вибрации и шума [2].

Для решения задачи оптимального проектирования планетарных зубчатых передач была разработана методика многокритериальной оптимизации, основанная на принципе Эджворта-Парето [3] с использованием семишагового алгоритма оптимального проектирования [4]. Наряду с металлоемкостью, габаритными размерами и энергоемкостью в качестве составляющих векторного критерия функции цели рассматривается коэффициент перекрытия одной из ступеней передачи (с меньшим

или

$$\cos(\alpha_{a1}) = \frac{z_1 \cos(\alpha)}{z_1 + 2}; \quad \cos(\alpha_{a2}) = \frac{z_2 \cos(\alpha)}{z_2 + 2}. \quad (4)$$

Формула расчета коэффициента перекрытия при внутреннем зацеплении зубьев колес (колесо 1 имеет внутреннюю нарезку зубьев) принимает вид:

$$\varepsilon = \frac{1}{2\pi} [z_2 (\tan(\alpha_{a2}) - \tan(\alpha)) - z_1 (\tan(\alpha_{a1}) - \tan(\alpha))], \quad (5)$$

где

$$\cos(\alpha_{a1}) = \frac{z_1 \cos(\alpha)}{z_1 - 2}.$$

Для получения зависимости значений коэффициента перекрытия для закрытых зубчатых передач типа 2k-h воспользуемся соотношениями для расчета чисел зубьев на основе метода графического синтеза при условии равной контактной прочности [6]. Рассмотрим в качестве примера редуктор с ведущим центральным колесом 1 с передаточным отношением $u_{1h} > 0$, по классификации [6] – основной редуктор первой четверти.

Коэффициент перекрытия первой ступени ε_{11} определится соотношением (2):

$$\varepsilon_{11} = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan(\alpha_{a1}) - \tan(\alpha)) + z_2 (\tan(\alpha_{a2}) - \tan(\alpha))]. \quad (6)$$

Числа зубьев 2-го колеса при условии равной контактной прочности определяются соотношением [6]:

$$z_2 = z_1 \left[\frac{u_{1h}}{1 + \sqrt[3]{(u_{1h} - 1)}} - 1 \right].$$

Тогда

$$\alpha_{a1} = \arccos \left(\frac{z_1 \cos(\alpha)}{z_1 + 2} \right);$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \left(\frac{z_1 \left[\frac{u_{1h}}{1 + \sqrt[3]{(u_{1h} - 1)}} - 1 \right] \cos(\alpha)}{z_1 \left[\frac{u_{1h}}{1 + \sqrt[3]{(u_{1h} - 1)}} - 1 \right] + 2} \right).$$

Коэффициент перекрытия второй ступени ε_{12} с внутренним зацеплением зубьев согласно соотношению (5):

$$\varepsilon_{12} = \frac{1}{2\pi} [z_2 (\tan(\alpha_{a2'}) - \tan(\alpha)) - z_3 (\tan(\alpha_{a3}) - \tan(\alpha))]. \quad (7)$$

Учитывая выражения для чисел зубьев второй ступени при условии равной контактной прочности [6], рассчитаем величины, входящие в соотношение (7):

$$z_2' = z_1 \cdot \frac{\left[(u_{1h} - 1)^{\frac{2}{3}} - 1 \right]}{1 + \sqrt[3]{(u_{1h} - 1)}}; \quad z_3 = z_1 (u_{1h} - 1)^{\frac{2}{3}};$$

$$\alpha_{a2'} = \arccos \left(\frac{z_1 \left[(u_{1h} - 1)^{\frac{2}{3}} - 1 \right] \cdot \cos(\alpha)}{z_1 \left[(u_{1h} - 1)^{\frac{2}{3}} - 1 \right] + 2 \left[1 + \sqrt[3]{(u_{1h} - 1)} \right]} \right); \quad \alpha_{a3} = \arccos \left(\frac{z_1 (u_{1h} - 1)^{\frac{2}{3}} \cos(\alpha)}{z_1 (u_{1h} - 1)^{\frac{2}{3}} - 2} \right).$$

Полученные соотношения позволяют автоматизировать поиск оптимального варианта при проектировании планетарных передач энергетических машин, а также визуализировать зависимость коэффициента перекрытия от числа зубьев ведущего колеса и передаточного отношения редуктора. На рисунке 2 представлены распределения значения коэффициента перекрытия первой ступени (а)

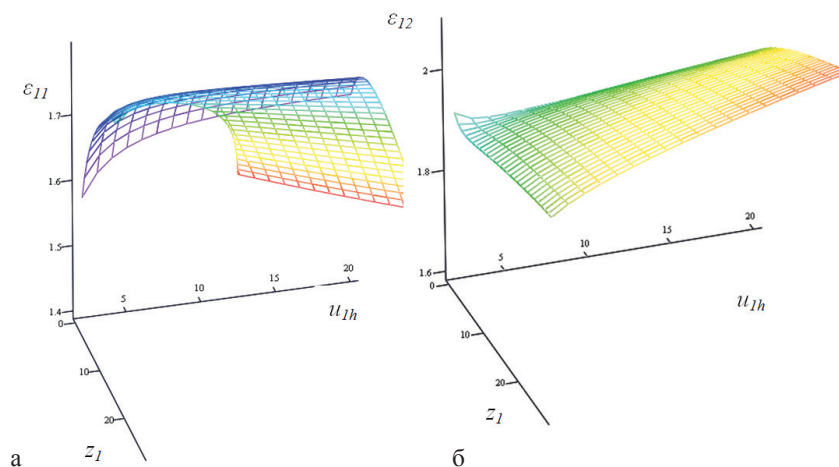


Рисунок 2 – График зависимости коэффициента перекрытия зубьев от числа зубьев ведущего колеса и передаточного отношения редуктора: а – для первой ступени; б – для второй ступени

и второй ступени (б) основного редуктора первой четверти в зависимости от числа зубьев ведущего колеса и передаточного отношения редуктора, соответственно $\varepsilon_{11}(z_1; u_{1h})$ и $\varepsilon_{12}(z_1; u_{1h})$.

С использованием представленной выше методики были выполнены исследования для всех простейших схем планетарных зубчатых передач типа 2k-h при условии равной контактной прочности. Полученные соотношения позволяют сделать следующие выводы:

В векторном критерии оптимального проектирования планетарных редукторов необходимо учитывать только коэффициент перекрытия быстроходной ступени.

Для всех основных мультипликаторов и дополнительного мультипликатора первой четверти необходимо учитывать значение коэффициента перекрытия второй ступени, для остальных дополнительных мультипликаторов – первой ступени.

Литература

1. Сидоров П.Г. Многопоточные зубчатые трансмиссии: теория и методология проектирования / П.Г. Сидоров, А.А. Пашин, А.В. Плясов; под общ. ред. П.Г. Сидорова. М.: Машиностроение, 2011. 340 с.
2. Редукторы энергетических машин: справочник / Б.А. Балашов, Р.Р. Гальпер, Л.М. Гаркави и др.; под общ. ред. Ю.А. Державца. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1985. 232 с.
3. Чернова Н.М. Оптимальное проектирование планетарных зубчатых передач на основе принципа Эджворта-Парето / Н.М. Чернова // Информационные технологии в науке, образовании, технологии: сб. тр. Всероссийск. науч. конф. Якутск: Якутск. гос. ун-т, 2008. С. 93–95.
4. Ногин В.Д. Принятие решений в многокритериальной среде: количественный подход / В.Д. Ногин. М.: Физматлит, 2002. 144 с.
5. Планетарные передачи: справочник / под ред. В.Н. Кудрявцева, Ю.Н. Кирдяшева. Л.: Машиностроение, 1977. 535 с.
6. Чернова Н.М. Оптимальное проектирование планетарных зубчатых передач / Н.М. Чернова. Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2006. 184 с.