

длине накладок как закон, при котором момент трения тормоза минимален.

4. При прочностном расчете тормозов должен быть принят косинусоидальный закон распределения давления по длине накладок как закон, соответствующий максимальному силовому режиму торможения.

Л и т е р а т у р а

1. Гадолин В.Л. Исследование колодочных тормозов. – В сб.: Расчеты и исследования некоторых деталей машин. – М., 1955. 2. Мамити Г.И. Исследование напряженно-деформированного состояния барабана и колодок тормозного механизма. – В сб.: Проектирование, строительство и эксплуатация лесовозных дорог. Мат-лы Всесоюз. науч. конф. – Минск, 1972. 3. Fazekas G.A.G. Temperature Gradients and Heat Stresses in Brake Drums. – SAE Transactions, v.61, 1953, p.279. 4. Мамити Г.И. Расчет колец, дискретно нагруженных симметричными и кососимметричными распределенными нагрузками. – Тез. докл. республ. науч.-техн. конф. Науч. – техн. прогресс и повышение эффективности производства автомоб. техники". – Минск, 1974.

УДК 621.833.6

О.Н.Цитович

ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ САТЕЛЛИТОВ В ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧАХ

В настоящее время известно несколько довольно простых методов подбора чисел зубьев колес для планетарных зубчатых передач по заданной величине передаточного отношения [1. . .3] .

Однако если выбор чисел зубьев колес, которые могут обеспечить заданную величину передаточного отношения, достаточно прост и надежен, то для оценки выбранных значений на выполнение условия сборки рекомендуются сложные зависимости [4... 6] . Сложность эта состоит в том, что фактически под условием сборки понимают их два – это условие сборки и условие взаимозаменяемости.

В действительности сборка планетарной передачи возможна при любых значениях чисел зубьев колес, удовлетворяющих условию соосности, и при любом числе сателлитов, удовлетворяя –

ющих условию соседства. Но двух- или многовенцовые сателлиты (блоки сателлитов) в таких передачах могут иметь различное относительное расположение зубчатых венцов, т.е. они могут оказаться невзаимозаменяемыми или сложными по конструкции, с устройствами, при помощи которых необходимо будет регулировать в процессе сборки положение зубчатых венцов [5].

Образование планетарных передач с зубчатыми колесами, расположенными в двух параллельных плоскостях, т.е. двухрядных передач 4К - Н (а), 3К-Н (b, c) и 2К-Н (В, С, D) (рис. 1), можно представить как соединение двух полных или неполных (без одного центрального колеса) однорядных передач 2К-Н тип А: При таком соединении сателлиты 2 и 5 образуют общий двухвенцовый блок.

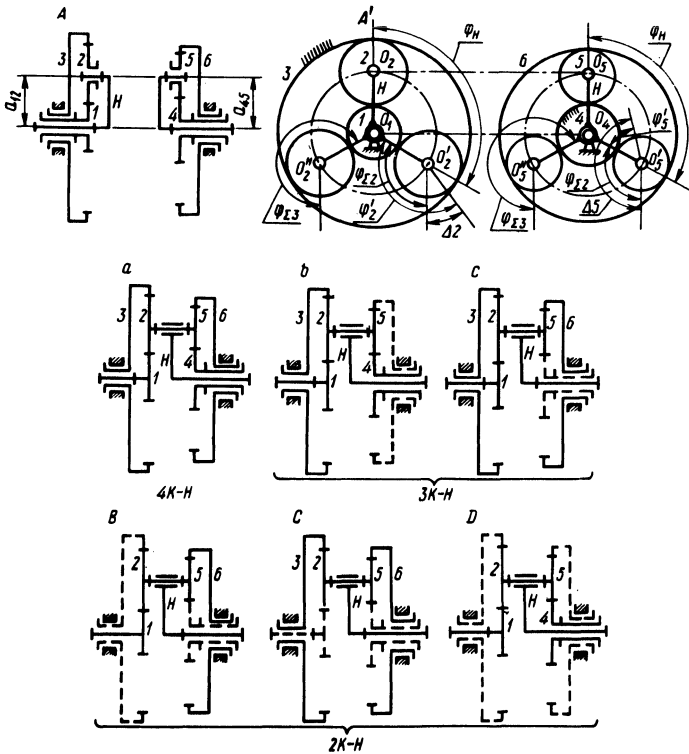


Рис. 1

При этом должны соблюдаться условия:

1) межосевые расстояния a_{12} и a_{45} должны быть равны между собой;

2) число сателлитов k у обоих механизмов одинаковое, и углы между объединяемыми сателлитами попарно равны.

При таком способе образования двухрядных (или многорядных) планетарных передач положение зубчатых венцов может оказаться произвольным, так как сателлиты, объединяемые в блок, занимают такие положения, которые определяются положением центральных колес соединяемых механизмов и положением их водил.

Условие сборки передачи A описывается зависимостью вида

$$z_1 + z_3 = k \gamma, \quad (1)$$

где k - число сателлитов, равномерно распределенных по углу 2π ; γ - некоторое целое число. Условие соосности для этой же передачи

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2 = z_\Sigma \quad (2)$$

где z_Σ - "суммарное" число зубьев - аналог межосевого расстояния.

Условие сборки (1) с учетом условия соосности (2) можно привести у виду [7]

$$\frac{z_\Sigma}{k} = \frac{\gamma}{2} \quad (3)$$

Уравнение (3) является условием сборки всех типов передач 2К-Н, 3К-Н и 4К-Н.

Если в передаче A и в передачах 3К-Н и 4К-Н число γ должно быть только целым, то в передачах 2К-Н - В, С и D оно может быть также и дробным [6].

Для вывода условия взаимозаменяемости рассмотрим передачу 4К-Н (а), образованную соединением двух передач 2К-Н типа А, содержащих зубчатые колеса одного модуля. Равенство модулей приводит к равенству суммарных чисел зубьев. А это в свою очередь приводит к автоматическому выполнению условия сборки во втором механизме, если оно выполнено в первом. Результаты исследования уравнения (3) для различных значений γ приведены в табл. 1.

Из схем планетарных передач (рис. 1) видно, что связующим звеном двух однорядных передач A в одну двухрядную является двухвенцовый сателлит 2-5.

Таблица 1

Число $\gamma = \frac{2z_2}{k}$	Число блоков k	Числа зубьев в блоке 2-5	Корни уравнения взаимозаменяемости (целые числа)	Пределы значений корней X и Y	Выполнение взаимозаменяемости
Четное	Любое	Любые	$X=Y= \frac{\gamma}{2}$		Обеспечена при целых X и Y
Дробное	Любое	Только удовлетворяющая условию (3)	$X = \frac{z_2 + \frac{z_2}{N}}{k}$ $Y = \frac{z_2 + \frac{z_2}{N}}{z_5}$	$\frac{z_2}{N} \geq X \geq -\frac{z_2}{N}$ $\frac{z_5}{N} \geq Y \geq -\frac{z_5}{N}$	
Нечетное	Четное	Оба нечетные	$X = \frac{\gamma \pm z_2}{2}$ $Y = \frac{\gamma \pm z_5}{2}$	$z_2 \geq X \geq -z_2$ $z_5 \geq Y \geq -z_5$	
		Четные, не кратные 4	$X = \frac{2\gamma \pm z_2}{4}$ $Y = \frac{2\gamma \pm z_2}{4}$		
		Четные, одно или оба кратны 4	„ „	Дробные оба или одно	Попарно взаимозаменяемые (через 1 блок)

Выясним, при каких числах зубьев z_2 и z_5 и при каком числе спутников k двухвенцовые спутники будут взаимозаменяемыми? Рассмотрим симметричные взаимозаменяемые блоки. За плоскость симметрии блока примем плоскость, совпадающую с плоскостями впадин двух зубчатых венцов, образующих блок. В однорядных передачах А, из которых образуется двухрядная передача 4К-Н (рис. 1, А), контрольные плоскости симметрии венцов совместим с межосевыми прямыми O_1O_2 и O_4O_5 , т.е. примем угол, определяющий положение плоскости симметрии первого блока по отношению к водилу равным нулю: $\varphi_{\Sigma 1} = 0$. Если блоки равномерно распределены по углу 2π , то угол между осями двух соседних блоков будет

$$\varphi_H = \frac{2\pi}{k} \quad (4)$$

Для определения положения контрольной плоскости второго спутника z'_2 , удаленного от первого на угол φ_H , повернем водило Н на этот угол и определим относительный угол поворота при неподвижном колесе [3]:

$$\varphi'_2 = \varphi_2 - \varphi_H = (\varphi_1 - \varphi_H) i'_{21} = -\varphi_H \frac{z_3}{z_2},$$

где $\varphi_1 = \varphi_H i_{1H}$.

С учетом зависимостей (2), (3), (4) последнее выражение примет вид

$$\varphi'_2 = -\tau_2 \frac{\delta}{2} - \varphi_H, \quad (5)$$

где $\tau_2 = \frac{2\pi}{z_2}$ - угловой шаг спутника 2.

Аналогично - угол поворота спутника 5 при неподвижном колесе 4

$$\varphi'_5 = +\tau_5 \frac{\delta}{2} - \varphi_H. \quad (6)$$

Допустим, что плоскость симметрии блока удалена от контрольной плоскости второго венца на X угловых шагов, а у пятого - на Y : $\Delta 2 = \tau_2 X$ и $\Delta 5 = \tau_5 Y$. Обозначим угол,

определяющий положение плоскости симметрии второго блока по отношению к водилу $\varphi_{\Sigma 2}$ (рис. 1, А):

$$\varphi_{\Sigma 2} = \varphi_2' + \Delta 2 = \tau_2 \left(X - \frac{\delta}{2} \right) - \varphi_H; \quad (7)$$

$$\varphi_{\Sigma 2} = \varphi_5' + \Delta 5 = \tau_5 \left(Y + \frac{\delta}{2} \right) - \varphi_H. \quad (8)$$

Эти углы отсчитываются от межосевой прямой $O_1 O_2$ в новом ее положении - $O_1 O_2'$. Приравняв выражения (7) и (8), получим

$$\frac{\left(X \pm \frac{\delta}{2} \right) N}{z_2} = \frac{\left(Y \pm \frac{\delta}{2} \right) N}{z_5}, \quad (9)$$

где N - общий множитель z_2 и z_5 .

Знаки в уравнении (9) можно получить противоположными по сравнению со знаками в зависимостях (7) и (8), если колесо 2 перекатывать по неподвижному колесу 1, а колесо 5 по неподвижному колесу 6.

Выведенное автором уравнение (9) является условием взаимозаменяемости двухвенцовых сателлитов (блоков).

Значения корней X и Y уравнения (9), их пределы и исследование самого уравнения приведено в табл. 1.

Из анализа можно заметить, что условие взаимозаменяемости имеет несколько решений, соответствующих четным, нечетным и дробным значениям γ . При нахождении корней следует помнить, что для двухрядной передачи с разноименными зацеплениями (тип В) корни X и Y должны иметь разные знаки, а для передач с одноименными зацеплениями (типы С и D) - одинаковые.

Выводы. Взаимозаменяемость двухвенцовых сателлитов (блоков) в планетарных передачах будет обеспечена, когда значения чисел зубьев колес подчиняются одному из перечисленных ниже условий:

- 1) при четном γ венцы блока могут иметь любые числа зубьев;
- 2) при нечетном γ числа зубьев венцов блока должны быть либо оба нечетными, либо оба четными, но не кратными 4;

3) дробное γ относится лишь к двухрядным передачам 2К-Н (В,С или D) [6], когда числа зубьев центральных колес (при $N = 1$) или их аналоги (при $N \neq 1$) кратны числу сателлитов.

Л и т е р а т у р а

1. Гавриленко В.А. Теория механизмов. - М., 1973. 2. Добровольский В.В. Подбор шестерен для соосных редукторов. - Вестн. инженеров и техников, 1936, №1. 3. Петров Э.В. Метод подбора чисел зубьев в двухрядных планетарных передачах. - Вестн. машиностроения, 1970, №9. 4. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. - М., 1966. 5. Ткаченко В.А. Проектирование многосателлитных планетарных передач. Харьков, 1961. 6. Шитиков Б.В., Шепетильников В. А. О числе сателлитов в планетарных редукторах. - Труды семинара по ТММ. - М., 1949, вып. 21, с.50-68. 7. Цитович О.Н. Графоаналитический (тангенсный) метод подбора чисел зубьев колес планетарных передач. - Мат-лы республ. семинара по общетехн. дисциплинам. - Минск, 1975, с.11-17.

УДК 629.114.02.001

А.Ф.Андреев, А.Х.Лефаров

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ КРУГОВОГО ДВИЖЕНИЯ МНОГООСНОГО ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ

Рассмотрим методику расчета радиуса поворота R и смещения X полюса поворота автомобиля относительно его задней оси при движении по кругу с поступательной скоростью $U = \text{const}$.

На рис. 1 многоосный автомобиль представлен в виде одномассовой плоской модели, у которой оба колеса каждой оси заменены одним, расположенным на середине оси. Силы, действующие на колеса i -й оси, приводятся к боковой силе S_i , касательной силе тяги P_i и силе сопротивления качению F_i , приложенным к середине оси. При этом углы бокового увода наружного и внутреннего колес i -й оси принимаются равными углу увода ψ_i середины оси

$$\psi_i = \text{tg } \alpha_i - \frac{l_i - X}{R}, \quad (1)$$

где α_i - средний угол поворота i -й оси автомобиля; l_i - расстояние от задней оси до i -й оси многоосной машины.