

Рис.3

Рис.4

Привод редуктора здійснюється від асинхронних трифазних електродвигачів з частотами обертання 750, 1000, 1500 і 3000 об/мін. З збільшенням частоти обертання зменшується вимагана величина вращаючого моменту, що приводить, як слід з формули (1), до зменшення міжосевого відстані. Збільшення частоти обертання від 750 до 3000 об/мін дозволяє зменшити  $a_w$  на 37%. З формули (1) видно, що для прямозубих передач  $K_a = 49$ , а для косозубих -  $K_a = 43$ . Тому заміна косозубих колес на прямозубі дасть можливість зменшити міжосеве відстані на 14%.

Коефіцієнт нерівномірності навантаження  $K_{H\beta}$  від 1,0 при  $H\beta \leq 350$  і симетричному розташуванні колес до 1,35 при  $H\beta \geq 350$  при несиметричному розташуванні. Тому вплив коефіцієнта  $K_{H\beta}$  незначительний і не перевищує 10,5%.

## ОПТИМІЗАЦІЯ МІЖОСЕВОГО ВІДСТАННЯ ЧЕРВ'ЯЧНИХ РЕДУКТОРІВ.

*Курочкин В.Б., доцент, канд.техн. наук, СумГУ,  
 Стеценко А.А., Скоробагатько С.Ю, гр.. ГМ-51*

В проектувальному розрахунок на контактну вивисливість міжосеве відстані черв'ячного редуктора визначається за формулою :

$$a_w = \left( \frac{z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{ \left( \frac{170}{\frac{z_2}{q} \cdot [\sigma_H]} \right)^2 T_2 \cdot K } \tag{1}$$

де  $z_2$  – число зубів черв'ячного колеса;  $q$  – коефіцієнт діаметра черв'яка;  $[\sigma_H]$  – допустиме контактне напруження;  $T_2$  – крутячий момент на колесі;  $K$  – коефіцієнт навантаження.

Оптимальне значення міжосевого відстані можна знайти шляхом диференціювання виразу (1). Приймаючи як змінну  $x = \frac{z_2}{q}$ ,

першу похідну отримаємо в наступному вигляді

## Секція опору матеріалів та машинознавства

$$\frac{da_w}{dx} = \left( x^{2/3} - \frac{2 \cdot (x+1)}{3 \cdot x^{1/3}} \right) \cdot \sqrt[3]{\left( \frac{170}{[\sigma_H]} \right)^2 T_2 \cdot K} \quad (2)$$

Приравнивши нулю первую производную, находим оптимальное значение промежуточной переменной  $x_{opt} = 2$ . Вторая производная показывает, что в данной точке находится минимум межосевого расстояния:

$$a_{w(121)} = 58 \cdot \sqrt[3]{\left( \frac{T_2 \cdot K}{[\sigma_H]^2} \right)} \quad (3)$$

Из рис.1 видно, что при изменении параметра  $x$  от 1 до 5 межосевое расстояние изменяется не более, чем на 8,6%.

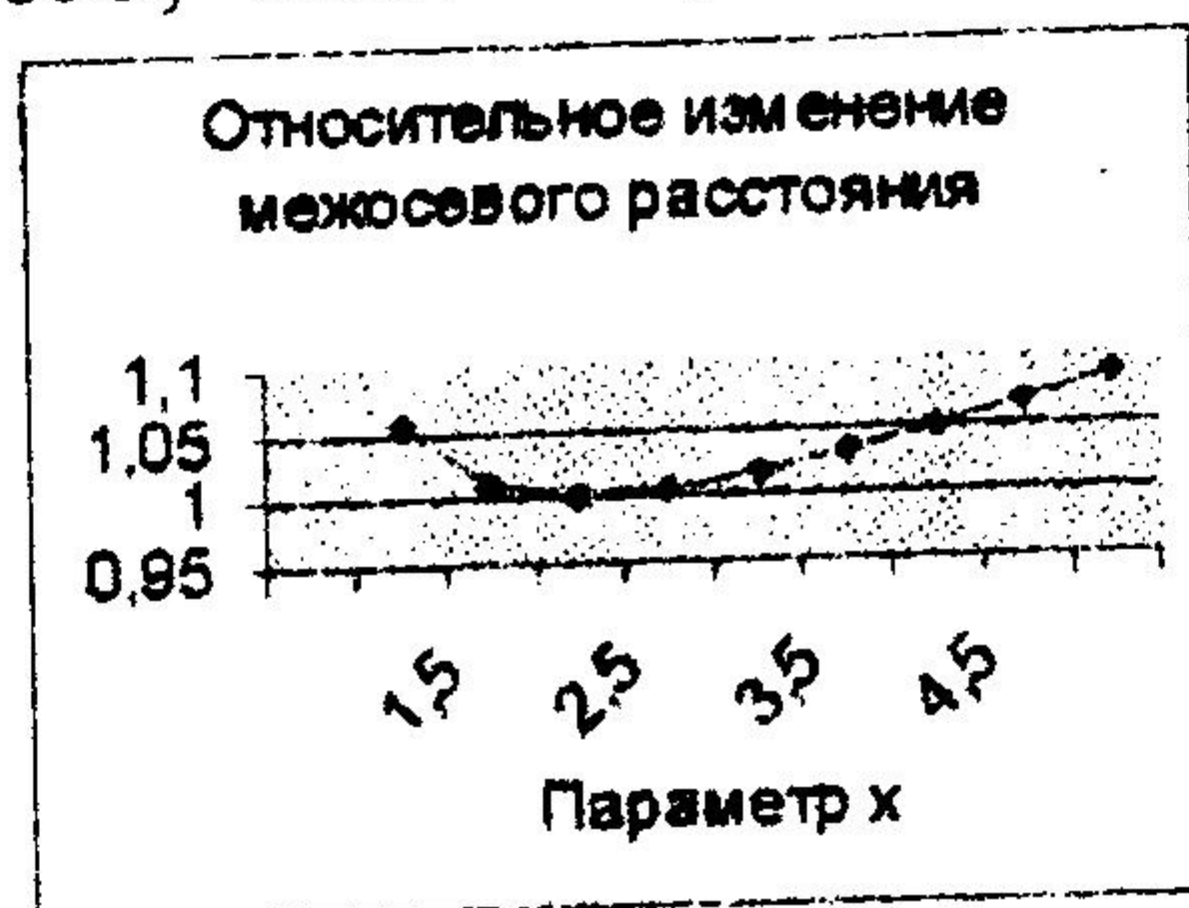


Рис. 1. Зависимость межосевого расстояния от параметра  $x = z_2/q$ .

Согласно ГОСТ 2144-76 для червячных редукторов рекомендуется принимать следующие стандартные значения

- модулей (мм): 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,00; 5,00; 6,30; 8,00; 10,00; 12,50; 16,00; 20,00;
- коэффициентов диаметра червяка:  $q = 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0$ .
- число заходов червяка  $z_1 = 1; 2; 4$ .

- передаточных отношений: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; - по 1-му ряду и 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71 – по 2-му ряду. Первый ряд следует предпочитать второму.

Тогда оптимальные значения чисел зубьев червячных колес будут равны:  $z_{2opt} = 16; 20; 25; 32; 40$ . Оптимальные передаточные отношения для различных чисел заходов червяка приведены в табл. 1.

Таблица 1.

Число заходов	Оптимальные числа зубьев червячного колеса				
	$z_{2opt} = 16$	$z_{2opt} = 20$	$z_{2opt} = 25$	$z_{2opt} = 32$	$z_{2opt} = 40$
$z_1 = 1$	16	20	25	32	40
$z_1 = 2$	8	10	12,5	16	20
$z_1 = 4$	-	-	-	8	10

Оптимальные значения межосевых расстояний можно определить по формуле:

$$a_{w(110)} = \frac{m \cdot (q + z_{210})}{2} = \frac{3 \cdot m \cdot q}{2}$$

В табл. 2 в качестве примера приведены оптимальные межосевые расстояния  $a_w$ (мм) для  $m = 8,00; 10,00; 12,5; 16; 20$ .

## Секція опору матеріалів та машинознавства

Таблиця 2.

Коефіцієнт діаметра	Модулі черв'ячної передачі, (мм)				
	8	10	12,5	16	20
q = 8	96	120	150	192	240
q = 10	120	150	187,5	240	300
q = 12,5	150	187,5	234,375	300	375
q = 16	192	240	300	384	480
q = 20	240	300	375	480	600

Напряження в черв'ячному зацепленні визначаються по формулі:

$$\sigma_1 = \frac{170}{z_2} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K \cdot \left(\frac{z_2 + 1}{q}\right)^3}{a_d^3}} \quad (4)$$

Численний аналіз формули (4) показує, що при зміні  $x = z_2/q$  від 1,0 до 5,0 і відповідному зміні міжосевого відстані величини контактних напружень практично не змінюються.

Таким чином, вибираючи оптимальні значення міжосевих відстаней можна зменшити габаритні розміри черв'ячного редуктора на 10%. Для подальшого зменшення міжосевого відстані необхідно збільшити частоту обертання вала приводного електродвигача і підвищити допустиме контактне напруження шляхом застосування більш твердих матеріалів для виготовлення черв'яка і венця черв'ячного колеса.

### ОЦЕНКА ПОГРЕШНОСТИ ПРИ СИНТЕЗЕ МАХОВОГО КОЛЕСА МЕХАНИЗМА

*Зимин М.А., гр. І-66*

Відомо, що рух початкового звена будь-якого механізму тим ближче до рівномірного, чим більше приведений момент інерції його звеньїв.

Практично, збільшення приведеного моменту інерції здійснюється посадкою на один із валів машини додаткової деталі, маючої заданий момент інерції. Ця деталь називається маховим колесом або маховиком. Форма маховика, як правило вибирається або в формі сплошного диска або в формі колеса зі спицями.

Вихідним даним для розрахунку геометричних параметрів маховика є його момент інерції.

В залежності від величини моменту інерції маховика вибирається його конструкція.

При розрахунку розмірів колеса зі спицями зазвичай виходять із співвідношень його моменту інерції як для кільця. Це призводить до помилок, які зростають при збільшенні товщини обода.