

## 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 формуле:

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

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 МЕХАНІЗМА

*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 додочної 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 похибок, які зростають при збільшенні товщини обода.

## Секція опору матеріалів та машинознавства

В данной работе предлагается методика для оценки этих погрешностей и приводится ее зависимость от толщины обода колеса.

### О ТОЧНОСТИ КИНЕМАТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА МЕХАНИЗМОВ ГРАФИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

*Парфеньева Ю.Е., зр. 1—66*

При кинематическом анализе механизмов обычно пользуются аналитическим или графическим методом.

Во втором случае задача сводится к построению планов механизма, аналогов скоростей и ускорений точек механизма, а также их диаграмм.

Для построения диаграмм перемещений, скоростей и ускорений точек механизма обычно применяют графическое интегрирование или дифференцирование. Точность графического интегрирования и дифференцирования существенно зависит от количества разбиений отрезка оси абсцисс соответствующего одному циклу движения входного звена. Поэтому, важным является вопрос оценки точности полученных результатов.

В данной работе приводится оценка результатов кинематических характеристик механизмов полученных графическими методами.

Дана зависимость результатов графического анализа от количества узловых точек входного звена.

### ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ГИРОСКОПА С УЧЁТОМ ИЗГИБНОЙ ЖЁСТКОСТИ ВАЛА.

*Жигилий Д.А., ассистент, СумГУ, Гапон А.С., И-65*

Гироскопом называется симметричное твердое тело, совершающее движение вокруг неподвижной точки, расположенной на оси симметрии. Движение гироскопа, как движение тела с одной закрепленной точкой описывается динамическими и кинематическими уравнениями Эйлера.

В случае симметрии, (случай симметричного гироскопа), тело имеет ось симметрии, например. В силу симметрии  $J_x = J_y$  и эллипсоид инерции для закрепленной точки будет эллипсоидом вращения. Закрепленная точка  $O$  и центр масс  $C$  расположены на оси симметрии.

В этом случае могут быть указаны шесть независимых первых интегралов, из которых углы Эйлера вычисляются в квадратурах.

Если на гироскоп действуют внешние силы, создающие момент относительно неподвижной его точки, то гироскоп прецессирует с некоторой угловой скоростью. Если момент внешних сил становится равным нулю, то и