

Рисунок 2 – Рабочая поверхность зубьев при достижении ими выбраковочного состояния

Выводы. Разработан способ ускоренных испытаний и методика построения кривых контактной выносливости по результатам испытаний ограниченного числа зубчатых колес. Эффективность ее применения обеспечивается за счет определения нагрузки в динамически нагруженном зубчатом зацеплении, что в сочетании с анализом прочностных свойств рабочих поверхностей взаимодействующих сопряжений и рассмотрением каждого зуба передачи как отдельного объекта исследований, позволяет прогнозировать их сравнительный ресурс по износостойкости и контактной выносливости зубьев по результатам испытаний уже одной пары зубчатых колес. Предлагаемая методика позволяет более чем на порядок уменьшить длительность трудоемких и дорогостоящих ресурсных испытаний зубчатых колес за счет сокращения числа испытываемых образцов, дает возможность увеличить в несколько раз объем получаемых экспериментальных данных развития износных и усталостных повреждений рабочих поверхностей зубьев испытываемых колес, значительно повысить информативность испытаний, ускорить внедрение новых перспективных материалов и технологий упрочнения, улучшающих эксплуатационные свойства зубчатых передач приводных механизмов.

Список литературы: 1. Ускоренные испытания изделий машиностроения / Н.И. Афанасьев, В.А. Дьяченко, О.В. Дьяченко и др. – Мн.: Беларуская навука, 1997. – 109с. 2. Школьник М. Методика усталостных испытаний. Справочник. М.: Металлургия, 1978. -304с. 3. Пат. 4261 С2 ВУ, МПК G 01 М 13/02. Способ вибрационной диагностики нагруженности зубьев зубчатых передач при испытаниях / Берестнев О.В., Ишин Н.Н., Басинюк В.Л., и др. – № а 19980960; Заявл. 21.10.1998; Афиційны бюлетэнь / Дзярж. пат. камітэт Рэсп. Беларусь. – 2001. – №4. – С. 171-172. 4. Петрушевич А.И., Генкин М.Д., Гринкевич В.К. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямозубыми колесами. – М.: Изд-во АН СССР, 1956. – 134с. 5. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1987. – 288с. 6. Берестнев Я.О., Ишин Н.Н. Новые методы экспериментального определения критериальных параметров динамических систем приводных механизмов: Монография. – Мн.: УП "Технопринт", 2004. – 117с. 7. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – Издательство стандартов, 1988. – 125с. 8. Берестнев О.В., Соболев А.С. Исследования влияния технологии окончательной обработки зубчатых колес на их работоспособность (информационные материалы). – М.: 1971. – 107с. 9. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496с. 10. О.В. Берестнев. Самоустанавливающиеся зубчатые колеса. – Мн.: Наука и техника, 1983. – 312с.

Поступила в редколлегию 25.04.09

УДК 621.833.6

О.Ю. КЛАДОВА, к.т.н., доцент каф. теоретической механики и машиноведения НАКУ "ХАИ"

В.Н. САПРЫКИН, к.т.н., профессор каф. теоретической механики и машиноведения НАКУ "ХАИ"

И.Г. ШЕБАНОВ, к.т.н., профессор каф. теоретической механики и машиноведения НАКУ "ХАИ"

К СИНТЕЗУ ОПТИМАЛЬНЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТИПА А1 С КОСОЗУБЫМИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ КОЛЕСАМИ

Показано методику синтеза планетарных механизмов типа А1 с косозубыми колесами при условиях уравнивания осевых усилий. Доведено возможность передачи с использованием таких механизмов значимо больших усилий при повышенной плавности передачи.

Method of synthesis under condition of axial forces equilibrium of А1 planetary gear mechanism with helical wheels is presented. Possibility of transmission of high load with increased softness of gearing is revealed.

Актуальность задачи. Планетарные зубчатые механизмы с косозубыми цилиндрическими колесами позволяют передавать значительно большие мощности, чем прямозубые при более высокой плавности движения и одинаковых габаритах. При этом возникающие в зацеплениях косозубых цилиндрических колес осевые силы могут быть уравновешены.

Между тем вопросам синтеза таких механизмов в учебной и научной литературе уделяется недостаточное внимание.

Анализ литературы. Отдельные вопросы синтеза планетарных механизмов с косозубыми цилиндрическими колесами изложены в [1]. Однако отсутствует рассмотрение проблемы синтеза, особенно с учетом уравнивания осевых сил.

Цель статьи. Представить вопросы синтеза наиболее распространенного планетарного механизма типа А1, но с косозубыми цилиндрическими колесами, при уравновешенных осевых силах.

1. Вопросы синтеза планетарного механизма типа А1 с косозубыми цилиндрическими колесами, у которых осевые силы уравновешены. На рисунке 1 показана схема планетарного механизма типа А1 с двумя блоками сателлитов. Для предотвращения действия осевых сил на корпус механизма достаточно уравновесить осевые силы сателлитов $\vec{F}_{12}^a, \vec{F}_{43}^a, \vec{F}_{12'}^a, \vec{F}_{43'}^a$.

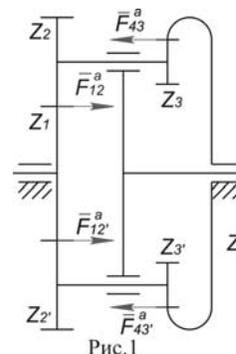


Рис.1

Равновесие сил \bar{F}_{12}^a и \bar{F}_{43}^a имеют вид

$$F_{12}^t \operatorname{tg} \beta_{W12} = F_{43}^t \operatorname{tg} \beta_{W34} \quad (1)$$

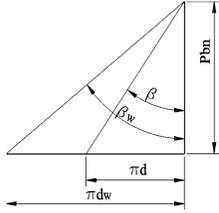


Рис.2

где \bar{F}_{12}^t и \bar{F}_{43}^t – окружные силы в зацеплении колёс $Z_1 - Z_2$ и $Z_3 - Z_4$; β_{W12} и β_{W34} – углы наклона зубьев на начальных цилиндрах.

$$\text{Согласно рисунка 2 } \operatorname{tg} \beta_{W12} = \frac{\pi d_{W2}}{P_{bn}}; \operatorname{tg} \beta_{12} = \frac{\pi d_2}{P_{bn}};$$

$$\operatorname{tg} \beta_{W34} = \frac{\pi d_{W3}}{P_{bn}}; \operatorname{tg} \beta_{34} = \frac{\pi d_3}{P_{bn}}, \text{ тогда}$$

$$\operatorname{tg} \beta_{W12} = \operatorname{tg} \beta_{12} \frac{d_{W2}}{d_2}, \quad (2)$$

$$\operatorname{tg} \beta_{W34} = \operatorname{tg} \beta_{34} \frac{d_{W3}}{d_3}. \quad (3)$$

$$\text{Но } F_{43}^t = F_{12}^t \frac{d_{W2}}{d_{W3}}, \text{ следовательно, } F_{12}^t \operatorname{tg} \beta_{12} \frac{d_{W2}}{d_2} = F_{12}^t \frac{d_{W2}}{d_{W3}} \operatorname{tg} \beta_{34} \frac{d_{W3}}{d_3}$$

или $\operatorname{tg} \beta_{12} = \frac{d_2}{d_3} \operatorname{tg} \beta_{34}$ откуда

$$\operatorname{tg} \beta_{34} = \frac{\operatorname{tg} \beta_{12}}{d_2/d_3} = \frac{\operatorname{tg} \beta_{12}}{x\lambda}, \quad (4)$$

где β_{12} и β_{34} – углы наклона зубьев на делительных цилиндрах колёс Z_2 и Z_3 ,

$$\frac{d_2}{d_3} = \frac{m_{12} Z_2 \cos \beta_{34}}{m_{34} Z_3 \cos \beta_{12}} = x\lambda \frac{\cos \beta_{34}}{\cos \beta_{12}},$$

$$d_{W2} = d_2 \frac{\cos \alpha_{t12}}{\cos \alpha_{tW12}}, \quad d_{W3} = d_3 \frac{\cos \alpha_{t34}}{\cos \alpha_{tW34}}.$$

Для наиболее часто употребляемых значений β_{12} и β_{34} , равных $8^\circ \dots 25^\circ$,

принимая $\alpha_{t12} = \alpha_{t34} = \alpha$. Тогда $d_{W2} = d_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{tW12}}$, $d_{W3} = d_3 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{tW34}}$ и

$$\frac{d_{W2}}{d_{W3}} = x\lambda \frac{\cos \beta_{34}}{\cos \beta_{12}} \cdot \frac{\cos \alpha_{tW34}}{\cos \alpha_{tW12}}. \quad (5)$$

Полученное условие уравнивания осевых сил не зависит от числа сателлитов, при $k \geq 2$.

Генеральные уравнения для подбора чисел зубьев колёс формируются совместным решением условия передаточного отношения (6), соосности (7) и сборки (8) [1].

$$i_{1H}^{(4)} = 1 + \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3}, \quad (6)$$

$$\lambda(Z_1 + Z_2) \frac{\cos \alpha_{tW34}}{\cos \alpha_{tW12}} = (Z_4 - Z_3) \frac{\cos \beta_{12}}{\cos \beta_{34}}, \quad (7)$$

$$\frac{Z_1}{k} \left(1 + \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3} \right) - \frac{Z_2}{Z_3} Q = P. \quad (8)$$

Из (6) имеем

$$i_{1H}^{(4)} - 1 = \frac{Z_4}{Z_1} x \rightarrow Z_4 = Z_1 \frac{i_{1H}^{(4)} - 1}{x}. \quad (9)$$

Из (8)

$$\frac{Z_1}{k} i_{1H}^{(4)} - xQ = P, \quad Z_1 = \frac{k(P + Qx)}{i_{1H}^{(4)}}. \quad (10)$$

Из (7)

$$Z_1 + Z_2 = \frac{Z_4 - Z_2}{\lambda} \frac{\cos \alpha_{tW12}}{\cos \alpha_{tW34}} \frac{\cos \beta_{12}}{\cos \beta_{34}};$$

$$Z_1 + Z_2 = \frac{Z_4 x - Z_2}{x\lambda} \frac{\cos \alpha_{tW12}}{\cos \alpha_{tW34}} \frac{\cos \beta_{12}}{\cos \beta_{34}};$$

$$x\lambda(Z_1 + Z_2) \frac{\cos \alpha_{tW34}}{\cos \alpha_{tW12}} \frac{\cos \beta_{34}}{\cos \beta_{12}} = \frac{Z_1(i_{1H}^{(4)} - 1)}{x} x - Z_2;$$

$$x\lambda Z_1 \frac{\cos \alpha_{tW34}}{\cos \alpha_{tW12}} \frac{\cos \beta_{34}}{\cos \beta_{12}} + x\lambda Z_2 \frac{\cos \alpha_{tW34}}{\cos \alpha_{tW12}} \frac{\cos \beta_{34}}{\cos \beta_{12}} = Z_1(i_{1H}^{(4)} - 1) - Z_2;$$

$$Z_2 \cdot \left(x\lambda \frac{\cos \alpha_{tW34}}{\cos \alpha_{tW12}} \frac{\cos \beta_{34}}{\cos \beta_{12}} + 1 \right) = Z_1 \left(i_{1H}^{(4)} - 1 - x\lambda \frac{\cos \alpha_{tW34}}{\cos \alpha_{tW12}} \frac{\cos \beta_{34}}{\cos \beta_{12}} \right);$$

$$Z_2 = Z_1 \frac{i_{1H}^{(4)} - 1 - x\lambda \frac{\cos \alpha_{tW34}}{\cos \alpha_{tW12}} \frac{\cos \beta_{34}}{\cos \beta_{12}}}{x\lambda \frac{\cos \alpha_{tW34}}{\cos \alpha_{tW12}} \frac{\cos \beta_{34}}{\cos \beta_{12}} + 1}. \quad (11)$$

или

$$Z_2 = Z_1 \frac{i_{1H}^{(4)} - 1 - \frac{d_{W2}}{d_{W3}}}{\frac{d_{W2}}{d_{W3}} + 1}. \quad (12)$$

При $d_{W2}/d_{W3} = 1$

$$Z_2 = Z_1 \frac{i_{1H}^{(4)} - 1 - 1}{1 + 1}, \quad (13)$$

$$Z_3 = Z_2/x. \quad (14)$$

2. Решение типовых задач. Определение чисел зубьев колёс с косыми зубьями механизма АІ и уравновешенными осевыми силами.

Для нулевых зацеплений колёс $\alpha_{iW12} = \alpha_{iW34} = \alpha$; $x\lambda = 1$; $\frac{d_{W2}}{d_{W3}} = 1$.

При известном передаточном отношении $i_{1H}^{(4)} = 6$ и количестве сателлитов $k = 3$ выбираются углы зацепления $\alpha_{iW12} = \alpha_{iW34} = 20^\circ$, углы наклона зубьев $\beta_{34} = \beta_{12} = 25^\circ$. Определяются числа зубьев колёс

$$Z_1 = \frac{k(P+Qx)}{i_{1H}^{(4)}} = \frac{3(20+20 \cdot 1)}{6} = 20, \quad Z_2 = Z_1 \frac{i_{1H}^{(4)} - 2}{2} = 20 \frac{6-2}{2} = 40,$$

$$Z_3 = Z_2/x = 40/1 = 40, \quad Z_4 = Z_1(i_{1H}^{(4)} - 1) = 20(6-1) = 100.$$

Подобранные числа зубьев колёс проверяются на условие соседства сателлитов

$$(Z_1 + Z_2) \sin \frac{\pi}{k} > Z_2 + 2, \quad (20 + 40) \cdot 0,866 > 40 + 2,$$

условие выполняется.

Проверяем условие незаклинивания зубьев колёс Z_3, Z_4 [2]

$$\frac{Z_3}{\cos^3 \beta_{34}} > 20; \frac{Z_4}{\cos^3 \beta_{34}} > 85; \frac{Z_4 - Z_3}{\cos^3 \beta_{34}} > 8,$$

$$\frac{40}{\cos^3 25^\circ} > 20; \frac{100}{\cos^3 25^\circ} > 85; \frac{100 - 40}{\cos^3 25^\circ} > 8,$$

условия незаклинивания зубьев колёс Z_3, Z_4 выполняется.

Нулевые зацепления колёс $\alpha_{iW12} = \alpha_{iW34} = \alpha$, $x\lambda \neq 1$.

Пусть передаточное отношение механизма $i_{1H}^{(4)} = 6,2$; количество сателлитов $k = 3$.

Принимаем $x\lambda = 2$, $\beta_{12} = 20^\circ$ тогда согласно (4, 5)

$$\beta_{34} = \arctg \frac{\operatorname{tg} \beta_{12}}{x\lambda} = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{2} = 10,3^\circ,$$

$$\frac{d_{W2}}{d_{W3}} = x\lambda \frac{\cos \beta_{34}}{\cos \beta_{12}} \frac{\cos \alpha_{iW34}}{\cos \alpha_{iW12}} = 2 \frac{0,984}{0,939} \cdot 1 = 2,1.$$

Найдем числа зубьев колёс:

$$Z_1 = k \frac{P+Qx}{i_{1H}^{(4)}} = 3 \frac{32+15 \cdot 2}{6,2} = 30,$$

$$Z_2 = Z_1 \frac{i_{1H}^{(4)} - 1 - \frac{d_{W2}}{d_{W3}}}{\frac{d_{W2}}{d_{W3}} + 1} = 30 \frac{6,2 - 1 - 2,1}{2,1 + 1} = 30,$$

$$Z_3 = Z_2/x = 30/2 = 15,$$

$$Z_4 = Z_1 \frac{i_{1H}^{(4)} - 1}{x} = 30 \frac{6,2 - 1}{2} = 78.$$

Чтобы не допустить подрез зубьев нулевого колеса Z_3 , увеличиваем числа зубьев в два раза. Проверяем подобранные числа зубьев на условие соседства сателлитов:

$$(Z_1 + Z_2) \sin \frac{\pi}{k} > Z_2 + 2; \quad (60 + 60) \cdot 0,866 > 60 + 2,$$

условие выполняется.

Проверяем подобранные зубья колёс $Z_3 - Z_4$ на незаклинивание:

$$\frac{60}{\cos^3 10,3^\circ} > 20; \frac{156}{\cos^3 10,3^\circ} > 85; \frac{156 - 60}{\cos^3 10,3^\circ} > 8,$$

условие выполняется.

Смещенные зацепления колёс $\alpha_{iW12} = 27^\circ$, $\alpha_{iW34} = 21^\circ$, $x\lambda = 1$, $\beta_{12} = 20^\circ$.

Пусть $i_{1H}^{(4)} = 8,2$; $k = 3$. Согласно (4) $\beta_{34} = 20^\circ$,

$$\frac{d_{W2}}{d_{W3}} = x\lambda \frac{\cos \beta_{34}}{\cos \beta_{12}} \frac{\cos \alpha_{iW34}}{\cos \alpha_{iW12}} = \frac{\cos 21^\circ}{\cos 27^\circ} = \frac{0,933}{0,891} = 1,5.$$

Найдем числа зубьев колёс

$$Z_1 = k \frac{P+Qx}{i_{1H}^{(4)}} = 3 \frac{40+1 \cdot 1}{8,2} = 15, \quad Z_2 = Z_1 \frac{i_{1H}^{(4)} - 1 - \frac{d_{W2}}{d_{W3}}}{\frac{d_{W2}}{d_{W3}} + 1} = 15 \frac{8,2 - 1 - 1,5}{1,05 + 1} = 45,$$

$$Z_3 = Z_2/x = 45/1 = 45. \quad Z_4 = Z_1(i_{1H}^{(4)} - 1) = 15 \cdot (8,2 - 1) = 108.$$

Проверяем подобранные числа зубьев на условие соседства сателлитов

$$(Z_1 + Z_2) \sin \frac{\pi}{k} > Z_2 + 2, \quad (15 + 45) \cdot 0,866 > 45 + 2,$$

условие выполняется.

Коэффициенты смещения выбираем по блокирующим контурам для прямозубых эвольвентных зацеплений.

Зацепление колёс $Z_1 - Z_2$

$$Z_1^{\exists} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta_{12}} = \frac{15}{\cos^3 20^\circ} = \frac{15}{0,828} = 18,1,$$
$$Z_2^{\exists} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta_{12}} = \frac{45}{\cos^3 20^\circ} = \frac{45}{0,828} = 54,3.$$

Ближайший блокирующий контур $Z_1 = 18, Z_2 = 50$ (рис.141) [5]

$$x_1 + x_2 = \frac{(\text{inv } \alpha_{W12} - \text{inv } \alpha)(Z_1 + Z_2)}{2 \text{tg } \alpha} = \frac{0,023383 \cdot 60}{0,728} = 1,92.$$

Принимаем по блокирующему контуру $x_1 = 0,72, x_2 = 1,2$.

Зацепление колёс $Z_3 - Z_4$

$$Z_3^{\exists} = \frac{Z_3}{\cos^3 \beta_{34}} = \frac{45}{0,828} = 54,3, \quad Z_4^{\exists} = \frac{Z_4}{\cos^3 \beta_{34}} = \frac{108}{0,828} = 130,4.$$

Ближайший блокирующий контур $Z_3 = 50, Z_4 = 195$ рис.121 [4]

$$(x_4 - x_3) = \frac{(Z_4 - Z_3)(\text{inv } \alpha_{W34} - \text{inv } \alpha)}{2 \text{tg } \alpha} = \frac{63 \cdot 0,00244}{0,728} = 0,211;$$
$$x_3 = 0,6; \quad x_4 = 0,811.$$

Выводы. Рассмотрен синтез планетарного механизма типа А1 с косозубыми колёсами и уравновешенными осевыми силами, позволяющими передавать значительно большие мощности, чем при прямозубых колёсах. Повышается плавность движения механизма. Приведены расчетные зависимости и типовые примеры синтеза для нулевых и смещенных зацеплений колёс.

Список литературы: 1. *Ткаченко В.А.* Планетарные механизмы. (Оптимальное проектирование). Харьков, "ХАИ", 2003. – 445с. 2. *Теория механизмов и машин.* Под ред. К.В.Фролова. М.: Высшая школа, 1987. – 496с. 3. *Болотовский И.А., Гурьев Б.И., Смирнов В.Э. и др.* Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления. М.: Машиностроение, 1974. – 157с. 4. *Болотовский И.А., Гурьев Б.И., Смирнов В.Э. и др.* Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внутреннего зацепления. М.: Машиностроение, 1977. – 191с. 5. *Болотовская Т.П., Болотовский И.А., Смирнов В.Э.* Справочник по коррегированию зубчатых колёс. М.: Машгиз, 1962. – 215с.

Поступила в редколлегию 25.04.09

УДК 621.771

П.В. КРОТ, к.т.н., ИЧМ им. З.И. Некрасова НАН Украины, г. Днепропетровск

ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В МНОГОПОТОЧНОМ РЕДУКТОРНОМ ПРИВОДЕ СЛЯБИНГА

Виконано аналіз обертальних коливань у нелінійній системі с зазорами багатопотокового редукторного приводу слябінгу. Досліджені перехідні параметричні резонанси в лінії приводу. Показано, що динамічні навантаження у зчепленнях залежать також від кугової відстані між центрами вхідних шестерень на вихідному зубчастому колесі.

An analysis is fulfilled of the parametric torsional oscillations in the nonlinear system with backlashes of the branched geared drive of slabbing. The transient parametric resonances are investigated in the drive train. It is shown that dynamic loads also depend on angular distance between the centers of input shafts on the output gear wheel.

Введение. Повышенная динамика в редукторных приводах прокатных станов изначально обусловлена спецификой технологического процесса (постоянные захваты и выбросы металла валками), а также сложными условиями эксплуатации оборудования (увеличенный износ и зазоры в линии привода). Наличие зазоров в кинематических парах и соединениях механических систем существенно влияет на динамические нагрузки в линии привода. Особенно значительным оказывается влияние зазоров в приводах механизмов, работающих в условиях систематического реверсирования или быстрого ступенчатого приложения нагрузки при захватах и выбросах заготовки валками слябінга. Кроме этих причин существуют и другие факторы динамики, которые часто не учитываются при проектировании редукторов, если их рассматривать отдельно от всей линии привода в целом. Например, периодические изменения жесткости упругих связей в зубчатых зацеплениях редуктора даже при постоянной нагрузке привода могут приводить в определенных диапазонах скорости к появлению резонансных крутильных колебаний, сопоставимых по амплитуде с переходными колебаниями.

Постановка проблемы. Проведены исследования* нового четырехдвигательного редуктора вертикальных валков слябінга, которые были вызваны отказами в виде поломок зубьев, износа корпуса в подшипниковых опорах, возникшими вскоре после ввода его в эксплуатацию. Предыдущий привод вертикальной клетки слябінга, также исследованный в ИЧМ ранее [1], включал только один электродвигатель с горизонтальным валом, который передавал момент на вертикальные валки через две конические передачи. Повышенная вибрация нового редуктора наблюдалась и после замены шестерен,

* В исследованиях участвовали В.В. Вернев, А.П. Даличук, А.М. Юнаков.