

При  $j_1 = 1$  центроиды обоих колес имеют одинаковые очертания. При этом передаточное число передачи равно единице.

При  $j_1 = 2$  центроида ведущего колеса имеет ось вращения, совпадающая с центром фигуры «эллипса». В этом случае при передаточном числе  $u = 1$  оба колеса имеют одинаковые очертания, приближающиеся к овальным.

Количество максимальных значений  $j_2$  радиусов центроиды ведомого колеса при известном количестве  $j_1$  максимальных значений радиуса центроиды ведущего колеса будет равно

$$j_2 = u \cdot j_1.$$

При этом число  $j_1$  задается равным количеству максимальных значений передаточной функции, реализуемой парой некруглых зубчатых колес.

**Выводы.** Таким образом, получены уравнения функции передаточного отношения передачи эллипсоидальными зубчатыми колесами. Получены также расчетные зависимости для определения радиусов центроид, длин центроид, числа зубьев и угла наклона зубьев. Даны также рекомендации по определению параметров, входящих в передаточную функцию.

**Список литературы:** 1. *Кожевников С.Н.* Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 584с. 2. *Литвин Ф.Л.* Некруглые зубчатые колеса. – М. – Л.: Машгиз, 1956. – 312с. 3. *Утутов Н.Л., Носко П.Л., Филь П.В.* Основы теории и проектирования передач некруглыми зубчатыми колесами. – Луганск: Вид-во СНУ ім. В.Даля, 2005. – 320с. 4. *Бронштейн И.Н., Семендяев К.А.* Справочник по математике. – М.: Физматгиз, 1962. – 608с. 5. *Северюк В.Н., Утутов Н.Л.* Геометрия некруглых цилиндрических передач // Локомотивостроение. Респ. межвед. научно-техн. сб. Вып. 6. – Харьков: Вища школа, 1974. – С.36-44. 6. *Утутов Н.Л.* Определение длины центроиды некруглых зубчатых колес // Теория механизмов и машин. Вып. 26. Респ. межвед. научно-техн. сб. – Харьков: Вища школа, 1979. – С.73-76. 7. *Утутов Н.Л., Карпов А.П.* Методика расчета передач некруглыми зубчатыми колесами // Вестник нац. техн. ун-та «ХПИ». Вып.12, Харьков, 2001. – С.27-32. 8.

Поступила в редакцию 04.04.2006

УДК 621.833

***В.О. МАЛАЩЕНКО***, д.т.н., проф. НУ „Львівська політехніка”

***І.Є. КРАВЕЦЬ***, здобувач, НУ „Львівська політехніка”

***О.І. СОРОКІВСЬКИЙ***, к.т.н., доц., НУ „Львівська політехніка”

## **ПРОБЛЕМИ ДОВГОВІЧНОСТІ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ ВІДКРИТИХ ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ ВУГЛЕРОЗМЕЛЮВАЛЬНИХ МЛІНІВ**

Розглянуто умови роботи, монтажу та регулювання зубчатого зацеплення за величиною радіального зазору великогабаритної приводної пари. Проаналізовано основні чинники, що впливають на величину спрацювання зубців шестірні та колеса.

In the article of the working condition, mounting and regulation of a tooth's on value of a radial space of a large drive pair couple of a gear drive is reviewed. The basic constituents, which one influence value of wearing tooth's of sprockets of a gear drive, are parsed.

**Постановка проблеми.** На Добротвірській ТЕС поряд із сучасними вуглерозмелювальними млинами застосовуються кульово-барабанні типу ШБМ, складовою частиною механічного привода яких є відкрита зубчаста передача з прямими зубцями. Така великогабаритна передача разом з муфтами лімітують довговічність всього кінематичного ланцюга агрегату. Тому вивчення основних чинників, що впливають на термін служби цих пристроїв, є актуальною проблемою для машинобудування [1,4].

**Основний зміст роботи.** Із кінематичної схеми млина (рис.1) і роботи [3] відомо, що шестірня цієї передачі розміщена на валу, який спирається на два підшипники кочення, що розташовані в окремому корпусі. Зубчастий вінець колеса складається з 3...4-х сегментів, що закріплюються болтами безпосередньо до спеціальної поверхні барабана млина (рис.1).

За технічною документацією шестірня виготовляється із сталі 45 з об'ємним гартуванням до твердості робочих поверхонь зубців 240...280 НВ, а кожна частина зубчастого вінця колеса окремо відлита із ливарного чавуну. Тобто об'єктом досліджень є передача, що має параметри, які наведено в табл. 1.

Початкові показники цієї передачі наступні. Зубці шестірні та колеса безперервно працювали без реверсування 3600 годин, але проте інша сторона профілів зубців колеса була раніше спрацьована до допустимих норм.

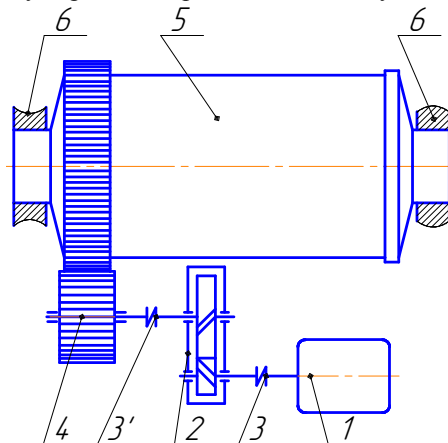


Рис.1. Кінематична схема привода млина Ш-12:

1 – електродвигун; 2 – закритий редуктор; 3 – пружна втулково-пальцева муфта; 3' - зубчаста муфта; 4 – відкрита зубчаста передача; 5– барабан; 6 – опори.

Розміри великогабаритної зубчастої передачі

| Назва параметру                       | Одиниці вимірювань | Зубчасті колеса |        |
|---------------------------------------|--------------------|-----------------|--------|
|                                       |                    | шестірня        | колесо |
| Модуль зубців                         | мм                 | 20              | 20     |
| Висота зубців                         | мм                 | 45              | 45     |
| Висота головки зубців                 | мм                 | 32              | 8      |
| Висота ніжки зубців                   | мм                 | 13              | 37     |
| Радіальний зазор                      | мм                 | 5               | 5      |
| Коефіцієнт зміщення                   |                    | +0,6            | -0,6   |
| Ділильні діаметри                     | мм                 | 580             | 4400   |
| Діаметри вершин                       | мм                 | 644             | 4416   |
| Діаметри впадин                       | мм                 | 554             | 4326   |
| Товщина зубців на ділильних діаметрах | мм                 | 40,136          | 40,136 |

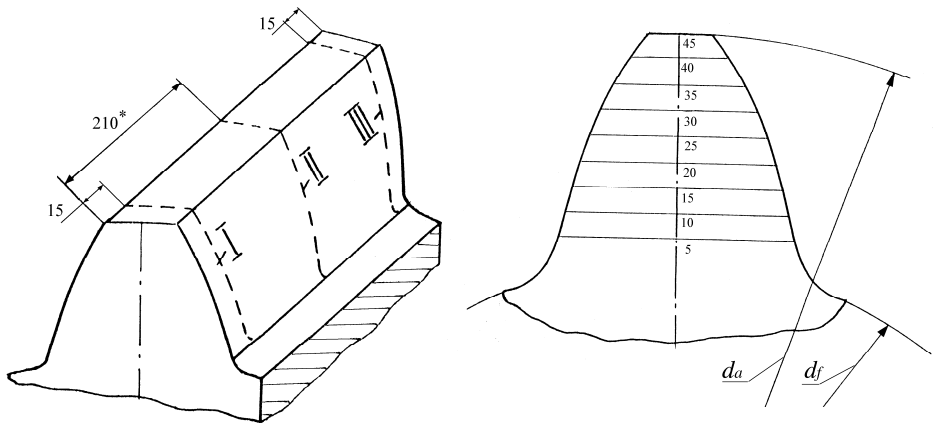


Рис.2. Рівні та площини вимірювань товщини зубців

Візуальний аналіз стану робочих поверхонь зубців зубчастих коліс показав, що їхні профілі за цей термін роботи суттєво зносилися, причому мала місце характерна нерівномірність спрацювання як за висотою так і за шириною зубців шестірні та колеса. Кількісний аналіз цього явища проведено вимірюванням товщини зубців за висотою з кроком 5 мм на трьох взаємно паралельних площинах (рис.2).

Методика проведення дослідів безпосередньо у виробничих умовах повно викладена у роботі [3], а за одержаними результатами побудовані графіки залежностей товщини зубців від рівня вимірювання (рис.3).

Для визначення величини спрацювання зубців будувались евольвентні їх профілі за розробленою методикою [2], на які накладались дійсні профілі, що одержані за результатами вимірювань.

Результати комп'ютерних обчислень наведено на рис.4.  
 Порівнюючи графіки (рис.3 і 4), одержано значення спрацювання робочих профілів зубців шестірни та колеса (табл.2).

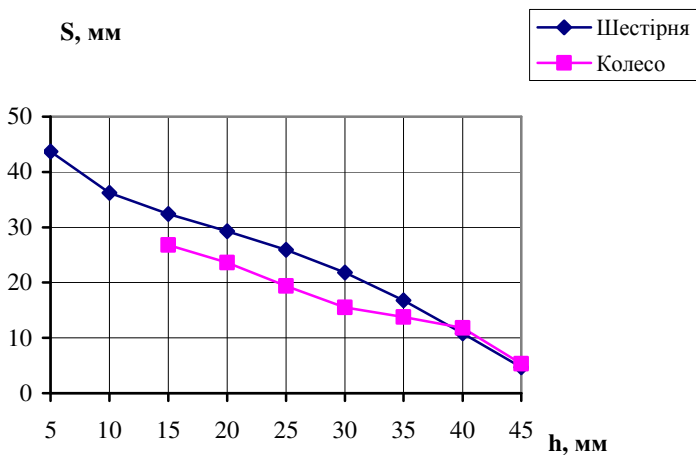


Рис.3. Залежність товщини зубців від рівня вимірювання

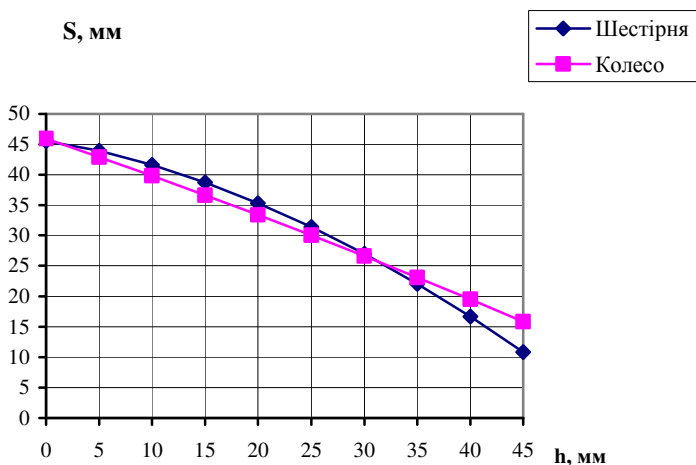


Рис.4. Результати комп'ютерних обчислень робочих профілів зубців

Таблиця 2

## Величина спрацювання профілів зубців

| Висота<br>зубців, мм | Шестірна     |               |                | Колесо       |               |                |
|----------------------|--------------|---------------|----------------|--------------|---------------|----------------|
|                      | Площина<br>I | Площина<br>II | Площина<br>III | Площина<br>I | Площина<br>II | Площина<br>III |
| 5                    | 0,301        | 0,267         | 0,001          | –            | –             | –              |
| 10                   | 5,212        | 5,478         | 5,512          | –            | –             | –              |
| 15                   | 5,955        | 6,355         | 6,222          | 10,180       | 9,847         | 9,480          |
| 20                   | 5,356        | 5,990         | 5,090          | 10,581       | 9,781         | 9,348          |
| 25                   | 5,049        | 5,482         | 4,149          | 12,865       | 10,632        | 10,832         |
| 30                   | 4,789        | 5,122         | 3,822          | 11,967       | 11,134        | 10,967         |
| 35                   | 4,821        | 5,221         | 3,988          | 9,055        | 9,255         | 9,222          |
| 40                   | 5,754        | 5,854         | 4,920          | 9,562        | 7,696         | 8,196          |
| 45                   | 6,022        | 6,122         | 5,288          | 12,691       | 10,491        | 10,491         |
| <b>13 (37)</b>       | <b>5,612</b> | <b>5,846</b>  | <b>5,012</b>   | <b>8,328</b> | <b>8,228</b>  | <b>8,394</b>   |

Примітка. Спрацювання профілів зубців колеса двосторонні.

**Висновки.**

1. За одержаними результатами встановлено, що зубці зубчатих коліс спрацьовуються нерівномірно. Профілі зубців шестірні інтенсивніше спрацьовуються ближче до площини II, а колеса – на площині I (рис.2), що підтверджує теоретичні розрахунки [3].

2. Встановлена також нерівномірність спрацювання профілів за висотою зубців. Зубці шестірні більш інтенсивно спрацьовуються біля кореня та вершини, а колеса – біля полюса зацеплення та вершин зубців, що в певній мірі співпадає з результатами робіт [2, 5].

3. Причинами такого явища здебільшого можуть бути такі, як недостатнє мащення зацеплення та утруднення точного регулювання зацеплення. Для усунення цих недоліків розроблено та запропоновано сучасні способи мащення і регулювання зацеплення під час монтажу передачі за величиною радіального зазору з застосуванням розробленого спеціального калібру. Такі заходи скеровані на покращення умов роботи передачі та збільшення довговічності великогабаритних зубчатих коліс.

**Список літератури:** 1. *Кириченко А.Ф.* Экспериментальное исследование условий контактирования зубьев цилиндрических зубчатых колес/ Вестник Машиностроения, 1980, №2, С.8...10. 2. *Кириченко А.Ф., Павлов А.И., Чайка Э.Г.* Компьютерное построение эвольвентного зацепления/ Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. - Вип.. 18, Харків, 2003, С.160...163. 3. *Малащенко В.О., Куновський Г.П., Петренко П.Я., Сороківський О.І.* Визначення глибини спрацювання зубців великогабаритної прямозубої передачі млинів/ Львів, Збірник наукових праць асоціації „Автобус”. Вип.. 4, 2000, С. 67...70. 4. *Носко П.Л., Муховатий А.А., Шишова Н.В.* Критерии работоспособности прямозубых цилиндрических передач с геометрией зубьев общего вида/ Луганск, Вісник СУНУ, науковий журнал, №12 (70), 2003, С.19...26. 5. *Шишов В.П.* Теория, математическое обеспечение и реализация синтеза высоконагруженных передач зацеплением для промышленного транспорта/ Дис. докт. техн. наук.- Луганск, 1994, 525 с.