

**Список литературы:** 1. Ковтушенко А.А., Копылов А.Ф., Лагутин С.А. Редукторы трубопрокатного оборудования // Вестник машиностроения. – 1985. – №10. – С.43-47. 2. Ковтушенко А.А., Лагутин С.А. Опыт оптимизации нормализованных редукторов металлургического оборудования // Тяжелое машиностроение. – 1990. – №5. – С.5-7. 3. Ковтушенко А.А., Лагутин С.А. Шестеренные клети прокатных станов // Тяжелое машиностроение. – 1998. – №4. – С.19-22. 4. Айрапетов Э.Л. и др. Совершенствование зубчатых муфт и шпинделей конструкции ЭЗТМ // Тяжелое машиностроение. – 2000. – №12. – С.13-15. 5. Ковтушенко А.А. и др. Комбинированные редукторы прокатных станов // Тяжелое машиностроение. – 2005. – №3. – С.13-15. 6. Пат. №1776211 СССР. МКИ В21 В35/12 Шестеренная клеть главного привода прокатного стана. (А.А. Ковтушенко и др.). 7. Пат. №2009742 РФ. МКИ В21 В35/12. Стан продольной прокатки профилей периодического сечения. (Б.А. Серман и др.). 8. Пат. №2162025 РФ. МКИ В21 Н1/14. Главная линия стана для прокатки шаров. (А.А. Ковтушенко и др.). 9. Пат. №2163174 РФ. МКИ В21 В13/06. Многооручевая вертикальная клеть продольной прокатки. (Б.А. Серман и др.).

Поступила в редколлегию 25.03.2013

УДК 621.833.38

**Редукторы главного привода прокатных станов / В.В. Бедняков, С.А. Лагутин, Е.А. Гудов** // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ". – 2013. – №40(1013). – С.17-25. – Библиогр.: 9 назв.

Узагальнено досвід Електросталського заводу важкого машинобудування в галузі проектування і виробництва спеціальних редукторів і шестерінчастих клітей головного приводу прокатних станов різного призначення: сортових та шаропркатних, прошивних та редукційних, станов холодної прокатки труб та станов для виробництва арматурного прокату. При їх проектуванні враховується специфіка роботи стану і перш за все циклограма навантажень в залежності як від номенклатури прокатуваних виробів, так і циклу прокатки однієї заготовки. Геометричні параметри зубчатих передач оптимізуються за критерієм контактної та згинальної рівномірності, як між ступеннями, так і в кожній з них. Передбачено та технологічно забезпечено виконання зубчатих передач з високоміцними, цементованими та шліфованими зубами.

**Ключові слова:** редуктор, шестерінчаста кліть, прокатний стан, циклограма навантажень.

The experience of the Electrostal Heavy Machinery Plant in the design and production of special gearboxes and gear stands for main drive of various rolling mills is summed up. The specifics of rolling and ball-rolling, piercing and reduction mills, mills for cold rolling tube and for the production of reinforcing bars are considered. The load sequence diagram depends both on the range of rolled products, and variable loadings in a rolling cycle of a workpiece. Geometric parameters of gears are optimized by contact and bending equal strength, as between the stages as within each of them. Carburizing, hardening and grinding of teeth are provided and secured technologically.

**Keywords:** reducer, gear stand, rolling mill, load sequence diagram.

УДК 62-23+519.863

**О.В. БОНДАРЕНКО**, к.т.н., старший викладач каф. ТММ і САПР НТУ "ХПИ";  
**О.В. УСТИНЕНКО**, к.т.н., доц., старший науковий співробітник каф. ТММ і САПР;  
**В.І. СЕРИКОВ**, к.т.н., доц., старший науковий співробітник каф. ТММ і САПР

### ПРОЕКТУВАННЯ ЗУБЧАТИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ДВОСТУПІНЧАСТИХ РЕДУКТОРІВ З РАЦІОНАЛЬНИМИ КОНСТРУКТИВНИМИ ПАРАМЕТРАМИ

Розглянута задача проектування зубчатих циліндричних двоступінчастих редукторів. Надана постановка задачі та вказані параметри проектування. Записані критерій та обмеження на параметри проектування. Розроблена методика та алгоритм розв'язання задачі. Проведені тестові розрахунки.

**Ключові слова:** проектування, редуктор, раціональні параметри, алгоритм.

**Актуальність задачі.** На сьогоднішній день у машинобудуванні для зміни обертового моменту та частоти обертання широко застосовуються зубчасті редуктори, найбільш яскравим та розповсюдженими представниками яких є циліндричні редуктори. Широко застосовуються двоступінчасті редуктори, які

© О.В. Бондаренко, О.В. Устиненко, В.І. Сериков, 2013

можуть бути виконані як у розгорнутій, так і у співвісній компоновках.

Складністю проектування такого типу приводів є розподілення передавальних чисел між ступеннями редуктора, а, як наслідок, обрання відповідних конструктивних параметрів. Також у ході проектування необхідно забезпечити рівномірність зубчастих зачеплень при головній вимозі – поліпшенні масогабаритних характеристик. З точки зору проектування редуктора, зазвичай, виділяють наступні найбільш значущі масогабаритні характеристики: міжосьова відстань (співвісні редуктори) чи сумарна міжосьова відстань, довжина та маса редуктору. У межах даної статті розглянуто проектування редуктору з раціональними конструктивними параметрами при прагненні досягти меншої міжосьової відстані.

Для розв'язання даного типу задач існує ряд підходів, але вибір з спектру можливих розв'язань є складним та суб'єктивним, тому в даному випадку доцільно використати підходи до проектування, які включають в себе деякі аспекти математичної оптимізації [1].

Таким чином, розв'язання задачі проектування зубчастих циліндричних двоступінчастих редукторів з раціональними конструктивними параметрами є актуальним для сучасного машинобудування.

### Конструктивні параметри проектування та критерій проектування.

Для обрання конструктивних параметрів, що визначають геометрію зубчастих зачеплень та редуктора в цілому, розглянемо кінематичну схему редуктора – рисунок 1. На ньому прийняті наступні позначення:  $m_\mu$  – відповідні модулі пар зубчастих коліс ( $\mu=1,2$ );

$z_{\mu,k}$  – відповідні числа зубців коліс,  $k$  – номер колеса у зачепленні ( $k=1$  – ведуче колесо,  $k=2$  – ведене колесо);  $\beta_\mu$  – кути нахилу зубців у зачепленнях.

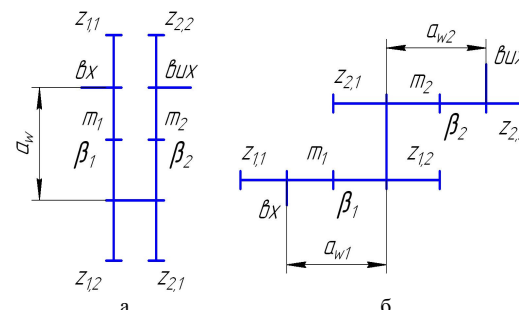


Рисунок 2 – Схема двоступінчастого редуктору: а – співвісна схема; б – розгорнута схема

Функцію критерію представимо у вигляді [2, 3]:

- для розгорнутої компоновки, як суму міжосьових відстаней (при сумарному коефіцієнті зміщення  $x_\Sigma = 0$ ) окремих зачеплень:

$$F_a = \sum_{\mu=1}^2 a_{w\mu} = \sum_{\mu=1}^2 \frac{0.5 \cdot m_\mu \cdot (z_{\mu,1} + z_{\mu,2})}{\cos(\beta_\mu)}, F_a \rightarrow \min; \quad (1)$$

- для співвісної компоновки:

$$F_a = a_{w1} = a_{w2} = \frac{0.5 \cdot m_1 \cdot (z_{1,1} + z_{1,2})}{\cos(\beta_1)} = \frac{0.5 \cdot m_2 \cdot (z_{2,1} + z_{2,2})}{\cos(\beta_2)}, F_a \rightarrow \min. \quad (2)$$

Такий вигляд цільової функції дає змогу зменшити міжосьову відстань (чи сумарну міжосьову відстань) редуктора.

Розглядаючи цільову функцію вкажемо на змінні проектування. Це:  $m_\mu$  – відповідні модулі пар зубчастих,  $z_{\mu,k}$  – відповідні числа зубців коліс,  $\beta_\mu$  – кути нахилу зубців у зачепленнях. Для зменшення кількості змінних проекту-

вання, було запропоновано деякі з параметрів ( $z_{2,2}$ ,  $\beta_\mu$ ) розраховувати через інші змінні (дивись алгоритм далі). Тоді кількість змінних проектування для даного типу редуктора буде дорівнювати 5.

**Обмеження та функціональні залежності між конструктивними параметрами.**

1) Міжосьові відстані зачеплень при співвісній компоновці повинні бути рівні між собою, тобто:

$$a_{w1} = a_{w2}. \quad (3)$$

2) Зубці коліс повинні мати необхідну контактну витривалість:

$$\sigma_{H\mu} \leq \sigma_{HP\mu}. \quad (4)$$

3) Зубці коліс повинні мати необхідну згинну витривалість:

$$\sigma_{F\mu,k} \leq \sigma_{FP\mu,k}. \quad (5)$$

4) Модуль зубців є основним параметром зубчастого зачеплення. Вони стандартизовані (ГОСТ 9563–80). Приймаємо для розрахунків наступний ряд:

$$m_\mu = 1; \dots; 6 \text{ мм}. \quad (6)$$

5) Числа зубців коліс повинні приймати цілі значення (мають бути натуральними –  $N$ ), а також обмежені верхнім та нижнім значенням з міркувань технології виготовлення:

$$z_{\mu,k} \in N; \quad z_{\min} \leq z_{\mu,k} \leq z_{\max}. \quad (7)$$

6) З вимоги габаритного співвідношення зубчастих коліс передавальні числа не повинні перевищувати певне значення ( $u_{\max}$ ):

$$u_\mu = \frac{\max(z_{\mu,1}, z_{\mu,2})}{\min(z_{\mu,1}, z_{\mu,2})} \leq u_{\max}. \quad (8)$$

7) Кути нахилу зубців зубчастих коліс повинні бути у межах від  $\beta_{\min}$  до  $\beta_{\max}$ :

$$\beta_{\min} \leq \beta_\mu \leq \beta_{\max}. \quad (9)$$

8) Коефіцієнт ширини вінця також обмежується крайнім значенням:

$$\Psi_{bd\mu} \leq \Psi_{bd\mu_{\max}}. \quad (10)$$

9) Повинна виконуватися умова відсутності загострення зубців по їх товщині на колі вершин:

$$S_{a\mu} \leq 0.4 \cdot m_\mu. \quad (11)$$

**Метод та алгоритм розв'язання задачі.** З усього різноманіття методів та підходів було обрано зондування простору параметрів [4], де у якості пробних точок в одиничному багатомірному кубі використовуються точки ЛПТ-последовності. Метод ЛПТ-пошуку дозволяє оперувати значною кількістю параметрів (до 51) та кількістю рівномірно-розподілених пробних точок (до  $2^{20}$ ).

Теорія та властивості *ЛПТ-рівномірно-розподіленої последовності* докладно розглянуті [5].

Для розв'язання задачі запропоновано підхід, який може бути проілюстрований наступним алгоритмом проектування редукторів з раціональними конструктивними параметрами (рисунок 2).

Представлений алгоритм побудований на концепції поступового зменшення міжосьової відстані на фіксовану величину, знаходженні (зондуванням простору пробними ЛПТ-точками) та дослідженні при цій міжосьовій відстані можливих комбінацій параметрів проектування.

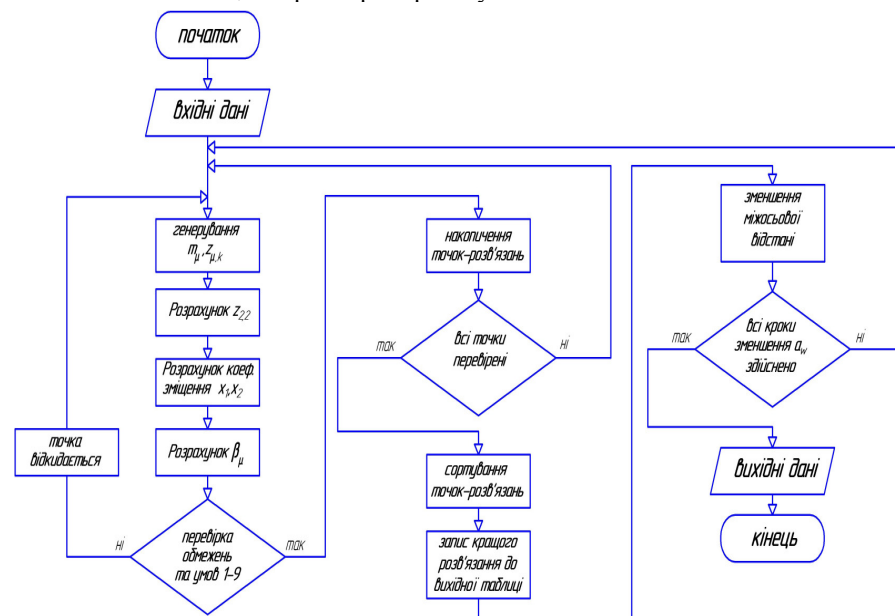


Рисунок 2 – Схема алгоритму проектування

Деякі моменти реалізації алгоритму розглянемо далі більш докладно. Генерування ЛПТ-последовності у просторі параметрів "модулі – числа зубців" та розрахунок  $z_{22}$  дивись в [6].

Розрахунок коефіцієнтів зменшення похідного контуру здійснюється за наступною залежністю [7] (при умові  $x_1 = -x_2$ ):

$$x_\mu^* = (0.015 \cdot z_\mu^* - 0.04) \cdot \sqrt{u_\mu - 1}, \quad z_\mu^* = \min(z_{\mu,1}, z_{\mu,2}). \quad (12)$$

У залежності (12)  $x_\mu^*$  – коефіцієнт зменшення меншого колеса у зачепленні.

Визначення кутів нахилу здійснюється за міжосьовою відстанню та параметрами проектування:

$$\beta_\mu = \arccos\left(\frac{0.5 \cdot m_\mu \cdot (z_{\mu,1} + z_{\mu,2})}{a_{w\mu}}\right). \quad (13)$$

Перевірка обмежень для пробних точок здійснюється у последовності, що дозволяє зменшити загальний час оптимізації (з урахуванням об'єму математичних обчислень). Пробна точка проходить последовно перевірку за числовими та функціональними обмеженнями рівності та нерівності, і, якщо вона не задовольняє на певному етапі якійсь вимозі, то відкидається, а последовну перевірку починає наступна точка.

Всі точки, що пройшли перевірку записуються у відповідний масив, що потім сортується за будь-яким якісним показником редуктора. Запропоновано

розглянути найбільш розповсюджений показник для редукторів – приблизно однакове занурення коліс у масляну ванну. Цей показник забезпечується відповідним співвідношенням розмірів зубчастих коліс редуктора:

$$\frac{\max(\max(d_{1,1}, d_{1,2}), \max(d_{2,1}, d_{2,2}))}{\min(\max(d_{1,1}, d_{1,2}), \max(d_{2,1}, d_{2,2}))} \rightarrow \min. \quad (14)$$

Кращий варіант записується до таблиці можливих розв'язань.

Потім зменшується значення міжосьової відстані і проводиться дослідження нового простору параметрів. Зменшення міжосьової відстані здійснюється на фіксовану величину ( $\Delta a_w$ ) за кінцеве число кроків ( $N$ ), які мають повністю вичерпати усі резерви редуктора по зменшенню міжосьової відстані, при одночасному забезпеченні навантажувальної здатності зубчастих коліс:

$$a_{wj} = a_{w(j-1)} - \Delta a_w, j=1..N. \quad (15)$$

**Приклад розв'язання задачі проектування редуктора з раціональними параметрами.** У якості приклада наведено циліндричний двоступінчастий співвісний редуктор до фланцевого електродвигуна, КРЗ. Він має наступні конструктивні параметри:  $m_1 = 1,25\text{мм}$ ,  $m_2 = 1,5\text{мм}$ ,  $\beta_1 = 16^\circ 16'$ ,  $\beta_2 = 8^\circ 07'$ ,  $z_{11} = 35$ ,  $z_{12} = 87$ ,  $z_{21} = 21$ ,  $z_{22} = 84$ ,  $a_w = 80\text{мм}$ . Відповідно до особливостей конструкції, технологічних та технічних обмежень, що на неї накладені, прийняті наступні основні вхідні дані для числового експерименту.

*Числові обмеження на змінні проектування:*

$$m_\mu \text{ згідно умові (7); } z_{\mu,k\_min} = 13, z_{\mu,k\_max} = 100; \beta_{\mu\_min} = 0^\circ, \beta_{\mu\_max} = 30^\circ.$$

*Вхідні дані, що відповідають конструкторським та технологічним вимогам:*

$T_{ex} = 5\text{Н}\cdot\text{м}$  – обертовий момент на вхідному валу;  $n_{ex} = 1500\text{об/хв}$  – частота обертання вхідного валу;  $i_{ред} = 9,9428$  – передавальне відношення редуктора за абсолютною величиною;  $HB_\mu = 350$ , – твердість зубчастих коліс для всіх зачеплень за Бринелем; ступінь точності для всіх зубчастих зачеплень – 8; ресурс – 10000г.; крок зменшення міжосьової відстані –  $\Delta a_w = 3\text{мм}$ .

Результати числового експерименту зведено у таблицю.

Таким чином, бачимо, що у результаті проведених розрахунків отримали нові параметри редуктора та міжосьову відстань  $a_w = 71\text{мм}$  проти базового значення  $a_w = 80\text{мм}$ .

#### Висновки:

1. Розглянута актуальність поставленої задачі та доведена необхідність розробки підходу до проектування редукторів з раціональними параметрами на основі окремих аспектів математичної оптимізації.

2. Записана цільова функція для запропонованого критерію та обмеження на змінні проектування. Структура цільової функції дає змогу зменшити суму міжосьових відстаней усіх зачеплень, а при наявності умови їх рівності між собою зберегти конструктивне розташування коліс та валів.

3. Розроблено методику та алгоритм процесу проектування редукторів, що базується на використанні ЛПТ-пошуку та поступового наближення до найбільш раціонального варіанту, що дозволяє якісно та з мінімальними витратами часу провонити розв'язання задачі.

4. Результати розрахунків на прикладі співвісного редуктора підтверджують коректність приведенного підходу: знайдене менше значення міжосьової відстані відносно прототипу при виконанні умов навантажувальної здатності зачеплень.

**Список літератури:** 1. *Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К.* Оптимизация в технике: Пер. с англ. – М.: Мир 1986. – Т.1. – 349с. 2. *Бондаренко О.В.* Критерії та шляхи оптимізації тривалих коробок передач / *Бондаренко Олексій, Устиненко Олександр* // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут": збірник наукових праць: тематичний випуск "Машинознавство та САПР". – Харків: НТУ "ХПІ", 2009. – №19. – С.14-18. 3. *Бондаренко А.В.* Оптимізація тривалих коробок передач по критерію мінімального межосевого расстояния / *Алексей Бондаренко, Александр Устиненко* // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут": збірник наукових праць: тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2008. – №28. – С.110-115. 4. *Соболь И.М., Статников Р.Б.* Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Наука, 1981. – 107с. 5. *Бондаренко О.В.* Суміщення методів ЛПТ-пошуку та звуження околіл при оптимізації тривалих коробок передач / *Бондаренко Олексій* // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ", 2010. – №1. – С.78-84. 6. *Бондаренко О.В.* Оптимізації співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритними характеристиками на прикладі тривалих коробок передач / *Олексій Бондаренко, Олександр Устиненко* // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут": збірник наукових праць: тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2012. – №22. – С.16-27. 7. *Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А. и др.* Курсовое проектирование деталей машин. – Л.: Машиностроение 1984. – 400с.

Надійшла до редколегії 09.03.2013

УДК 62-23+519.863

**Проектування зубчастих циліндричних двоступінчастих редукторів з раціональними конструктивними параметрами** / О.В. Бондаренко, О.В. Устиненко, В.І. Сериков // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №40(1013). – С.25-30. – Бібліогр.: 7 назв.

Рассмотрена задача проектирования зубчатых цилиндрических двухступенчатых редукторов. Приведена постановка задачи и указаны переменные проектирования. Записаны критерий и ограничения на параметры проектирования. Разработана методика и алгоритм решения задачи. Проведены тестовые расчеты.

**Ключевые слова:** проектирование, редуктор, рациональные параметры, алгоритм.

The problem of gearbox design is considered. Problem performance and variable gearings for design are described. An objective functions and limits on the variable planning are written. The algorithm of gearbox design is presented. Numerical experiments were performed.

**Keywords:** design, gearbox, rational parameters, algorithm.

УДК 621.833

**В.Н. ВЛАСЕНКО**, к.т.н., директор ООО "НИИ "Редуктор", Киев;  
**И.В. ДОБРОВОЛЬСКАЯ**, аспирант ЧВУЗ "Европейский университет", Киев

### СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ НОРМАТИВНОЙ БАЗЫ ТК-47 "МЕХАНИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ" ПО МЕТОДАМ ИСПЫТАНИЙ РЕМНЕЙ И ЛЕНТ КОНВЕЙЕРОВ

Рассмотрены работы ТК-47 "Механические приводы" при создании подгруппы гармонизированных со стандартами ISO подгруппы стандартов типа ДСТУ ISO на методы испытания ремней и лент конвейеров.

**Ключевые слова:** методы испытания, ремни, ленты конвейеров.

© В.М. Власенко, І.В. Добровольська, 2013