

**Список літератури:** 1. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.2 / Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мецержкова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 656с. 2. Гулида Э.Н. О чистоте боковых поверхностей круговинтовых зубьев, нарезанных червячными фрезами // Сб. Локомотивостроение, технология машиностроения и литейного производства. – Львов: Изд-во ЛГУ, 1964. – С.58-64. 3. Тайц Б.А. Точность и контроль зубчатых колес. – М.: Машиностроение, 1972. – 368с. 4. Соколовский М.В., Кауров В.В. Производство цилиндрических редукторов общего назначения. – М.: Машгиз, 1983. – 172с. 5. Васильева О.Е. Динамична та математична моделі для циліндричних зубчастих передач з урахуванням дії навантажень // Вісник СевНТУ. Механіка, енергетика, екологія – Севастополь, 2010. – №110. – С.79-84. 6. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления (расчет на прочность). – М.: Издательство стандартов, 1988. – 127с. 7. Определение показателей надежности цилиндрических зубчатых передач методом ускоренных испытаний. – М.: ЭНИМАШ, 1989. – 96с. 8. Гащук П.М. Лінійні динамічні системи і лінійні диференціальні рівняння. – Львів: Українські технології, 2002. – 608с. 9. ГОСТ 1643-81. Передачи зубчатые цилиндрические (допуски). – М.: Издательство стандартов, 1985. – 65с.

Надійшла до редакції 30.04.11

УДК 621.833

**В.М. ВЛАСЕНКО**, к.т.н., голова ТК-47 "Механічні приводи", ген. директор АТЗТ "НДІ "Редуктор", м. Київ  
**В.М. ФЕЙ**, гол. інженер АТЗТ "НДІ "Редуктор"

### ТЕХНІЧНІ ВИМОГИ ДО РЕДУКТОРІВ ЗУБЧАСТИХ ВИСОКОШВИДКІСНИХ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

У статті представлені технічні вимоги до редукторів зубчастим високошвидкісним спеціального призначення.

В статье представлены технические требования к редукторам зубчатым высокоскоростным специального назначения.

The paper presents specifications for high-speed gear reducers of special purpose.

Згідно з директивою про розробку технічних регламентів в технічному комітеті зі стандартизації ТК 47 "Механічні приводи" ведеться системна робота по створенню, силами спеціалістів АТЗТ "НДІ "Редуктор", спеціалізованої нормативної бази державних та гармонізованих з міжнародними стандартами типу загальних технічних вимог [1-4]. Зважаючи на різке підвищення цін на газ та нафту, видобуваюча промисловість веде активні роботи по зниженню витрат на технологічне обладнання. Вагому частину в вартості цього обладнання складають редуктори зубчасті високошвидкісні спеціального призначення для газової та нафтової промисловості. З 2009 р. в АТЗТ "НДІ "Редуктор" ведуться роботи по розробці гармонізованого стандарту [5].

Стандарт ґрунтується на накопиченому знанні і досвіді виробників і споживачів зубчастих редукторів. Він розроблений, щоб задовольнити вимоги нафтової, нафтохімічної і газової промисловості, але його використання не обмежено цими галузями.

Мета стандарту – створити мінімальні вимоги до проекту і конструкції такими, щоб устаткування відповідало своєму призначенню.

Збереження енергії і захист довкілля – це актуальні проблеми, які є важливими в усіх аспектах проектування устаткування, застосування і роботи. Виробники і споживачі устаткування повинні енергійно шукати альтернативні, інноваційні підходи, які покращують утилізацію енергії, та/або мінімізують вплив на навколишнє середовище без втрати безпеки або надійності. Такі підходи повинні ретельно досліджуватися і вибір покупця повинен все більше і більше ґрунтуватися на оцінюванні повних витрат за строк експлуатації і екологічних наслідків швидше, ніж тільки на початковій вартості.

Стандарт встановлює мінімальні вимоги для закритих, точних, косозубих і шевронних, одно- і двоступінчастих мультиплікаторів і редукторів з паралельними валами з швидкостями шестерні  $3000\text{хв}^{-1}$  або більшими, або зі швидкістю на початковому колі  $25\text{м/с}$  або більшою, для застосувань спеціального призначення. Звичайно вимагається, щоб такі застосування діяли безперервно протягом довгого періоду, без встановлення запасного устаткування і були нормовані до безперервної дії обладнання. За згодою цей стандарт може використовуватися для інших умов експлуатації.

Стандарт також встановлює метод визначення навантажувальної здатності зубчастих передач, які відповідають наступним критеріям:

- точність зубчастих коліс
  - точність зубців: ступінь точності 4 або кращий згідно з ISO 1328-1:1995, для відхилення на одному кроці  $f_{\mu}$  і для повного накопиченого відхилення кроку  $F_p$ ;
  - повне відхилення напрямку зуба  $F_{\beta}$  між лініями зуба шестерні і колеса: ступінь точності 4 або кращий згідно з ISO 1328-1:1995;
- діапазон торцевого перекриття:  $1,2 < \epsilon_{\alpha} < 2,0$ ;
- коефіцієнт осьового перекриття  $\epsilon_{\beta} \geq 1,0$ ;
- кут нахилу лінії зуба:  $5 \leq \beta \leq 35^\circ$ ;
- робочі бічні поверхні зубців шестерні або колеса забезпечені профільною модифікацією, щоб отримати добре спряжене розповсюдження навантаження зуба уздовж лінії зацеплення;
- робочі бічні поверхні зубців шестерні або колеса модифікуються, якщо необхідно компенсувати деформації кручення та згинання і, що необхідно для зубчастих передач з швидкостями на початковому колі, які перевищують  $100\text{ м/с}$ , також для теплових деформацій;
- змащування зубчастих передач масляним дистиллятом без присадок, ступінь в'язкості VG-32 або VG-46 (див. ISO 3448);
- матеріал зубців зубчастих коліс якості MQ або кращої, згідно з ISO 6336-5:1996.

Для кожного зубчастого зачеплення редуктора значення напружень повинні розраховуватися щодо

- поверхневої довговічності (пітингу);
- міцності зубців на згинання.

Розраховані значення напружень не повинні перевищувати допустимі розрахункові значення напружень, як показано в таблиці 1.

Крім того, потрібно розглядати опір заїданню.

Використовувані коефіцієнти для визначення навантажувальної здатності припускають, що робочі бічні поверхні зубців шестерні і колеса модифікуються, наскільки це необхідно, щоб компенсувати як крутильні, так і згинальні деформації і, якщо необхідно для зубчастих передач з швидкостями на початковому циліндрі понад 100 м/с, також теплові деформації.

В таблиці 1 наведені значення допустимого розрахункового контактного напруження  $\sigma_{HAD}$  (для поверхневої довговічності) і значення допустимого розрахункового напруження вигину  $\sigma_{FAD}$  (для міцності на згинання), а також максимальні співвідношення довжина-діаметр ( $L/d$ ) шестерні для окремих використовуваних в поточний час матеріалів (які надані в стандарті).

Значення  $L/d$ , показані в таблиці 1, стосуються косозубих передач, які розробляються, щоб передати номінальну потужність.

Таблиця 1 – Допустимі значення розрахункових напружень  $\sigma_{HAD}$ ,  $\sigma_{FAD}$  – максимальні співвідношення ( $L/d$ ) шестерні

Матеріал	Твердість зуба	Допустиме значення розрахункового напруження		Максимальне співвідношення $L/d$ шестерні	
		контакту	вигину	шевронні	косозубі
		$\sigma_{HAD}$	$\sigma_{FAD}$		
Н/мм <sup>2</sup>					
Наскрізно-загартовані сталі	302 HBW	525	250	2,2	1,6
	321 HBW	542	256	2,2	1,6
	341 HBW	560	263	2,2	1,6
	363 HBW	580	270	2,2	1,6
Сталі цементовані і поверхнево-загартовані	58 HRC	760	350	2,0	1,6
Сталі азотовані	58 HRC	660	270	2,2	1,6

**Примітка 1.** HBW=число твердості за шкалою Брінеля, HRC=число твердості за шкалою Роквелла, шкала С.

**Примітка 2.**  $L=b$  (для косозубої передачі);  $L=B$  (для шевронної передачі);  $d$ =ділильний діаметр шестерні, в міліметрах.

**Примітка 3.** Для зубчастих передач, які витримують повне навантаження реверсивно у кожному циклі навантаження, значення  $\sigma_{FAD}$  повинно множитися на коефіцієнт 0,7.

Якщо пропонується співвідношення  $L/d$  більше, ніж подане в таблиці 1, продавець зубчастих передач повинен представити виправдання в пропозиції для використання більшого співвідношення  $L/d$ . Якщо співвідношення  $L/d$  перевищують наведені в таблиці 1, вимагається схвалення покупця. Якщо

покупцем встановлюються умови експлуатації окрім номінальної потужності зубчастої передачі, такі як нормальна передавана потужність, продавець зубчастих передач повинен врахувати в аналізі тривалість і діапазон навантажень в яких редуктор діятиме за кожної умови, щоб можна було визначити правильну модифікацію кута нахилу лінії зуба. Якщо представлено передачу з модифікованим кутом нахилу лінії зуба, покупець і продавець повинні узгодити плями контакту зубців, отримані на контрольному стенді, в корпусі або на випробувальному стенді.

Для наскрізно-загартованої сталі можна використовувати наступні формули, щоб визначити значення допустимих розрахункових напружень для проміжних значень твердості між табличними значеннями:

$$\sigma_{HAD} = 253 + 0,9 HBW ; \quad (1)$$

$$\sigma_{FAD} = 149 + 0,33 HBW . \quad (2)$$

Деякі поширені комбінації твердості шестерні і колеса наведені в таблиці 2. Ці значення перелічені для довідок і не призначені, щоб вказувати єдині задовільні комбінації твердості.

Таблиця 2 – Деякі комбінації твердості, що поширено використовуються для шестерні і колеса

Мінімальна твердість колеса	Мінімальна твердість шестерні
302 HBW	341 HBW
321 HBW	341 HBW
341 HBW	363 HBW
363 HBW	58 HRC <sup>a</sup>
58 HRC <sup>a</sup>	58 HRC <sup>a</sup>
58 HRC <sup>b</sup>	58 HRC <sup>a</sup>
58 HRC <sup>b</sup>	58 HRC <sup>b</sup>

<sup>a</sup> цементована і поверхнево-загартована сталь;

<sup>b</sup> сталь з газовим азотуванням.

Коефіцієнт вибирання  $K_{SL}$  призначений врахувати додаткові навантаження зубчастих коліс від зовнішніх джерел. Ці додаткові навантаження можуть походити від особливостей приводних і ведених машин, можливих результатів крутильного розширення в зв'язаній системі зубчастих передач, і ймовірності того, що в промисловості, для якої цей стандарт призначений, робочі режими приводної або веденої машин можуть змінюватися.

Якщо особливості цілої системи машин і застосування точно відомі, величини цих результатів можна розраховувати і визначати відповідне значення для  $K_{SL}$ . За узгодженням це розраховане значення можна використовувати.

Якщо інше не узгоджено, повинні використовуватися значення, дані в таблиці 3.

Всі зубці зубчастих коліс, остаточно оброблених шевінгуванням або хонінгуванням, повинні нарізатися фрезеруванням. Шевери і хони повинні мати

взаємно прості числа зубців з оброблюваною деталлю. Точність зубців зубчастих коліс і модифікації профілю і кута нахилу лінії зуба повинні бути узгодженими з методом визначення навантажувальної здатності зубчастої передачі. Це повинно бути відображено в запиті покупця.

Всі зубці зубчастих коліс повинні остаточно нарізуватися або шліфуватися на складених зубчатому колесі і валу. Один або більше наступних процесів потрібно використовувати під час остаточного оброблення зубців зубчастих коліс: шліфування, шевінгування, хонінгування, точне фрезерування.

Непокрита поверхня зуба на навантажених бічних поверхнях повністю оброблених зубчастих коліс повинна мати шорсткість  $Ra$  0,8мкм або кращу, зміряну на початковому циліндрі згідно з ISO/TR 10064-4.

Зубці можуть бути покриті сріблом або міддю, щоб забезпечити додатковий захист від заїдання протягом початкової роботи. Бажаність такого покриття повинна взаємно визначатися покупцем і продавцем.

Таблиця 3 – Коефіцієнти вибирання  $K_{SL}$

Ведене устаткування	Тип двигуна			
	Синхронні двигуни і двигуни змінної частоти	Асинхронні двигуни	Газові або парові турбіни	Двигуни внутрішнього згоряння (багатоциліндрові)
	Коефіцієнти вибирання $K_{SL}$			
Відцентрові повітродувки	1,6	1,4	1,6	1,7
Компресори:				
Відцентрові	1,6	1,4	1,6	1,7
Осьові	1,6	1,4	1,6	1,7
Ротаційні пластинчасті (радіальні, осьові, гвинтові тощо)	1,8	1,7	1,7	2,0
Поршневі	2,1	2,0	2,0	2,3
Замикачі	1,8	1,7	1,7	2,0
Екструдери	1,8	1,7	1,7	–
Вентилятори				
Відцентрові	1,5	1,4	1,6	1,7
Нагнітальні	1,5	1,4	1,6	1,7
Витяжні	1,8	1,7	2,0	2,2
Генератори і збудники				
З постійним навантаженням і безперервним режимом	1,1	1,1	1,1	1,3
З робочим циклом пікового навантаження	1,3	1,3	1,3	1,7

Продовження таблиці 3

Ведене устаткування	Тип двигуна			
	Синхронні двигуни і двигуни змінної частоти	Асинхронні двигуни	Газові або парові турбіни	Двигуни внутрішнього згоряння (багатоциліндрові)
	Коефіцієнти вибирання $K_{SL}$			
Насоси:				
Відцентрові (всі види експлуатації, окрім перелічених нижче)	1,5	1,3	1,5	1,7
Відцентрові, парове котельне живлення	1,8	1,7	2,0	–
Відцентрові, гаряче масло	1,8	1,7	2,0	–
Відцентрові, висока швидкість (понад 3 600 об/хв)	–	1,7	2,0	–
Відцентрові, подавання води	1,6	1,5	1,7	2,0
Ротаційні, осьова течія (всі типи)	1,6	1,5	1,5	1,8
Ротаційні шестеренні	1,6	1,5	1,5	1,8
Поршневі	2,1	2,0	2,0	2,3

Конструкція косозубих редукторів повинна бути такою, щоб вплив моментів на зубчастих колесах внаслідок осьової реакції на зубі в зубчастому зачепленні не зменшував очікувану навантажувальну здатність редуктора.

Потрібні комбінації взаємно простих чисел зубців. Щоб задовольнити цю вимогу, може бути необхідним відрегулювати точне передатне відношення зубчастої передачі. Якщо таке коректування не прийнятне, покупець і продавець повинен узгодити рішення.

Кожне колесо і кожна шестерня повинні підтримуватися двома підшипниками. Консольні конструкції не прийнятні.

Стандарт має обсяг більш ніж 110 сторінок конкретних вимог до виробників та споживачів і зараз проходить апробації в розробках інституту і, безумовно, буде представляти інтерес для широкого кола спеціалістів в галузі механічного приводу.

**Список літератури:** 1. ДСТУ 2126-93 Варіатори ланцюгові. Загальні технічні умови. – 15с. 2. ДСТУ 2279-93 Мотор-редуктори зубчасті. Загальні технічні умови. – 17 с. 3. ДСТУ 2280-93 Редуктори зубчасті. Загальні технічні умови. – 15с. 4. ДСТУ ISO 81400-4 Вітрові установки. Частина 4. Конструкція і технічні умови редукторів. – 198с. 5. ДСТУ ISO 13691 Нафтова і газова промисловість. Редуктори зубчасті високошвидкісні спеціального призначення. – 113с.