

4. *ДСТУ ISO 251* Стрічки конвеєрні з тканинним каркасом. Ширини і довжини. 5. *ДСТУ ISO 255* Пасові передачі. Шківні для клинових пасів (система, базована на заданій ширині). Геометрична перевірка канавок. 6. *ДСТУ ISO 282* Конвеєрні стрічки. Відбирання зразків для випробування. 7. *ДСТУ ISO 284* Конвеєрні стрічки. Електропровідність. Технічні умови і метод випробувань. 8. *ДСТУ ISO 433* Конвеєрні стрічки. Маркування. 9. *ДСТУ ISO 1120* Конвеєрні стрічки. Визначення сили механічних з'єднань. Статичний метод випробування. 10. *ДСТУ ISO 1604* Передачі пасові. Нескінченні широкі клинові паси для промислових приводів і профілі канавок для відповідних шківів. 11. *ДСТУ ISO 2790* Передачі пасові. Клинові паси для автомобільної промисловості і відповідні шківні. Розміри. 12. *ДСТУ ISO 3684* Конвеєрні стрічки. Визначення мінімальних діаметрів шківів. 13. *ДСТУ ISO 5285* Конвеєрні стрічки. Настанова зі зберігання і транспортування. 14. *ДСТУ ISO 5287* Пасові приводи. Вузькі клинові паси для автомобільної промисловості. Випробування на втому. 15. *ДСТУ ISO 5294* Синхронні пасові приводи. Шківні. 16. *ДСТУ ISO 9563* Пасові приводи. Електропровідність антистатичних нескінчених синхронних пасів. Характеристики і метод випробувань. 17. *ДСТУ ISO 14635-1* Передачі зубчасті. Методики випробувань FZG. Частина 1. Метод випробувань FZG A/8,3/90 для відносної навантажувальної здатності оливи з умови заїдання. 18. *ДСТУ ISO 14635-2* Передачі зубчасті. Методики випробувань FZG. Частина 2. Випробування зі ступінчастим навантаженням A10/16, 6R/120 для відносної навантажувальної здатності оливи надвисокого тиску з умови відсутності заїдання. 19. *ДСТУ ISO 14635-3* Передачі зубчасті. Методики випробувань FZG. Частина 3: Метод випробувань FZG A/2,8/50 для відносної навантажувальної здатності і характеристик зношування напіврідких мастил з умови відсутності заїдання. 20. *ДСТУ ISO 13691* Нафтова і газова промисловість. Редуктори зубчасті. 21. *ДСТУ ISO 23509* Передачі зубчасті конічні і гіпоїдні. Розрахунок геометрії. 22. *ДСТУ ISO 18653* Колеса зубчасті. Оцінювання приладів для вимірювання окремих зубчастих коліс. 23. *ДСТУ ISO 4863* Пружні муфти. Інформація, яка повинна надаватись користувачем та виробником.

Поступила в редколлегию 20.03.09

УДК 621.833

В.Н. ВЛАСЕНКО, к.т.н., г. Киев, директор АОЗТ "НИИ "Редуктор"

В.П. ДИДКОВСКИЙ, к.т.н., доц. кафедры инструментального производства НТТУ "КПИ", ММИ

И.В. ДОБРОВОЛЬСКАЯ, ст. кафедры инструментального производства НТТУ "КПИ", ММИ

СОВРЕМЕННЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ПРОЕКТИРОВАНИЮ И ПРОИЗВОДСТВУ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ЗУБЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Сучасні вимоги до проектування і виробництва високошвидкісних зубчастих редукторів спеціального призначення.

Modern requirements to planning and production of high-speed toothed reducing gears of the special setting.

Совершенствование отечественного промышленного оборудования нефтеперерабатывающей и газовой промышленности на основе гармонизации технических требований с требованиями развитых стран Евросоюза будет способствовать повышению его конкурентоспособности.

Разработанный в АОЗТ "НИИ "Редуктор", г. Киев гармонизированный

стандарт [1] – базируется на накопленном знании и опыте производителей и потребителей зубчатых редукторов. Он разработан, чтобы удовлетворить требования нефтяной, нефтехимической и газовой промышленности, но его использование не ограничено этими отраслями. Стандарт содержит повышенные требования к высокоскоростным зубчатым редукторам специального применения, которые в значительной мере отличаются от требованиями к общепромышленным редукторам [2, 3] и другим специальным редукторам [4].

Стандарт [1] устанавливает:

- минимальные требования для закрытых, точных, косозубых и шевроновых, одно- и двухступенных мультипликаторов и редукторов с параллельными валами со скоростями шестерни 3000 об/мин либо больше, либо со скоростью на начальном кругу 25 м/с или больше, для применений специального назначения;

- метод определения нагружающей способности зубчатых передач, которые отвечают следующим критериям:

а) точность зубчатых колес:

- точность зубцов: степень точности 4 или лучший согласно с [5], для отклонения на одном шаге f_{pt} и для полного накопленного отклонения шага F_p ,

- полное отклонение напрямую зуба F_b между линиями зуба шестерни и колеса: степень точности 4 или лучший согласно с [5];

б) диапазон торцевого перекрытия: $1,2 < \varepsilon_\alpha < 2,0$;

в) коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta \geq 1,0$;

г) угол наклона линии зуба: $5 \leq \beta \leq 35^\circ$;

д) рабочие боковые поверхности зубцов шестерни или колеса обеспечены профильной модификацией, чтоб получить хорошее сопрягающее распространение нагрузки зуба вдоль линии ущемления;

е) рабочие боковые поверхности зубцов шестерни или колеса модифицируются, если необходимо компенсировать деформации кручения и сгибания и, что необходимо для зубчатых передач со скоростями на начальном кругу, которые превышают 100 м/с, также для тепловых деформаций;

и) смазка зубчатых передач масляным дистиллятом без присадок, степень вязкости VG-32 или VG-46 [6];

к) материал зубцов зубчатых колес качества MQ или лучшей, согласно с [7].

Общие положения стандарта [1] предполагают что:

- оборудование (включая вспомогательное) должно разрабатываться и конструироваться для минимальной долговечности 20 лет и как минимум три года непрерывного действия;

- оборудование должно отвечать правилам испытаний [8] по максимальному допустимому звуковому уровню;

- оборудование должно разрабатываться так, чтобы действовать безопасно на установленной скорости размыкания. Если другое не согласовано,

роторы для турбинных ведомых зубчатых колес, должны разрабатываться так, чтобы действовать безопасно при мгновенных скоростях до 130% от номинальной скорости;

- характеристики зубчатых передач должны определяться на испытательном стенде и на их постоянном месте установки в пределах установленных приемных критериев;

- если другое не согласовано, редукторы не должны требовать период приработки на уменьшенных скоростях и нагрузках на месте установки;

- зубчатая передача должна разрабатываться так, чтобы выдержать все внутренние и внешние нагрузки (толчки и тому подобное).

Для каждого зубчатого зацепления редуктора значения напряжений должны рассчитываться на контактную и изгибную прочности, а также на сопротивление заеданию.

Рассчитанные значения напряжений не должны превышать допустимые расчетные значения напряжений, указанных в таблице 1.

Указанные коэффициенты для определения нагружающей способности предполагают, что рабочие боковые поверхности зубьев шестерни и колеса модифицируются, чтобы компенсировать как крутильные, так и изгибные деформации и, если необходимо для зубчатых передач со скоростями на начальном цилиндре свыше 100 м/с, также и тепловые деформации.

Некоторые распространенные комбинации твердости шестерни и колеса приведены в таблице 2.

Таблица 1 – Допустимые значения расчетных напряжений σ_{HAD} , σ_{FAD} , Максимальные соотношения (L/d) шестеренчатые

Материал	Твердость зуба	Допустимое значение расчетного напряжения		Максимальное соотношение L/d шестерни	
		Контакта σ_{HAD} Н/мм ²	изгиба σ_{FAD} Н/мм ²	шевронные	косозубые
Стали с объемной закалкой	302 HB	525	250	2,2	1,6
	321 HB	542	256	2,2	1,6
	341 HB	560	263	2,2	1,6
	363 HB	580	270	2,2	1,6
Стали цементованные и поверхностно закаленные	58 HRC	760	350	2,0	1,6
Стали азотированные	58 HRC	660	270	2,2	1,6

Примечание. Для зубчатых передач, которые выдерживают полную нагрузку реверсивно в каждом цикле нагрузки, значение σ_{FAD} должно умножаться на коэффициент 0,7.

Таблица 2 – Комбинации твердости для шестерни и колеса.

Минимальная твердость колеса	Минимальная твердость шестерни
302 HBW	341 HBW
321 HBW	341 HBW
341 HBW	363 HBW
363 HBW	58 HRC ^a
58 HRC ^a	58 HRC ^a
58 HRC ^b	58 HRC ^a
58 HRC ^b	58 HRC ^b

a – цементируемая и поверхностно-закаленная сталь.
b – сталь с газовым азотированием.

Зубья зубчатых колес должны окончательно обрабатываться или шлифоваться в сборе колеса с валом. Для окончательной обработки зубьев рекомендуется использовать один или несколько следующих процессов: шлифование, шевингование, хонингование, точное фрезерование.

Все зубья зубчатых колес, окончательно обработанных шевингованием или хонингованием должны изготавливаться методами фрезерования. Шеверы и хоны должны иметь взаимно простые числа зубьев с обрабатываемой деталью. Точность зубьев зубчатых колес и модификации профиля и угла наклона линии зуба должны быть согласованными с методами определения нагружающей способности зубчатой передачи.

Непокрытая поверхность зуба на нагруженных боковых поверхностях полностью обработанных зубчатых колес должна иметь шероховатость Ra 0,8 мкм или лучшую, измеренную на начальном цилиндре согласно с [9].

Сопрягаемые зубчатые колеса должны рассматриваться, как соответствующий набор и должны проверяться на контакт на стенде для контактных проверок и в рабочем корпусе производителя. Комплекты зубчатых колес с не модифицированными направлениями линии зуба обычно дают около 80% контакта от ширины зубчатого венца.

Для окружных скоростей при максимальной непрерывной скорости выше 150 м/с, заготовки зубчатых колес должны выполняться совместно с их валами. Для окружных скоростей 150 м/с и меньше, заготовки могут выполняться совместно или отдельно от валов.

Материал используемый для колес и шестерен, должен быть ковальной или горячекатаной легированной сталью высокого качества, выбранного так, чтобы отвечать критериям для контактной и изгибной прочности зубьев. Качество материала зубцов зубчатых колес должно отвечать степени качества материала MQ или лучшему [7].

Термическая обработка должна выполняться после черновой механической обработки, чтоб достичь необходимых механических свойств согласно с [7].

После объемной закалки материалы зубчатых колес должны быть под-

вержены черновой механической обработке для приближения к окончательного контуру заготовки и термически обработаны, участок зубьев должен проверяться на соответствующую твердость. Для поверхностно-закаленных деталей окончательная твердость зубьев должна проверяться не разрушающимися методами.

Обеспечение высоких нагрузочных способностей и долговечности высокоскоростных редукторов [1] не возможно без обеспечения выполнения жестких требований к зубчатым передачам высокой точности и долговечности с применением специальных модификаций зубьев.

В Киевском политехническом институте на кафедре инструментального производства начаты работы по конструированию металлорежущего инструмента (червячной фрезы) для изготовления зубчатых колес таких высокоскоростных редукторов, с последующим изготовлением опытных зубчатых пар и проведение необходимого комплекса испытаний.

Общие выводы.

1. Разработка и внедрение национального стандарта [1] позволит гармонизировать технические требования по конструированию и изготовлению высокоскоростных зубчатых редукторов специального назначения для нефтеперерабатывающей и газовой промышленности.

2. Для выполнения требований к зубчатым колесам таких редукторов необходимо проведение комплекса конструкторских работ по созданию режущего инструмента с последующим изготовлением опытных образцов зубчатых колес и проведением их испытаний в рабочем диапазоне нагрузок.

Список литературы: 1. *ДСТУ ISO 13691* Нафтова і газова промисловість. Редуктори зубчасті високошвидкісні спеціального призначення. 2. *ГОСТ 16162* Редукторы зубчатые. Общие технические условия. 3. *ДСТУ ISO/TR 13593* Редуктори для промислового застосування. 4. *ДСТУ ISO 81400-4* Вітрові установки. Частина 4. Конструкція і технічні умови редукторів. 5. *ISO 1328-1:1995*, Cylindrical gears – ISO system of accuracy – Part 1: Definitions and allowable values of deviations relevant to corresponding flanks of gear teeth. 6. *ISO 3448:1992*, Industrial liquid lubricants – ISO viscosity classification. 7. *ДСТУ ISO 6336-5:2005* Розрахунок навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих передач. Частина 5. Міцність і якість матеріалів. 8. *ДСТУ ISO 8579-1:2005* Правила приймання зубчастих передач. Частина 1. Правила випробування на шум. 9. *ДСТУ ISO/TR 10064-4*: Циліндричні зубчасті передачі – Практичні правила приймання – Частина 4: Рекомендації, що стосуються структури поверхні і перевірки плями контакту зубців.

Поступила в редколлегию 20.03.09

P. TÖKÖLY, Ing., PhD. student, Institute of Transport Technology and Engineering Design, Faculty of Mechanical Engineering, Slovak University of Technology, Bratislava, SR

M. GAJDOŠ, Ing., PhD. student, Institute of Transport Technology and Engineering Design, Faculty of Mechanical Engineering, Slovak University of Technology, Bratislava, SR

M. BOŠANSKÝ, Assoc. Prof., PhD., Institute of Transport Technology and Engineering Design, Faculty of Mechanical Engineering, Slovak University of Technology, Bratislava, SR

EFFECT OF TOOTH SHAPE TO SIZE OF CONTACT STRESS NONINVOLUTE GEARING

В статье описывается влияние формы зуба с размером контактной напряженности. В геометрических параметрах выпукло-вогнутой передач можно изменить форму зубьев, которая может быть достигнута за счет сокращения размеров контактных напряжений. Важную роль играет сокращение радиусов кривизны, которая существенно влияет на размер этих напряжений. Приравниваясь два места вокруг самого начала (точка B) и конца (точка D) на линии зацепления, которые находятся в непосредственной близости от этих точек представлены одно и двухпарным зацеплением.

The article describes the effect of the tooth shape to the size of the contact stress. Using the geometrical parameters convex-concave gearing can change the tooth profile, which can be achieved by reducing the size of the contact stress. Important role played by reduced radii of curvature, which significantly affect to the size of these stress. Comparative two places around the beginning (point B) and end (point D) on the line of action.

Introduction. Gear transmission, as the most important member of mechanical transmission, for its function must meet demanding requirements in terms of geometric, material, manufacturing and operational conditions for a given operating load. Generally require gearing the following features: long life, low noise, positive mesh and slip rates, increased carrying capacity and wear resistance. Some of these properties can be achieved by selecting non-standard type of gearing and an appropriate choice of geometrical parameters. For non-standard type of gearing can be considered such a tooth profile whose geometry is different from the standard profile ($\alpha=20^\circ$, $h_a^*=1m_n$, $r_f=0,38m_n$), or whose shape of involute is modified.

On the Institute of Transport Technology and Engineering Design the grant 1/0189/09 deals mainly with non-standard convex-concave (K-K) gearings [1, 2, 3,4, 5, 6, 7] and partly HCR gearings (High Contact Ratio) which has a coverage factor which is contact ratio $\varepsilon_\alpha \geq 2$.

Convex-concave (C-C) gearing is characterized as a gearing, the tooth flank which forms a curve composed of two arcs with convex and concave part as inflex point in pitch point C. This gearing arises if path of contact is S-shaped (Fig. 1). Existing studies C-C gearing have shown that compared with involute gearing touch the lower contact pressures [8] as well as keenly process slip conditions [9] which implies