

## Якостно изчисляване на еволвентни цилиндрични зъбни предавки, съпоставяне на стандартите ГОСТ, БДС и ISO

Емилия Ангелова, Велислав Върбанов, Вярка Ронкова

*Calculation of load capacity of involutes' cylindrical gear drives – Comparison of GOST, BDS and ISO standards: The work gives the main differences in the methods of strengths calculus of involutes cylindrical gear drives, underlying in the standards – Russian GOST 21354-75(87), Bulgarian BDS 17108-98 and International ISO 6336.*

*Key words: load capacity, involutes' cylindrical gear drives, standards.*

### ВЪВЕДЕНИЕ

Все още сред световната общност няма единно мнение как да се вземат под внимание всички фактори, влияещи на товароносимостта на зъбните предавки. Това е довело до разработването на различни изчислителни методики, намерили своето отражение в съставянето на множество стандарти, често различаващи се в детайлите и обхвата на разглежданите работни условия. Известно е, че на база акумулирането на допълнителни знания вследствие опита натрупан при експлоатацията на зъбните предавки и целенасочените експерименти, съчетани с нови подходи за компютърна обработка на данни, съществуващите познати методики непрекъснато се усъвършенстват.

В настоящия момент у нас е регламентиран български стандарт за геометрично (БДС 1526-78) и якостно (БДС 17108-89) изчисляване на цилиндрични зъбни предавки. С влизането на България в Европейския съюз актуален става стандартът ISO 6336, предлаган в своите пет части. Трябва да се има предвид обаче, че в някои популярни литературни източници у нас, методиката за якостно изчисляване на еволвентните зъбни предавки е изложена на базата на ГОСТ 21354-87. Нещо повече, поради отсъствие на регламентиран документ за якостно пресмятане до 1998г., бяха създадени и внедрени в практиката програмни продукти за якостно и геометрично изчисляване и оптимизиране на зъбни предавки, базирани се на руски стандарти [13].

Предвид големия обем на стандартите (особено ISO 6336 - 5 части), в инженерната си практика конструкторите се насочват към използването на определен софтуер. Като правило стандартите регламентиран само **проверочни** изчисления. Те се правят след уточняване на всички данни на зъбните колела: геометрия, точност, материали, условия на работа. Оптимизирането на геометричните и якостните параметри на отделните зъбни колела и на предавката като цяло изискват разработването на конкретен метод на решение и алгоритми и подходящо структуриране на компютърната програма [14]. За да се намери единен подход за оптимизиране при дефиниране и решаване на различните видове задачи са направени внимателен анализ и съпоставимост между актуалните у нас якостни методики.

С настоящата работа, целта на авторите е да посочат различията в основните моменти от якостното изчисляване на еволвентни цилиндрични зъбни предавки, залежали в стандартите ГОСТ 21354-(75,87), БДС 17108-98 и ISO 6336.

### СЪЩНОСТ НА ПРОБЛЕМА И СРЕДСТВА ЗА НЕГОВОТО РЕШАВАНЕ

#### 1 ОБЩИ ПОЛОЖЕНИЯ

Стандартът ГОСТ 21354-(75, 87) е предназначен за якостно изчисляване на силови предавки с външно зацепване със стоманени зъбни колела, изработени с изходен контур по ГОСТ 13755-81, работещи в закрити корпуси със смазване и работни температури от -40 °С до 100 °С. По-късно на базата на препоръки за

изчисляване на зъбни предавки с вътрешно зацепване [4] е регламентирано и якостното изчисляване на еволвентни зъбни предавки с вътрешно зацепване.

БДС 17108-89 съответства на ISO 6336-89 и на СИВ 5744-86. Отнася се за основните изчислителни зависимости за определяне на контактната якост на активните зъбни профили и якостта на огъване на еволвентни цилиндрични метални зъбни колела с външно зацепване на силови закрити предавки с общо предназначение и изходен контур по БДС 1526-78. От своя страна ISO 6336 позволява изчислението на предавки както с външно, така и с вътрешно зацепване. Обхваща изчисляването на индустриални, високо скоростни и корабни предавки. На база на стандарта ISO могат да се изчислят и зъбни колела с нестандартен изходен профил. Това го прави подходящ за експериментални изчисления на нови типове предавки. Поради по-общия си характер, ISO 6336 регламентира три методики за изчисление на коефициентите, оказващи влияние върху товарносимостта: Метод А – при него коефициентите се извличат в резултат на опитни данни или подробен математически анализ. Този метод няма пряк аналог в БДС и ГОСТ, не е подходящ за предварителни проектни изчисления и не намира широко приложение; Метод В – дава резултати с достатъчно голяма достоверност за повечето случаи. Той е аналогичен на метода използван в ГОСТ и БДС и представлява интерес за компютърно моделиране; Метод С – предлага опростено апроксимиране за някои коефициенти, при отсъствие на допълнителна информация. Подходящ е само за ориентиروهъчни изчисления.

## 2 ИЗЧИСЛЯВАНЕ НА ЗЪБИТЕ НА КОНТАКТНА ЯКОСТ

Трите стандарта дават подобни изчислителни зависимости за определяне стойността на контактните напрежения:

$$\sigma_H^{ГОСТ} = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t}{b_w d_{w1}} \frac{u \pm 1}{u} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}}, \quad (1)$$

знакът „-“ се използва при вътрешно зацепване

$$\sigma_H^{БДС} = Z_\epsilon Z_H Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{b_w d_1} \frac{u + 1}{u} K_A K_{H\nu} K_{H\beta} K_{H\alpha}}. \quad (2)$$

*Приетите символи и означения са в съответствие с разглежданите стандарти [2, 3].*

Коефициентът  $Z_M$  по същество е аналогичен на  $Z_\epsilon$ . Чрез тях се отчитат механичните свойства на материалите по отношение на модулите на еластичност и коефициентите на Поасон. И в двата стандарта е посочена формула за съответното им изчисляване. ГОСТ препоръчва за стомана  $Z_M = 275$ . В БДС препоръчаните стойности са прецизирани в зависимост от вида на стоманата – лята или кована. Коефициентът  $Z_M$  се изменя в границите от 188 до 190.

ГОСТ не отчита влиянието на външното динамично натоварване ( $K_A$ ) върху контактното напрежение  $\sigma_H$  и напрежението на огъване  $\sigma_F$ . В БДС и ISO се различават два вида коефициенти  $K_A$ :

$K_{AB}$  – при продължително действащи променливи натоварвания, водещи до уморни повреди и  $K_{AS}$  – при максимални натоварвания (единични силни ударни натоварвания при пускане, спиране и др., водещи до претоварване).

Трябва да се отбележи, че в ГОСТ и БДС се дава една формула за изчисляване на контактните напрежения за малкото и голямото зъбни колела, т.е. изчислените стойности са еднакви. Освен това контактното напрежение  $\sigma_H$  се изчислява **винаги в полюса** на зацепването.

В ISO 6336 [6] контактните напрежения за малкото и голямото зъбни колела се изчисляват поотделно:

- за малкото зъбно колело:

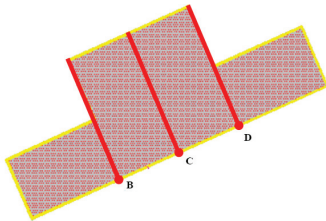
$$\sigma_{H1}^{ISO} = Z_B \sigma_H^{БДС}, \quad (3)$$

- за голямото зъбно колело:

$$\sigma_{H2}^{ISO} = Z_D \sigma_H^{БДС} \quad (4)$$

където:  $Z_B$  е коефициентът на малкото зъбно колело при единичен контакт. Той трансформира контактното напрежение от полюса на зацепването към вътрешна точка от профила на малкото зъбно колело, при съответни стойности на коефициента на припокриване (фиг.1);

$Z_D$  е коефициентът на голямото зъбно колело за единичен контакт. Той трансформира контактното напрежение от полюса на зацепване към друга точка от профила на голямото зъбно колело, при съответни стойности на коефициента на припокриване (фиг.1).



- т.С - полюс на зацепването;
- т.В - точката от линията на зацепване, съответстваща на началото на зоната, в която само една зъбна двойка предава цялото натоварване;
- т.Д - точка от линията на зацепване, съответстваща на края на зоната, в която само една зъбна двойка предава цялото натоварване.

Фиг.1. Характерни точки по линията на зацепването



Фиг. 2 Определяне на коефициентите  $Z_B$  и  $Z_D$

Изчисляването на контактната якост се базира на определяне на контактните напрежения  $\sigma_H$  в полюса на зацепване и в точка от областта на единично зацепване. За определяне на товароносимостта се използва по-високата от двете стойности. На фиг.2 е представен алгоритъм за определяне на стойностите на коефициентите на контакт  $Z_B$  и  $Z_D$ .

### 3 ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ДОПУСТИМИТЕ КОНТАКТНИ НАПРЕЖЕНИЯ

В разглежданите стандарти допустимите контактни напрежения се изчисляват по аналогични формули:

$$[\sigma_H]_{H,2}^{ГОСТ} = \frac{\sigma_{H \lim(2)} K_{HL(2)}}{S_H} Z_R Z_V K_L K_{XH(2)}, \quad (5)$$

$$\sigma_{HP(2)}^{БДС, ISO} = \frac{\sigma_{H \lim(2)} Z_{NT(2)}}{S_{H \min}} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_{X(2)}. \quad (6)$$

Коефициентите  $K_L$  и  $Z_L$  са аналогични и отчитат влиянието на вискозитета на маслото. Коефициентите  $K_{XH}$  и  $Z_X$  са също аналогични и отчитат влиянието на размерите на зъбното колело върху контактната якост. Вижда се, че при определяне на допустимото контактено напрежение по БДС и ISO допълнително е включен коефициентът  $Z_W$ , отчитащ разликата в твърдостта на зъбите на зъбните колела. За разлика от ГОСТ и БДС, където има регламентирани стойности на минимално допустимите коефициенти на сигурност срещу появата на питинг  $S_H(S_{H \min})$ , в ISO се разчита на опита на конструктора и се изисква той да посочи тази стойност.

Съществени са разликите в стандартите при определяне стойността на базовата контактна якост  $\sigma_{H \lim}$ . В ГОСТ и БДС различните материали и съответните им термообработки са обособени в отделни групи. Към всяка група са посочени определени марки стомани. В ГОСТ са регламентирани 5 такива групи, а в БДС са 7 [2,3]. В ISO поради своята обща насоченост няма залегнали марки материали, а данните които се дават са условно разделени според качеството на материала. Разглеждат се материали с ниско качество ML, материали със средно качество MQ и материали с високо качество ME. Те от своя страна според състава и термообработката са разделени в 8 групи. В тази светлина, ISO е труден за директно прилагане в практиката у нас, поради трудността да се определи кой материал по БДС на коя група по ISO отговаря.

Влиянието на продължителността на работа върху контактна якост  $Z_{NT}$  ( $K_{HL}$ ) в ГОСТ и БДС е точно регламентирано. Стойността на коефициента  $Z_{NT}$  ( $K_{HL}$ ) е функция на отношението между базовия брой цикли и действителните цикли на натоварване изразена чрез конкретна зависимост.

В ISO 6336 стойността на  $Z_{NT}$  се определя на базата на представена графика и помощна таблица. Коефициентът  $Z_{NT}$  зависи от материала, броя цикли на натоварване и критерия за повреда (допускане на малък питинг или не). Предлаганите графични и таблични данни **не са подходящи** за автоматизиране на изчислителния процес.

### 4 ИЗЧИСЛЯВАНЕ НА ЗЪБИТЕ НА ЯКОСТ ОТ ОГЪВАНЕ

В настоящата статия е обърнато внимание единствено на влиянието на геометричната форма на зъбите на еволвентните цилиндрични зъбни предавки върху товароносимостта им на огъване. Изчисленото напрежение на огъване се определя по формулите:

$$\sigma_F^{ГОСТ} = Y_F Y_\beta \frac{F_t}{\varepsilon_\alpha b_w m_n} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}, \quad (7)$$

$$\sigma_F^{БДС} = Y_{FS} Y_\varepsilon Y_\beta \frac{F_t}{b m_n} K_A K_{FV} K_{F\beta} K_{F\alpha}, \quad (8)$$

$$\sigma_F^{ISO} = Y_F Y_S Y_\beta Y_B Y_{DT} \frac{F_t}{b m_n} K_A K_{FV} K_{F\beta} K_{F\alpha}. \quad (9)$$

*Приетите символи и означения са в съответствие с разглежданите стандарти [2 3,7].*

В ГОСТ влиянието на геометричната форма на зъбите като цяло и специално на преходната крива като концентратор на напреженията върху товароносимостта

им на огъване се отчита чрез два отделни коефициента  $Y_F$  и  $Y_S$ . Коефициентът  $Y_S$  се съдържа в израза за определяне на допустимото напрежение на огъване  $\sigma_{FP}$ . В случая за определяне на граничното напрежение  $\sigma_{Flim}$  (при определяне на  $\sigma_{FP}$ ) се използва конструкционната якост (якостта, свързани с геометричната форма на конкретния, сложен детайл) и  $\sigma_{Flim}$  има смисъла на номинално напрежение, като съответното опростяване е характера на разпределението на напрежението на огъване в застрашеното сечение на зъбите по линеен закон. Коефициентът  $Y_S$  има смисъла на относителен коефициент на концентрация, равен по числена стойност на отношението между абсолютните коефициенти на концентрация на напреженията в основата на зъбите на изпитваното и на изчисляваното зъбно колело [11,12].

В БДС чрез коефициента  $Y_{FS}$  се отчита в обобщен вид влиянието върху напрежението на огъване както на геометричната форма на зъбите като цяло, така и специално на преходната крива като геометричен концентратор на напреженията. Предложени са конкретни формули и номограма за определяне на стойността на  $Y_{FS}$ . Необходимо е да се обърне внимание на това, че е недопустимо използването им за определяне на  $Y_{FS}$  за зъбни колела, нарязани чрез зъбодълбване, тъй като геометричната форма на преходната крива и разположението на граничната точка от еволвентния профил силно се влияят от метода на зъбонарязване и типа на съответния зъбонарезен инструмент [10].

В ISO влиянието на коефициента  $Y_{FS}$  е прецизирано и той е заменен с два независими коефициента  $Y_F$  и  $Y_S$ .

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

✓ Якостното изчисляване на зъбните предавки непрекъснато се прецизира. Би било погрешно да се счита, че причина за това са задълбочаването на познанията за вътрешното напрегнато състояние на машинните елементи. Първоосновата на тази тенденция е, че през последните десетилетия, в резултат на прогресивното количествено нарастване на изчислителните ресурси и съответното развитие на компютърни технологии в машиностроенето, настъпи качествено обогатяване на достъпни в конструкторската практика инструментариум с мощни изчислителни средства за анализ на статични и динамични задачи, каквито са приложението на метода на крайните елементи, метода на симулационното изследване, метода за компютърно моделиране и др.

✓ Необходимо е за практиката да се използва софтуер, който да се базира на съответния стандарт, но с успех да решава не само проверочна, но и проектировъчна и оптимизационни задачи.

✓ Популярият фирмен софтуер за изчисляване на зъбни предавки у нас може да се използва с известни условности, които най-често водят до преоразмеряване на конструкцията поради естествения стремеж на конструкторите за презапасяване, при несъответствие на материали, липса на оптимизации и др.

### ЛИТЕРАТУРА

[1] БДС 8540-84 – „Предавки зъбни. Общи термини. Определения и означения.” София, 1984.

[2] БДС 17108-89 – „Предавки зъбни, цилиндрични, еволвентни с външно зацепване. Якостно изчисляване на зъбите.” София, 1989.

[3] ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность.

[4] Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внутреннего зацепления. Расчет на прочность, Рекомендация, ВНИИНМАШ, Москва, 1980.

[5] ISO 6336 “Calculation of load capacity of spur and helical gears: Basic principles”

[6] ISO 6336 “Calculation of load capacity of spur and helical gears: Pitting”

[7] ISO 6336 “Calculation of load capacity of spur and helical gears: Bending”

[8] Болотовского И. А., В. И. Безруков и др., Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач, М., Машиностроение, 1986.

[9] Върбанов В., Разширяване на Европейската концепция за якостна оценка на еволвентни цилиндрични зъбни предавки чрез компютърни модели и системи за оптимизиране, Автореферат, Русе, 2006.

[10] Зарифьян А. А., Н. М. Шомолов, Коэффициенты формы зуба для цилиндрических прямозубых колес внешнего зацепления, нарезанных долбяком, "Вестник машиностроения", 1985, №1

[11] Линке Х., К. Арнаудов, Отчитане на концентрацията на напрежението на огъване на зъбите при якостно изчисляване на еволвентни зъбни предавки, Сп. Машиностроене, кн.9, 10, 408-411, 9439-442, 1984.

[12] Митшнер, Мэби, Определение коэффициентов формы зуба и обобщенного геометрического коэффициента прямозубых цилиндрических передач внешнего зацепления, Конструирование, т.104, №1, 1992

[13] Ненов П., Б. Калоянов, Н. Колева, Е. Стефанова, Програми за изчисляване на цилиндрични зъбни предавки по съветски методики, Русе, 1983.

[14] Nenov, P., V. Varbanov, E. Angelova, B. Kaloianov. Design of cylindrical gear drives with optimal parameters, in accordance with ISO 6336. Proceedings of the 3rd international conference "POWER TRANSMISSIONS '09", Sofia publications, Thessaloniki, Greece, 2009, pp. 113 – 118, ISBN 978-960-243-662-2.

**За контакти:**

Доц. д-р Емилия Ангелова Ангелова, Катедра "Машинознание, машинни елементи и инженерна графика", Русенски университет "Ангел Кънчев", тел.: 082-888 461, e-mail: [ang@uni-ruse.bg](mailto:ang@uni-ruse.bg)

Д-р инж. Велислав Руменов Върбанов, тел.: 082-888 461, e-mail: [Varbanov@gmail.com](mailto:Varbanov@gmail.com)

Гл.ас. д-р инж. Вярка Тончева Ронкова, Катедра "Машинознание, машинни елементи и инженерна графика", Русенски университет "Ангел Кънчев", тел.: 082-888 461, e-mail: [vronkova@uni-ruse.bg](mailto:vronkova@uni-ruse.bg)

**Докладът е рецензиран.**