

DIFFERENCES IN CALCULATIONS OF INVOLUTE GEAR TRAINS IN THREE MAIN STANDARDS ¹

Gergana Mollova – PhD Student

Department of Machine Science, Machine Elements and Engineering Graphics,
University of Ruse“Angel Kanchev”
Tel.: +359898724847
E-mail: gergana_mollova@yahoo.co.uk

Prof. Antoaneta Dobрева, PhD

Department of Machine Science, Machine Elements and Engineering Graphics,
University of Ruse“Angel Kanchev”
Tel.: +359887746311
E-mail: adobрева@uni-ruse.bg

***Abstract:** Mechanical gear trains are important driving components in different mechanisms and machines. Their wide application is imposed by different design reasons: motion transmission under a certain angle, splitting and summation of movements, necessity of ensuring a certain value of a gear ratio, etc. Mechanical gear trains transmit rotational movement between shafts changing the rotational frequency and the torque value transmitted. The strength calculations are very important concerning the functions of these gear trains. Due to the forces acting in the spur and helical gear trains, bending and contact stresses occur. The strength calculations of spur and helical involute gear trains in Bulgaria are to be implemented according to the state standard BDS 17108 – 89 (Bulgarian State Standard). Because of the national economic circumstances during some decades in the past, a great number of Bulgarian enterprises and companies still use the Russian standard for cylindrical spur and helical involute gear trains GOST 21354-87. The changes in Bulgarian industry markets impose the application of the International standard ISO 6336, which is also valid for the strength calculation of cylindrical spur and helical involute gear trains.*

***Keywords:** Gear trains, Design considerations, Strength calculations, Main differences in standards.*

ВЪВЕДЕНИЕ

Основното значение на стандартите е да улесняват производителите и да стимулират иновациите, като тяхната най - важна роля е да осигуряват съвместимост и взаимозаменяемост между отделните части на един продукт или между различни продукти с цел да се поддържа определено ниво на качеството.

В условията на интернализация на науката се налагат изискванията за съпоставимост на изследванията и сравнимост на резултатите от теоретичните изследвания, което включва задължителното използване на европейски и международни стандарти. В областта на машинните елементи и машинознанието, тази тенденция е още по-ясно изразена поради необходимостта от използване на CAD системи в проектирането. Изборът на параметрите и коефициентите, заложи в тези системи от програмисти и конструктори, не винаги е посочен ясно и точно. Това налага задълбоченото познаване на методиките, използвани при разработването на тези CAD системи, които съдържат основните европейски и международни стандарти в областта на проектирането и конструирането.

За задвижване на различни механизми и работни органи в машините се използват механични предавки. Различни конструктивни причини: предаване на движението под прав ъгъл, събиране или разделяне на движението, необходимост от определено предавателно отношение налагат използването на цилиндрични зъбни предавки с еволвентно зацепване.

¹ Докладът е представен на 26 октомври 2018 с оригинално заглавие на български език: РАЗЛИЧИЯ В ИЗЧИСЛЯВАНЕТО НА ЕВОЛВЕНТНИ ЦИЛИНДРИЧНИ ПРЕДАВКИ В ТРИ ОСНОВНИ СТАНДАРТА

Основните якостни критерии за товароносимост на тези предавки са два: изчисляване по критерия „контактна якост“ и изчисляване по критерия „якост на огъване“ и те се извършват съгласно действащия български стандарт: BDS 17108-89. Поради специфичните обстоятелства в България през последните няколко десетилетия, в голяма част от български предприятия и фирми продължава да се използва и руският стандарт за цилиндрични еволвентни зъбни предавки: GOST 21354-87.

С навлизането на нови, западноевропейски инвестиции и разширяването на българските пазари в рамките на Европейския съюз, в България се прилага и международният стандарт ISO 6336 за якостни изчисления на цилиндрични еволвентни зъбни предавки.

Целта на представеното изследване е да се установят съществените различия в особеностите на якостните изчисления на цилиндрични зъбни предавки по критерия контактна якост между три основни стандарта: (BDS 17108-89, 1989), (ISO 6336, 2006) и (GOST 21354-87, 1987).

ПАРМЕТРИ ПРИ ИЗЧИСЛЯВАНЕ НА КОНТАКТНИТЕ НАПРЕЖЕНИЯ БЕЗ ОТЧИТАНЕ НА ДОПЪЛНИТЕ НАТОВАРВАНИЯ

В процеса на извършване на сравнителен анализ, авторският колектив се базира на опита си от предишни изследвания в областта на методиката на проектиране и конструиране, описани подробно в (Dobрева, А., 2013), (Dobрева, А. & Добрев, В., 2007 & 2018), (Stoyanov, S., Dobrev, V. & A. Dobрева, 2017) and (Dobрева, А. & Stoyanov, S., 2012).

Коефициентите, свързани с изчисляването на контактните напрежения без отчитане на допълнителните натоварвания на цилиндрични зъбни предавки, се означават по следния начин: Z_H , Z_E и Z_ε .

В трите стандарта (BDS 17108-89, 1989), (ISO 6336, 2006) и (GOST 21354-87, 1987), Z_H е коефициент, отчитащ формата на зацепените зъбни повърхности в полюса на зацепването за прави и наклонени зъби.

В (ISO 6336, 2006) коефициентът Z_H е представен аналитично по следния начин:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{wt}}}$$

В тази зависимост са използвани следните параметри: α_t – делителен ъгъл на зъбния профил в челно сечение; α_{wt} – ъгъл на зацепване; β_b – ъгъл на наклона на надлъжната линия на зъба, измерен по основния цилиндър.

В стандартите (BDS 17108-89, 1989) и (ГОСТ 21354-87, 1987), изчислението на същия коефициент е изразено с аналогична формула:

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \cdot \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}}$$

При използването на една и съща стомана, коефициентът Z_H се изменя от 2,2 (BDS 17108-89, 1989) до 2,198 (ISO 6336, 2006) и (GOST 21354-87, 1989), което не може да се определи като значителна разлика.

Коефициентът Z_E е параметър, отчитащ механичните свойства материалите на зацепените зъбни колела. Този коефициент се определя по еднакви зависимости в трите стандарта, при което в (ISO 6336 – 2, 2006) в табличен вид са зададени стойностите на девет варианта от двойки материали на зъбни колела. В (GOST 21354-87) липсват конкретни числени стойности за част от тези варианти, което затруднява практическата работа на конструктора.

Чрез коефициента Z_{ε} се отчита сумарната дължина на контактните линии и коефициентите на челно и осово припокриване. Този коефициент се изчислява по аналогична методика в трите стандарта: (BDS 17108-89, 1989), (ISO 6336, 2006) и (GOST 21354-87, 1987).

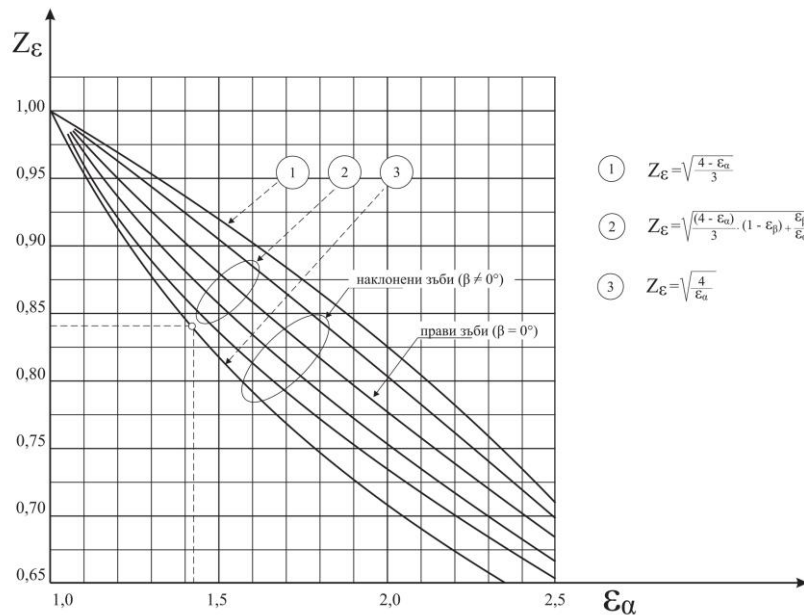
При прави зъби $\beta = 0^\circ$:

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{3}} ;$$

При наклонени зъби $\beta \neq 0^\circ$

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha} \cdot (1 - \varepsilon_{\beta})}{3}} + \frac{\varepsilon_{\beta}}{\varepsilon_{\alpha}} \quad (\text{при } \varepsilon_{\beta} < 1)$$

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}} \quad (\text{при } \varepsilon_{\beta} \geq 1)$$



Фиг. 1. Графично отчитане на коефициента Z_{ε} съгласно (БДС 17 108 – 89, 1989)

Стандартите ISO 6336 и BDS 17108-89 улесняват потребителите, като им дават възможност да изберат стойностите на коефициента Z_{ε} чрез посочване на графични решения на най-важните диапазони за този параметър. В (GOST 21354-87) такива решения липсват.

ПАРМЕТРИ ПРИ ИЗЧИСЛЯВАНЕ НА КОНТАКТНИТЕ НАПРЕЖЕНИЯ С ОТЧИТАНЕ НА ДОПЪЛНИТЕ НАТОВАРВАНИЯ

Коефициентът K_A отчита влиянието на външното динамично натоварване върху действителното контактно напрежение σ_H и върху действителното напрежение на огъване на зацепените зъби σ_F . Коефициентът $K_{H\gamma}$ отчита вътрешното динамично натоварване.

Коефициентът $K_{H\alpha}$ отчита разпределението на натоварването между зацепените двойки зъби. При изчисляването на коефициента $K_{H\alpha}$, в стандарта DIN 3990 основно се отчита влиянието на коефициента, който зависи от разпределението на натоварването по дължина на контактните линии $K_{H\beta}$.

При коефициент на припокриване $\varepsilon_{\gamma} \leq 2$, ваят следните практически зависимости:

$$K_{F\alpha} = K_{H\alpha} \sim \frac{\varepsilon_{\gamma}}{2} \left(0,9 + 0,4 \frac{c_{\gamma}(f_{pe} - y_p)}{W_t \cdot K_{F\beta}} \right)$$

$$K_{F\alpha} = K_{H\alpha} \sim 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2(\varepsilon_{\gamma}-1)}{\varepsilon_{\gamma}}} \cdot \frac{c_{\gamma}(f_{pe}-y_p)}{W_t \cdot K_{F\beta}}$$

Коефициентите $K_{F\alpha}$ и $K_{H\alpha}$ отчитат разпределението на товара между зъбите по отношение на контактната и якост на огъване. Чрез тях се отчита влиянието на грешките, възникващи по време на производството. Поради съществуващия брой практически параметри, за които се правят някои приблизителни допускания, приложението на тези зависимости е сравнително необосновано. В трите основни стандарта се прави следното категорично допускане: за прави зъби $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1$.

Много по-ясно решение с добро практическо приложение е дадено в (Rostina, G.I. & Samoilova, E.A., 2012). Посочено е еднозначно, че за еволвенти зъбни предавки стойностите на $K_{F\alpha}$ и $K_{H\alpha}$ зависят от степента на точност на зацепването и от твърдостта на работната повърхност на зъбите. Предложените стойности са посочени в Таблица 1.

Таблица 1. Определяне на $K_{F\alpha}$ и $K_{H\alpha}$ при еволвенти зъбни предавки

| Степен на точност | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|------|------|------|------|
| $K_{F\alpha}, K_{H\alpha}$ при HB < 350 | 1,02 | 1,06 | 1,12 | 1,18 |
| $K_{F\alpha}, K_{H\alpha}$ при HB > 350 | 1,08 | 1,12 | 1,22 | 1,3 |

Тъй като при еволвенти зъбни предавки в един и същ момент от време са зацепени не по-малко от две двойки зъби, то тогава важи: $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} > 1$. При липса на товар върху една от двойките зъби, се появява хлабина, която може да бъде отстранена чрез увеличаване на натоварването поради еластични деформации.

ИЗВОДИ

На основата на извършения сравнителен анализ между трите основни стандарта могат да се направят следните изводи:

Коефициентите, отчитащи разпределението на натоварването между зацепените двойки зъби, се определят различно в трите стандарта и зависят от значителен брой други параметри, които не са описани ясно и еднозначно.

Коефициентът, отчитащ формата на зацепените зъбни повърхности в полюса на зацепването за прави и наклонени зъби, и коефициентът, отчитащ сумарната дължина на контактните линии, се изчисляват по аналогична методика в трите стандарта. Параметърът, отчитащ механичните свойства материалите на зацепените зъбни колела, се определя ясно, еднозначно и чрез конкретни, зададени стойности само в два от разгледаните три стандарта.

REFERENCES

BDS 8540-84. (1984). Predavki zybni. Obsti termini. Opredeleniq i oznacheniq, Sofia, (**Оригинално заглавие:** БДС 8540-84. Предавки зъбни. Общи термини. Определения и означения, София).

BDS 17108-89. (1989). Predavki zybni, cilindrichni, evolventni s vynshno zasepване. Qkostno izchislqване на zybite, Sofia. (**Оригинално заглавие:** БДС 17108-89. Предавки зъбни, цилиндрични, еволвентни с външно зацепване. Якостно изчисляване на зъбите, София).

GOST 21354-87. (1987). Peredachi zybatuye cilindricheskie evolventnie vneshnego zasepleniq. Raschet na prochnost, Moskva. (**Оригинално заглавие:** ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность, Москва).

ISO 6336. (2006). Calculation of load capacity of spur and helical gears: Basic principles.

ISO 6336. (2006). Calculation of load capacity of spur and helical gears: Pitting.

ISO 6336. (2006). Calculation of load capacity of spur and helical gears: Bending.

Dobreva, A. (2013). Theoretical Investigation of the Energy Efficiency of Planetary Gear Trains, *Power Transmissions, Sinaia, Romania, Springer Verlag Dordrecht*, 289-298.

Dobreva, A. & Dobrev, V. (2007). Research of Technical Parameters of Transmissions for Vehicles and Agricultural Machines, *UPB: Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering*, No 69, 103 – 109.

Dobreva, A. & Dobrev, V. (2018). Innovative Methodology for Decreasing Mechanical Losses in Vehicles. *AMMA 2018, 4th International Congress of Automotive and Transport Engineering*, Technical University of Cluj-Napoca, Romania, October 2018.

Dobreva, A. & Stoyanov, S. (2012). Optimization Research of Gear Trains with Internal Meshing. Ruse, *University Publishing Centre*, 144 p.

Rostina, G.I. & Samoilova, E.A. (2012). Детали машины и основы конструирования, Уригт Москва. 415 p. (**Оригинално заглавие:** Рощина, Г.И. & Самойлова, Е.А. (2012). Детали машин и основы конструирования, Юрайт, Москва, 415 с.).

Stoyanov, S., Dobrev, V. & A. Dobreva. (2017). Finite Element Contact Modelling of Planetary Gear Trains, *Material Science and Engineering, IOP Publishing*, No 252, 012034 – 38.

Stoyanov, S., Dobrev, V., Dobreva, A. (2017). Investigating Dynamic Behavior of Planetary Gear Trains through the Systematic Approach, *VDI Verlag GmbH Duesseldorf VDI Berichte*, No 2294.1, 197 – 208.