

Прорачун компонентата редуктора

System

- System
 - Load spectr...
 - Shafts
 - Group 1
 - Group 2
 - Group 3
 - Bearings
 - Positioning
 - Gear conne...
 - G1-G2
 - G3-G4

Cylindrical gear pairs	T1 [Nm]	T2 [Nm]	SF1	SF2	SH1	SH2
G1-G2	-	-				
1	20.00	58.89				
2	25.00	73.61				
3	30.00	88.33				
G3-G4	-	-				

Planetary gear sets	T1 [Nm]	T2 [Nm]	T3 [Nm]	SF1	SF2	SF3	SH1	SH2	SH3
---------------------	---------	---------	---------	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Color **Color**

Shaft: Shaft 1 Shaft 2

Gear: G1 G2

Position: 55 35 mm

Number of teeth: 18 53

Width: 20 20 mm

Profile shift coefficient: 0 -0.0849

Normal module: 1.5 mm

Normal pressure angle α_n : 20 °

Helix angle β : 15 °

Helix direction: Helix right h: Helix left har

Center distance: 55 mm

Cumferential backlash j_c : 0.1 mm

Gear mesh stiffness c_v : 15.7804 N/mm/ μ m

Efficiency η : 100 %

Calculation: No calculation

Buttons: Tooth flank modifications, Excitation

Што се тиче прорачуна компонената редуктора, разликује се избор димензија и провера носивости, а у оквиру сваког прорачуна разликује се прорачун:

- зупчаника,
- вратила,
- лежаја,
- клинова,
- ускочника,
- завртњева,
- кућишта
- поклопаца.

- При провери усвојених димензија, поред прорачуна степена сигурности, истовремено се спроводи и прорачун дозвољеног оптерећења.
- Одређивањем минимума максималних вредности носивости појединих компонената одређује се максимална носивост редуктора, односно одређује се које су компоненте поддимензионисане и ако је могуће настоје се ојачати и које су предимензионисане како би се, ако је то могуће, без повећања трошкова израде, ослабиле чиме би се рационализовала цела конструкција.

Прорачун и избор облика зупчаника

- Прорачун зупчаника спроводи се посредством рачунара, применом одговарајућих рачунарских програма.
- Прво се врши прорачун и избор облика зупчаника, за усвојени обртни момент и усвојени преносни однос.
- На основу добијеног подеоног пречника и усвојеног броја зубаца одређује се стандардни модул након чега се врши провера носивости зупчаника, при чему се одређује највећа носивост сваког зупчастог пара понаособ.
- На крају, у зависности од носивости осталих компонената, одређује се и носивост, тј. називни обртни момент редуктора.

Прорачун и избор облика зупчаника

- При прорачуну зупчаника морају се имати у виду конструкциона и технолошка ограничења.
- Под конструкционим ограничењима се подразумевају ограничења везана за могућност уградње зупчаника, просторне могућности везане за осно растојање, да ли је рационалније правити зупчаник или зупчasto вратило, итд.
- Под технолошким ограничењима подразумевају се ограничења везана за могућност израде зупчаника са најмањим бројем зубаца, израда зупчаника са највећим пречником, најмањи и највећи модули, итд.

Одређивање димензија зупчаника

- У оквиру избора димензија зупчаника израчунава се подеони пречник погонског зупчаника на основу израза:

$$d_1 = 850 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 K_A S_{Hmin}^2}{\Psi_{b/d} \sigma_{Hlim}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

- На основу израчунатог пречника подеоног круга погонског зупчаника, израчунава се модул на основу израза:

$$m_n = \frac{d_1}{z_1} \cos \beta_{1/2}$$

Табела 6.1: Фактор радних услова K_d

Карактер промене обртног момента радне машине	Погонска машина			
	Електромотор	Турбомотор	Вишецилинд. клипни мотор	Једноцилинд. клипни мотор
Равномеран	1,00	1,25	1,50	1,75
Са малим ударима	1,10	1,35	1,60	1,85
Са средњим ударима	1,25	1,50	1,75	2,00
Са јаким ударима	1,50	1,75	2,00	2,25
У погледу променљивости обртног момента радне машине се могу разврстати на следећи начин:				
Равномерна промена	Електрогенератори, равномерно оптерећени транспортери, погон помоћног кретања алатних машина, мешалице за материјале исте густине и мале вискозности,...			

Прорачун компонената редуктора

Са малим ударима	Турбокомпресори, центрифугалне пумпе, лифтови, лаке дизалице, мешалице за материјале исте густине и веће вискозности, неравномерно оптерећени транспортери,...
Са средњим ударима	Теже дизалице и кранови, погони главног кретања алатних машина, мешалице материјала неједнаке густине и велике вискозности, вишецилиндричне клипне пумпе, клипни компресори, лаки млинови са куглама, обртне пећи,...
Са јаким ударима	Багери, тешки млинови са куглама, дробилице, ваљаоничке машине, пресе за цигле и брикет, ваљаонички столови за хладно ваљање, машине за сечење и просецање лима, уређаји за бушење у нафтној индустрији,...

Табела 6.2: Препоручене вредности односа ширине и пречника подеоног круга малог зупчаника $\psi_{b/d}$

Материјал	Положај зупчаника на вратилу између ослонаца		
	симетричан	несиметричан	на препусту
Конструкциони челик HB < 180	1,6	1,4	0,8
Побољшан челик HB ≥ 200	1,4	1,1	0,7
Челици за цементацију, пламено и индукционо каљење	1,1	0,9	0,8
Челици за нитрирање	0,8	0,65	0,4

Напомена: Код еластичних конструкција рачунати 60% од наведених вредности. У случају корекције бочне линије зупца могу се усвајати и веће вредности од наведених.

Табела 6.3: Механичке карактеристике материјала намењених за израду зупчаника

Материјал	Ознака	Термичка обрада	Тврдоћа N/mm^2		Трајна динамичка издржљивост		Статичка чврстоћа подножја σ_{Fs} N/mm^2
			језгра	бокова	бока σ_{Hlim} N/mm^2	подножја σ_{Flim} N/mm^2	
	DIN-EN						
Обични конструкциони челици	S275JR	-	125HB		290	150	440
	E 295	-	160HB		370	160	560
	E 335	-	190HB		430	175	650
	E 360	-	210HB		460	205	710
Челици за побољшање	C45R	нормализ.	190HV-10		530	205	740
	C60R	нормализ.	200HV-10		530	220	880
	37C4	побољшан	250HV-10		530	245	930
	34CrMo4	побољшан	270HV-10		530	260	1000
	42CrMo4	побољшан	300HV-10		600	285	1080
	34CrNiMo4	побољшан	310HV-10		630	305	1200
	30CrNiMo8	побољшан	320HV-10		630	315	1300
Челици за цементацију	C15	цементиран и каљен	270HV	720HV	1460	220	880
	16MnCr5	цементиран и каљен	270HV	720HV	1470	430	1370
	20MnCr5	цементиран и каљен	280HV	720HV	1470	445	1470
	20MnCr4	цементиран и каљен	270HV	720HV	1470	385	1275
	15CrNi6	цементиран и каљен	310HV	730HV	1490	460	1570
	17CrNiMo6	цементиран и каљен	400HV	740HV	1510	500	1670
	18CrNi8	цементиран и каљен	400HV	740HV	1490	480	1670

Табела 6.4: Препоручене вредности кинематских преносних односа – i

Број степени	Нормално	Изузетно	Екстремно
Једноstepени	6,3	8	18
Двостепени	35	45	60
Тростепени	150	200	300

Табела 6.6: Препоручене вредности угла нагиба бокова зубаца - β

Редни број пара	Угао нагиба бока зупца, β°
Први степен преноса	10 - 30 (35)
Други степен преноса	8 - 12
Трећи степен преноса	0 - 8

Стандардне вредности модула приказане су у табели 6.7. При избору модула, предност увек треба дати вредностима из прве групе приоритета.

Табела 6.7: Стандардне вредности модула у mm

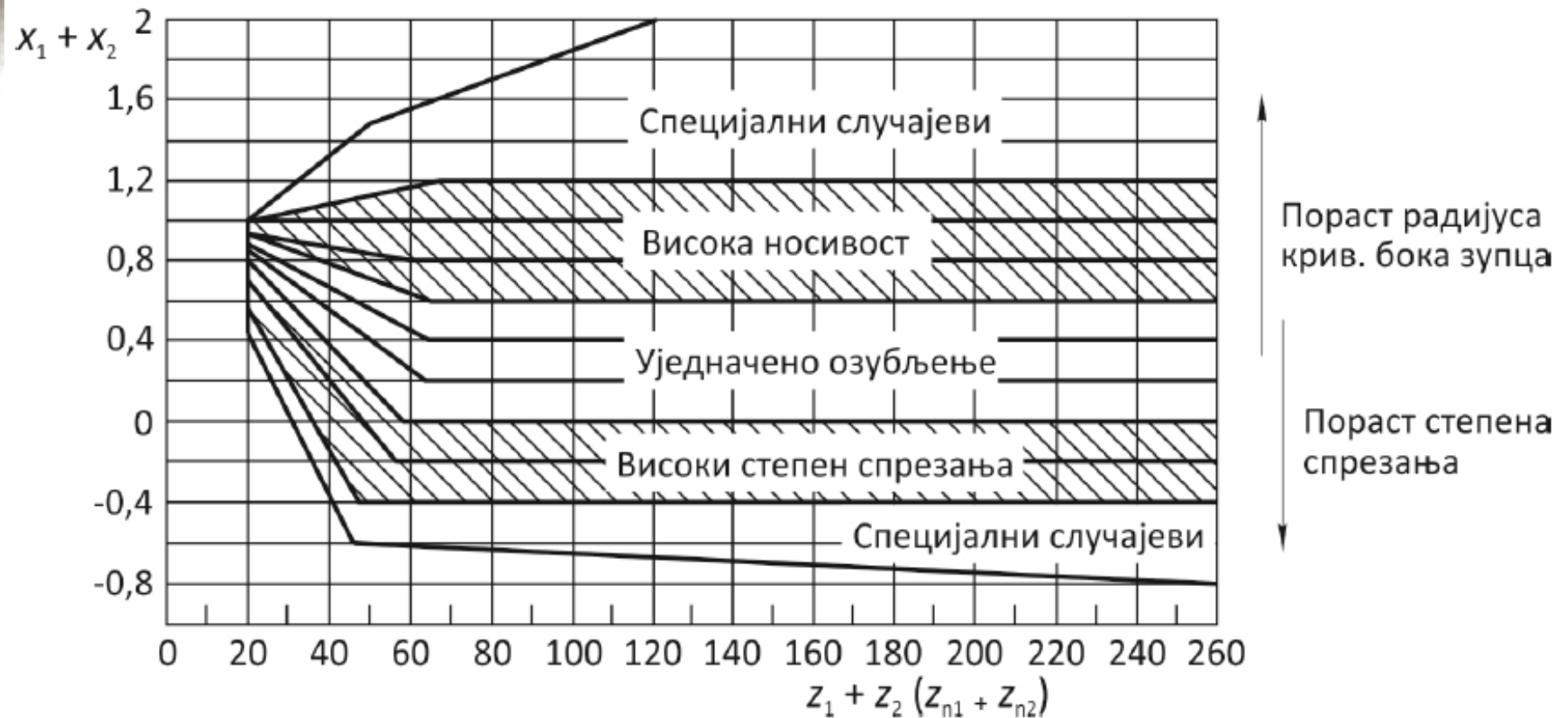
Степен приоритета	Вредност модула - m , mm (извод)															
	I	0,9	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20
II	0,95	1,125	1,375	1,75	2,255	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22	28

- Након детаљног прорачуна зупчаника, осно растојање се коригује све док се не постигну задовољавајуће вредности. При томе може доћи и до промене преносног односа, али не већој од 5% од стандардне вредности.

$$a = \frac{m_n}{\cos \beta} \frac{z_1 + z_2}{2} + (x_1 + x_2)m_n$$

- Према препорукама стандарда DIN 3992, збир коефицијената померања $x_1 + x_2$ усваја се према дијаграму у функцији збира бројева зубаца зупчаника $z_1 + z_2$ (за зупчанике са правим зупцима), односно $z_{n1} + z_{n2}$ (за зупчанике са косим зупцима).

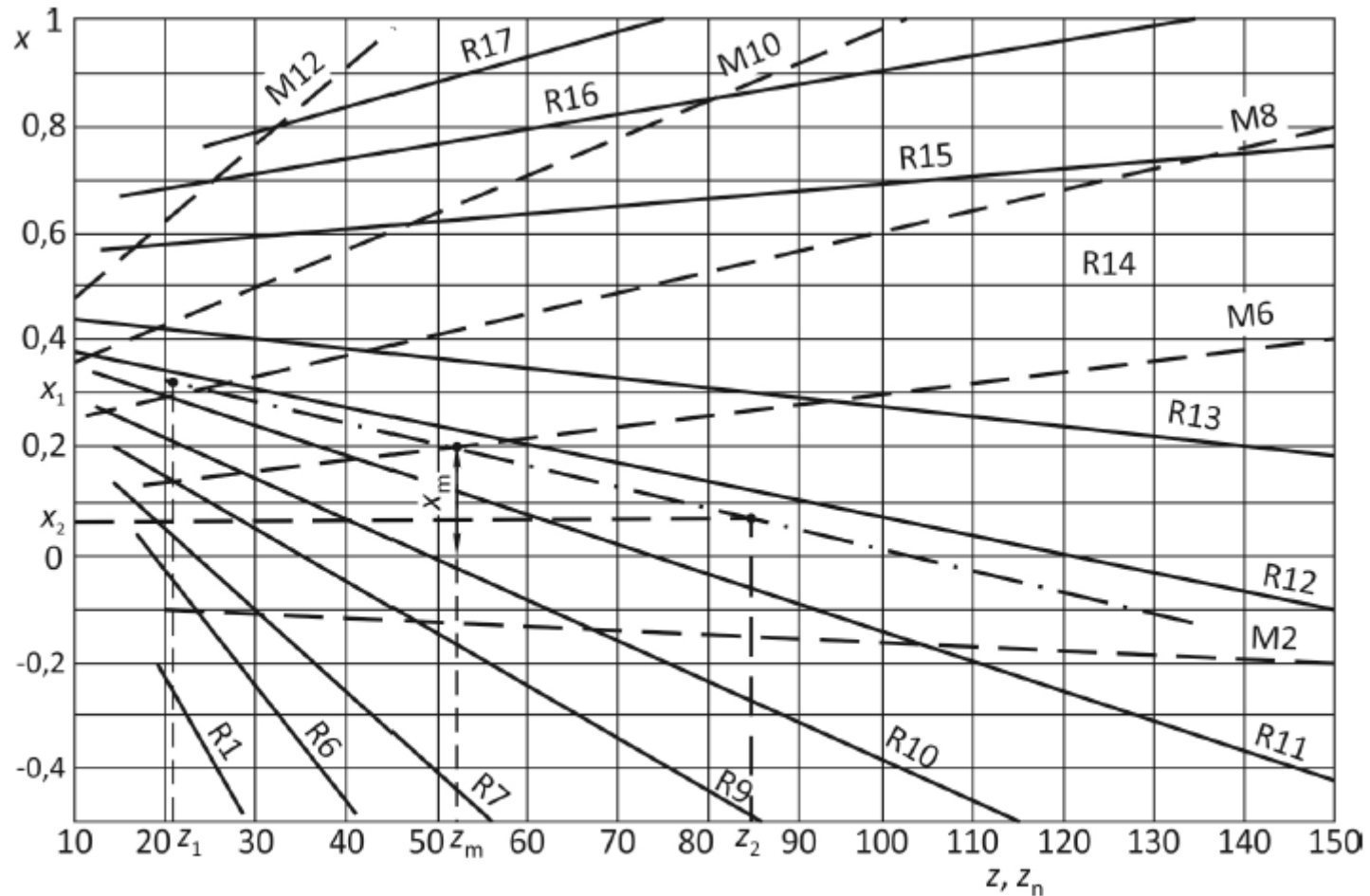
$$z_n = \frac{z}{\cos \beta \cdot \cos \beta_b^2} \approx \frac{z}{\cos \beta_b^3}$$



Сл. 6.1 Избор збира коефицијената померања профила алата $x_1 + x_2$

- За осно растојање се увек усваја мало већи цео број, од израчунатог, како би се обезбедило позитивно померање профила јер се најмањи мали зупчаници увек раде са бројем зубаца мањим од 17 и тиме се жели спречити подсецање зубаца, мада се увек тежи позитивном померању профила како би се повећала носивост зупчастог пара.
- Ако су бројеви зубаца $z_1 = 21$ и $z_2 = 86$, збир коефицијената померања профила алата је $x_1 + x_2 = 0,4$. Затим се израчунавају средње вредности: $x_m = (x_1 + x_2)/2 = 0,4/2 = 0,2$ и $z_m = (z_1 + z_2)/2 = (21 + 86)/2 = 53,5$.

$$z_1 = 21 \text{ и } z_2 = 86$$



Сл. 6.2 Избор појединачних вредности коефицијената померања профила алата (M - мултипликатор, R - редуктор)



Провера носивости зупчаника

Провера носивости зупчаника се врши по више критеријума:

- прорачун носивости по критеријуму издржљивости бокова зубаца,
- прорачун носивости по критеријуму издржљивости подножја зубаца,
- прорачун носивости по критеријуму заривавања и
- прорачун носивости по критеријуму хабања.

Прорачун носивости зупчаника по критеријуму издржљивости бокова зубаца

■ **Радни напон на боку зупца** цилиндричног зупчаника израчунава се на основу израза:

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta Z_B \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \cdot \frac{u+1}{u} K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}}$$

Z_H - фактор облика бока зупца,
 Z_E - фактор еластичности материјала,
 Z_ε - фактор степена спрезања бока зупца,
 Z_β - фактор угла нагиба зубаца,
 Z_B - фактор једноструке спреге,
 F_t - обимна сила на зупчанику,
 d_1 - подеони пречник погонског зупчаника,

Прорачун носивости зупчаника по критеријуму издржљивости бокова зубаца

- Радни напон на боку зупца цилиндричног зупчаника израчунава се на основу израза:

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta Z_B \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \cdot \frac{u+1}{u} K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}}$$

b - ширина контакта зупчаника,

u - кинематски преносни однос,

K_A - фактор радних услова,

K_V - фактор унутрашњих динамичких сила,

$K_{H\alpha}$ - фактор расподеле оптерећења на парове зубаца,

$K_{H\beta}$ - фактор расподеле оптерећења дуж бочне линије.

Фактор радних услова K_A

- Овај фактор узима у обзир неравномерност рада погонске и радне машине. Код универзалних зупчастих редуктора усваја се $K_A = 1$ због тога што се погонским фактором узимају у обзир све неравномерности у току рада редуктора, а код других редуктора се усваја из табеле.

Фактор унутрашњих динамичких сила K_V

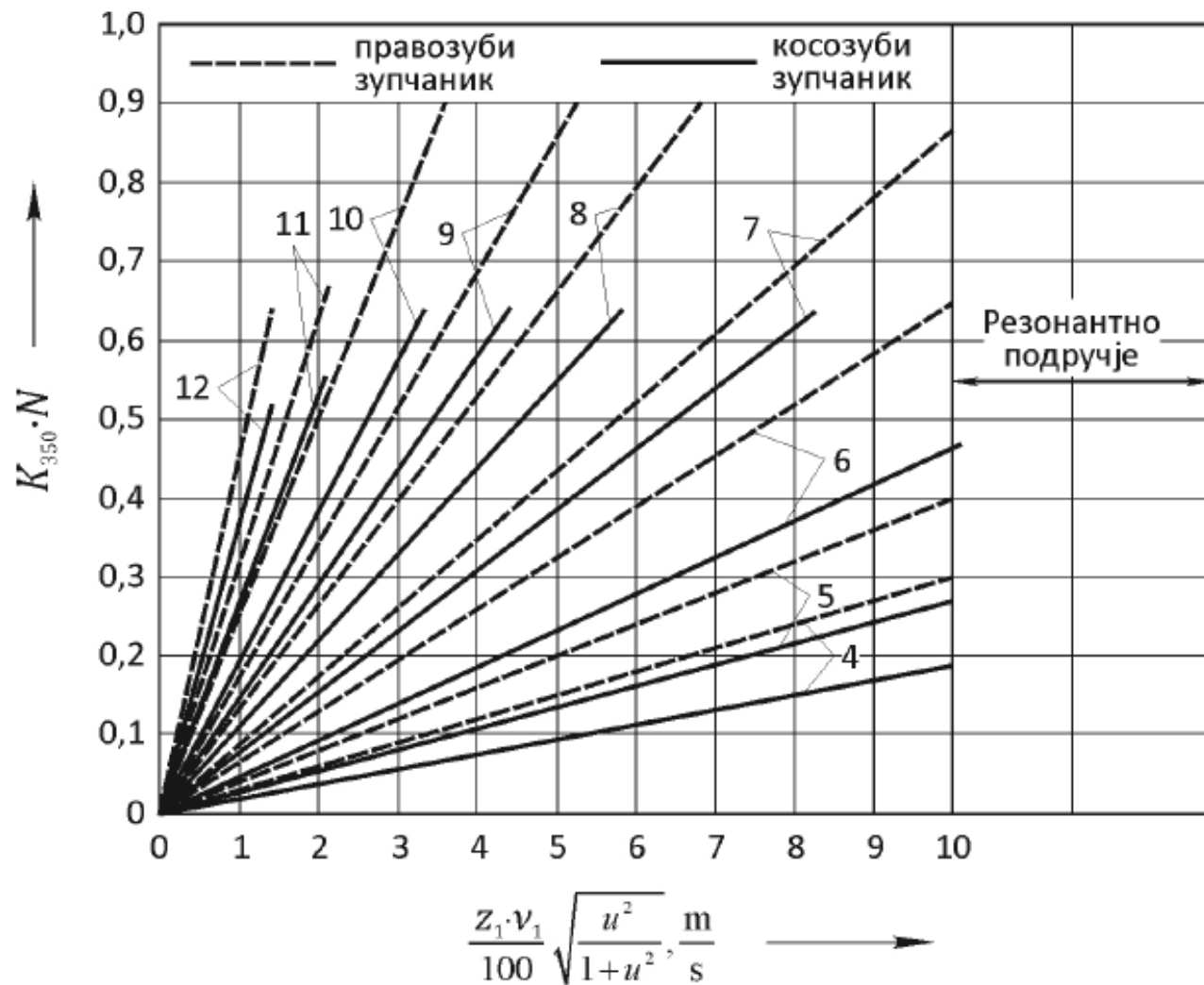
- Обухвата утицај додатних унутрашњих динамичких сила (инерцијалних сила и сила судара зубаца) које настају као последица одступања стварног процеса спрезања зубаца од теоријског.

$$K_V = f_F K_{350} N + 1$$

Прорачун компонената редуктора

Табела 6.10: Фактор корекције оптерећења (f_F) код цилиндричних зупчаника

Врста зупчаника	ISO квалитет	Јединично оптерећење $K_A F_t / b, N/mm$							
		≤ 100	200	350	500	800	1200	1500	2000
са косим зупцима	4	2,31	1,39	1,0	0,84	0,71	0,63	0,59	0,56
	5	2,69	1,53	1,0	0,80	0,62	0,52	0,48	0,44
	6	2,82	1,55	1,0	0,78	0,59	0,48	0,44	0,39
	7	3,21	1,66	1,0	0,74	0,51	0,38	0,32	0,27
	8	3,29	1,68	1,0	0,73	0,49	0,35	0,30	0,24
	9	3,35	1,70	1,0	0,72	0,47	0,33	0,28	0,22
	10	3,38	1,72	1,0	0,71	0,46	0,32	0,27	0,21
	11	3,41	1,73	1,0	0,71	0,45	0,31	0,26	0,20
	12	3,44	1,74	1,0	0,71	0,44	0,30	0,25	0,19
са правим зупцима	4	1,89	1,25	1,0	0,89	0,80	0,75	0,73	0,70
	5	2,25	1,37	1,0	0,85	0,72	0,64	0,62	0,59
	6	2,72	1,53	1,0	0,79	0,61	0,51	0,46	0,42
	7	2,94	1,53	1,0	0,77	0,56	0,45	0,40	0,36
	8	3,12	1,64	1,0	0,75	0,52	0,40	0,35	0,32
	9	3,22	1,67	1,0	0,73	0,50	0,37	0,32	0,27
	10	3,30	1,69	1,0	0,72	0,48	0,35	0,30	0,24
	11	3,34	1,70	1,0	0,72	0,47	0,34	0,28	0,23
	12	3,38	1,71	1,0	0,72	0,45	0,33	0,26	0,22



Сл. 6.3 Дијаграм за одређивање величине $K_{350}N$
 (линије 4,5,6,...,12 означавају квалитет озубљења према стандарду DIN 3965)

Фактори расподеле оптерећења на парове зубаца $K_{H\alpha}$
и $K_{F\alpha}$

- Расподела оптерећења на парове зубаца који су истовремено спрегнути није равномерна због одступања корака профила зубаца, одступања облика и неједнаких крутости парова зубаца. Вредности фактора расподеле оптерећења на парове зубаца се усвајају из табеле.

Табела 6.11: Вредности фактора расподеле оптерећења на парове зубаца

			Јединично оптерећење $K_A F_t / b$							
			$\geq 100 \text{N/mm}$						$< 100 \text{N/mm}$	
ISO квалитет израде			5	6	7	8	9	10	11	6 и више
Отврднуте површине бокова зубаца	Прави зупци	$K_{F\alpha}$	1,0		1,1	1,2	$1/Y_\varepsilon \geq 1,2$			
		$K_{H\alpha}$					$1/Z_\varepsilon^2 \geq 1,2$			
	Коси зупци	$K_{F\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,4	$\varepsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1,4$			
		$K_{H\alpha}$								
Неотврднуте површине бокова зубаца	Прави зупци	$K_{F\alpha}$	1,0		1,1	1,2	$1/Y_\varepsilon \geq 1,2$			
		$K_{H\alpha}$					$1/Z_\varepsilon^2 \geq 1,2$			
	Коси зупци	$K_{F\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,4	$\varepsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1,4$			
		$K_{H\alpha}$								
$(K_{F\alpha})_{\min} = 1; (K_{H\alpha})_{\min} = 1; (K_{F\alpha})_{\max} = \frac{\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_\alpha Y_\varepsilon}; (K_{H\alpha})_{\max} = \frac{\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_\alpha Z_\varepsilon^2}$										

Фактори расподеле оптерећења дуж додирне линије бокова зубаца $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$

- Расподела оптерећења дуж додирне линије бокова зубаца је неравномерна и не дешава се по целој дужини зупца. Разлог овој појави су **одступања паралелности бочних линија зубаца и неједнаке крутости у додирним тачкама спрегнутих зубаца.** Одступања паралелности бочних линија зубаца се јављају **због грешака при изради зупчаника, еластичних деформација зупчаника и вратила, деформација кућишта преносника, термичких и других дилатација.** Појава неравномерне расподеле оптерећења дуж додирне линије посебно је **изражена при мањим оптерећењима.**

Фактори расподеле оптерећења дуж додирне линије бокова зубаца $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$

$$K_{F\beta} = 1 + (K_{\beta} - 1)f_w f_p f_1$$

K_{β} - основни фактор расподеле оптерећења дуж бочне линије који зависи од квалитета израде и ширине зупчаника,

f_w – корекциони фактор јединичног линијског оптерећења,

f_p – фактор спрегнутих материјала ($f_p=1$ за Č/Č, $f_p=0,7$ за NL/NL, $f_p=0,5$ за SL/SL, за комбиноване материјале усваја се средња вредност, нпр. за Č/SL $f_p=0,75, \dots$),

f_1 – фактор положаја зупчаника на вратилу (за симетричан положај зупчаника на вратилу $f_1=1$, за несиматричан положај зупчаника између ослонаца $f_1 = 1,3$, за зупчаник на препусту $f_1 = 1,6$).

Табела 6.12: Вредности основног фактора расподеле оптерећења K_β

Ширина зупчаника b у mm		Квалитет израде према ISO 1328									
изнад	до	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	20	1,06	1,07	1,08	1,10	1,13	1,17	1,23	1,32	1,48	1,66
20	40	1,08	1,08	1,09	1,11	1,14	1,19	1,25	1,36	1,53	1,72
40	100	1,08	1,09	1,09	1,13	1,16	1,20	1,28	1,40	1,59	1,78
100	160	1,10	1,12	1,13	1,16	1,19	1,23	1,33	1,46	1,66	1,83
160	315	1,13	1,14	1,15	1,18	1,21	1,26	1,34	1,48	1,69	1,88
315	560	1,17	1,18	1,19	1,21	1,24	1,28	1,37	1,51	1,70	1,93
560		1,21	1,22	1,24	1,27	1,29	1,32	1,40	1,54	1,74	1,98

Табела 6.13: Вредности фактора f_w

Јединично оптерећење $K_A K_V F_t / b, N/mm$	f_w
≥ 350	1,00
300	1,15
250	1,30
200	1,45
≤ 100	1,60

Фактори расподеле оптерећења дуж додирне линије
бокова зубаца $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$

$$K_{F\beta} = 1 + (K_{\beta} - 1)f_w f_p f_1$$

На основу израчунате вредности фактора $K_{F\beta}$ може се израчунати
и фактор $K_{H\beta}$:

$$K_{H\beta} = K_{F\beta}^{1,39}$$

Фактор облика бока зупца Z_H

Израчунава се на основу израза:

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

Код зупчаника са правим зупцима:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha \operatorname{tg} \alpha_w}} = \frac{1}{\cos \alpha} \sqrt{\frac{2}{\operatorname{tg} \alpha_w}}$$

Фактор еластичности материјала Z_E

Када су зупчаници израђени од различитих материјала, фактор еластичности материјала Z_E се израчунава на основу израза:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)\pi}}$$

ν_1 и ν_2 *Poisson*-ови бројеви за материјале малог и великог зупчаника, а E_1 и E_2 њихови модули еластичности.

Ако су зупчаници направљени од истих материјала онда је $E_1 = E_2 = E$ и $\nu_1 = \nu_2 = \nu$:

$$Z_E = \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\nu^2)}}$$

Фактор еластичности материјала Z_E

Ако је у питању челик ($\nu \approx 0,3$) фактор еластичности материјала се израчунава као:

$$Z_E = \sqrt{0,175 E}$$

Табела 6.14: Вредности фактора еластичности материјала Z_E

Мали зупчаник		Велики зупчаник		Z_E $\sqrt{\frac{N}{\text{mm}^2}}$
Материјал	$E_1, \text{N/mm}^2$	Материјал	$E_2, \text{N/mm}^2$	
Челик	206000	Челик	206000	189,8
		Челични лив	202000	188,9
		Нодуларни лив	173000	181,4
		Сиви лив	118000	162,0
		Ливена кал. бр.	103000	155,0
		Калајна бронза	113000	159,8
Челични лив	202000	Челични лив	202000	188,0
		Нодуларни лив	173000	180,5
		Сиви лив	118000	161,4
Нодуларни лив	173000	Нодуларни лив	173000	180,5
		Сиви лив	118000	156,6
Сиви лив	118000	Сиви лив	118000	143,7

Poisson-ов коефицијент $\nu \approx 0,3$

Фактор степена спрезања бока зупца Z_ε

Код зупчаника са косим зупцима фактор степена спрезања бока зупца се израчунава посредством једначине:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}$$

Ако је $\varepsilon_\beta > 1$ усваја се $\varepsilon_\beta = 1$, па је:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$$

Фактор степена спрезања бока зупца Z_ε

Код зупчаника са правим зупцима $\varepsilon_\beta = 0$, па се фактор степена спрезања бока зупца израчунава на основу израза:

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

Фактор угла нагиба зубаца Z_{β}

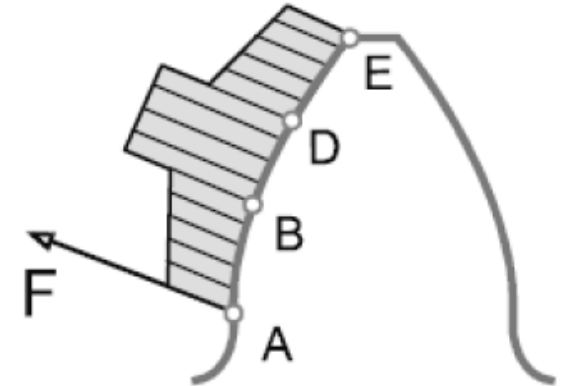
Услед повећаног броја зубаца који се истовремено налази у контакту и преноси оптерећење и већег радијуса кривине бока зупца напони на боковима зубаца код зупчаника са косим зупцима имају ниже вредности у поређењу са зупчаницама са правим зупцима.

$$Z_{\beta} = \sqrt{\cos \beta}$$

Фактор једнострове спреге Z_B

У случају једнострове спреге максимални напони се јављају у најнижој тачки контакта на малом зупчанику (тачка B на додирници) у којој су радијуси кривине најмањи. Фактор једнострове спреге се израчунава као:

$$Z_B = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{wt} \cos \beta}{\sqrt{\operatorname{tg} \alpha_{B1} \operatorname{tg} \alpha_{B2}}}$$



где се углови α_{B1} и α_{B2} израчунавају на основу израза:

$$\operatorname{tg} \alpha_{B1} = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} - 2p_e}{d_{b1}} \quad \operatorname{tg} \alpha_{B2} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{wt} \cos \beta (u + 1) - \operatorname{tg} \alpha_{B1}}{u}$$

Фактор једноструке спреге Z_B

Код зупчаника са правим зупцима:

$$Z_B = \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\sqrt{\operatorname{tg} \alpha_{B1} \operatorname{tg} \alpha_{B2}}} \geq 1$$

а углови α_{B1} и α_{B2} се израчунавају на основу израза:

$$\operatorname{tg} \alpha_{B1} = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} - 2p_e}{d_{b1}} \quad \operatorname{tg} \alpha_{B2} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_w (u + 1) - \operatorname{tg} \alpha_{B1}}{u}$$

Фактор једноструке спреге Z_B

Ако је број зубаца малог зупчаника $z_1 > 20$, може се усвојити да је

$$Z_B = 1$$

јер се тада вредности напона у кинематском полу (тачка С) и најнижој тачки контакта на малом зупчанику (тачка В) веома мало разликују.

Прорачун носивости зупчаника по критеријуму издржљивости бокова зубаца

■ **Критични напон на боку зупца** цилиндричног зупчаника израчунава се на основу израза:

$$\sigma_{Hk} = \sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X$$

σ_{Hlim} - трајна динамичка издржљивост бокова зубаца,
 Z_{NT} - фактор радног века,
 Z_L - фактор подмазивања,
 Z_R - фактор храпавости,
 Z_V - фактор обимне брзине,
 Z_W - фактор утицаја разлике тврдоћа спрегнутих бокова,
 Z_X - фактор величине зубаца.

Фактор радног века Z_{NT}

Утицај броја промена оптерећења (броја спрезања) у току радног века зупчаника на динамичку издржљивост узима се у обзир преко фактора радног века Z_{NT} :

$$Z_{NT} = \sqrt[m]{\frac{N_{HD}}{N}}$$

N – стварни број промена оптерећења у току радног века t (h) при броју обртаја n (min^{-1}), $N = 60 \cdot t \cdot n$,

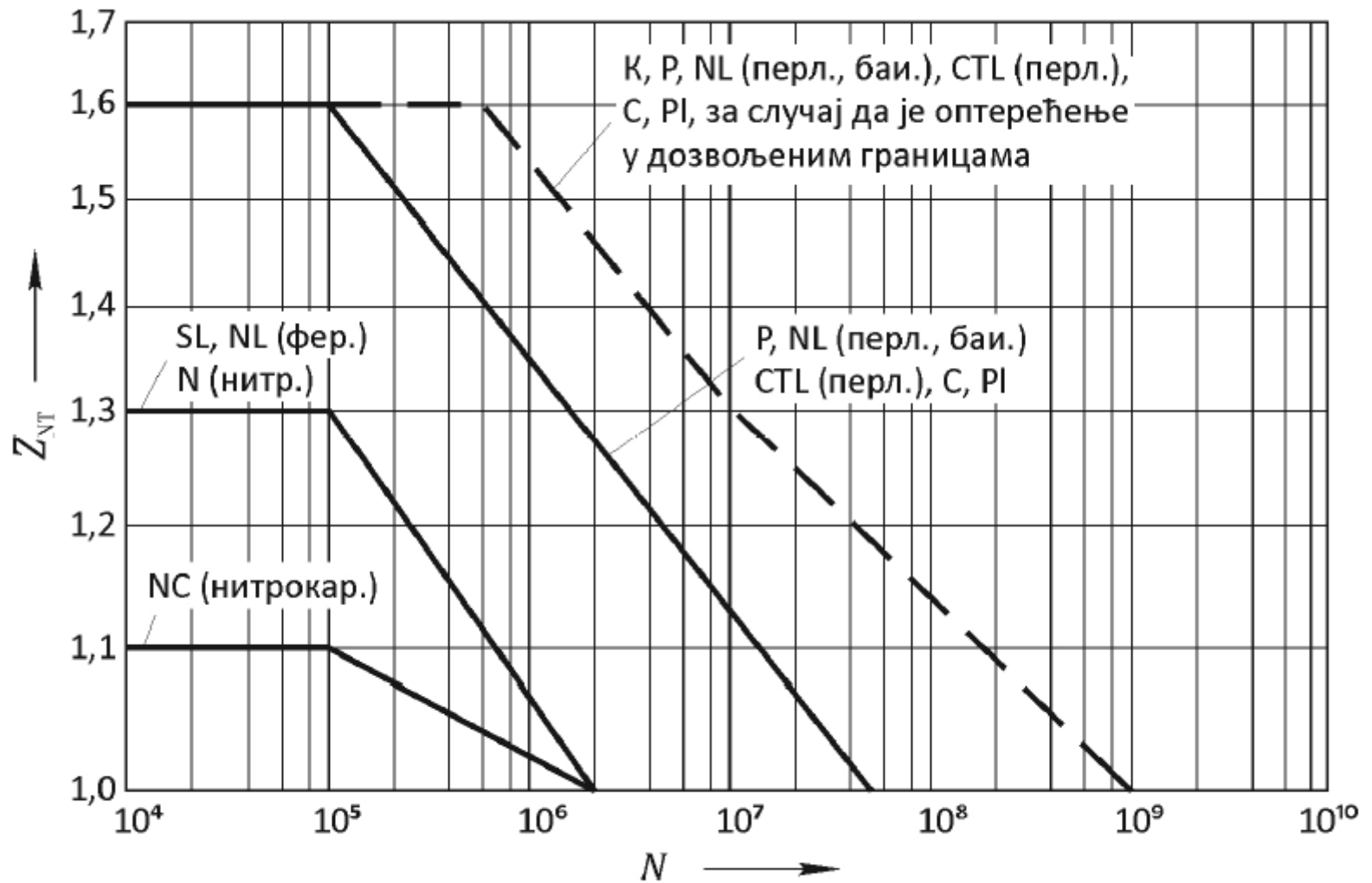
N_{HD} – гранични број промена оптерећења који одговара трајној динамичкој издржљивости σ_{Hlim} ,

m – експонент.

Ако је $N > N_{HD}$, усваја се $Z_{NT} = 1$.

Табела 6.15: Вредности параметара N_{HD} и m

Врста материјала	N_{HD}	m
Конструкциони побољшани челици, површински отврднути челици, перлитни нодуларни лив, перлитни темперовани лив	$50 \cdot 10^6$	13
Челици за нитрирање претходно побољшани, челици за побољшање нитрирани у гасу, сиви лив, феритни нодуларни лив	$2 \cdot 10^6$	11,4
Челици за побољшање нитрирани у купатилу	$2 \cdot 10^6$	31

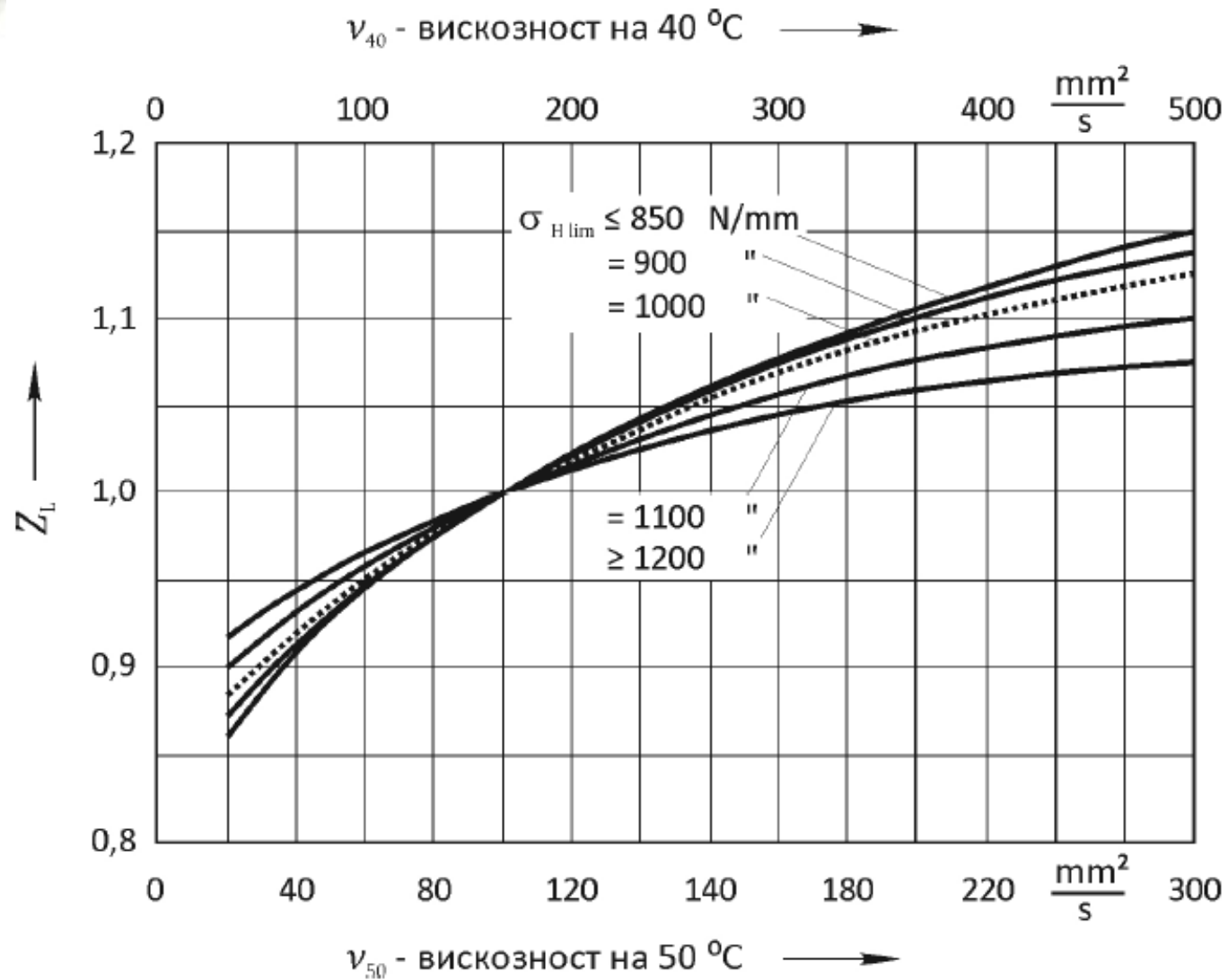


Сл. 6.4 Фактор радног века Z_{NT}

Фактор подмазивања Z_L

Услед подмазивања, на додирним површинама зубаца спрегнутих зупчаника постоји слој уља. Дебљина овог слоја првенствено зависи од вискозности уља и обимне брзине. **Утицај вискозности уља на дебљину уљног филма на додирним површинама**, а самим тим и на носивост бокова зубаца узима се у обзир фактором подмазивања Z_L .

Вредност овог фактора у функцији вискозности уља (на 40°C или 50°C) може се очитати са дијаграма, а вредност вискозности уља на температури од 50°C (ν_{50}) из табеле.



Сл. 6.5 Фактор подмазивања Z_L

Табела 6.16: Препоручене вредности вискозности уља ν_{50} (mm²/s)

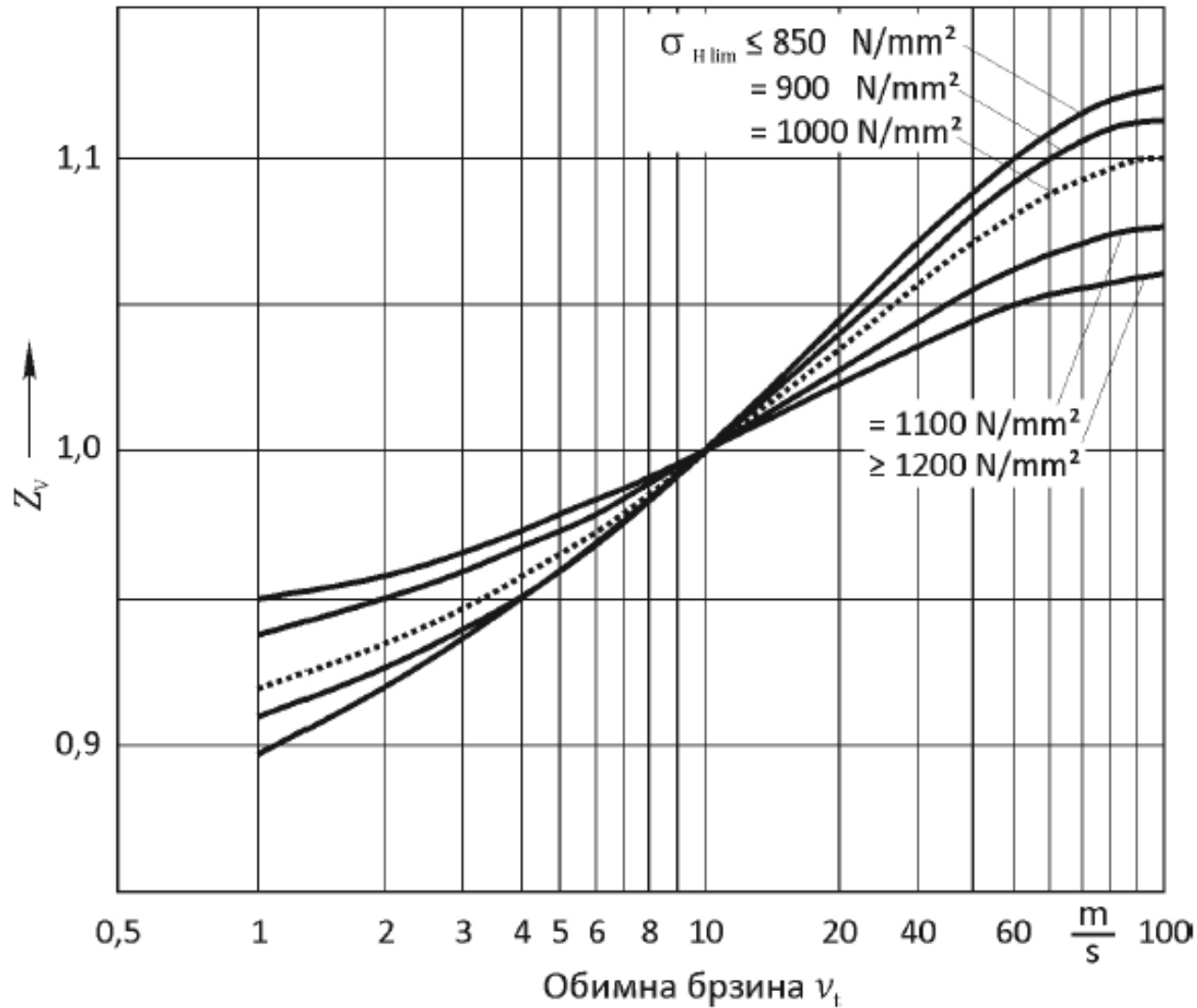
Обимна брзина v m/s	Јединично оптерећење $\frac{K_A K_V F_t}{bm}$ у N/mm ²		
	12,5	12,5÷30,00	преко 30,00
до 0,5	150	260	460
0,5÷2	90	150	300
2 ÷ 6	60	90	150
6 ÷ 12	45	60	90

K_A - фактор радних услова, K_V - фактор унутрашњих динамичких сила,
 F_t - обимна сила, b - ширина зупчаника, m - модул

Фактор обимне брзине Z_v

Утицај обимне брзине на дебљину уљног филма између бокова зубаца, а самим тим и на његову хидродинамичку носивост узима се у обзир фактором обимне брзине Z_v .

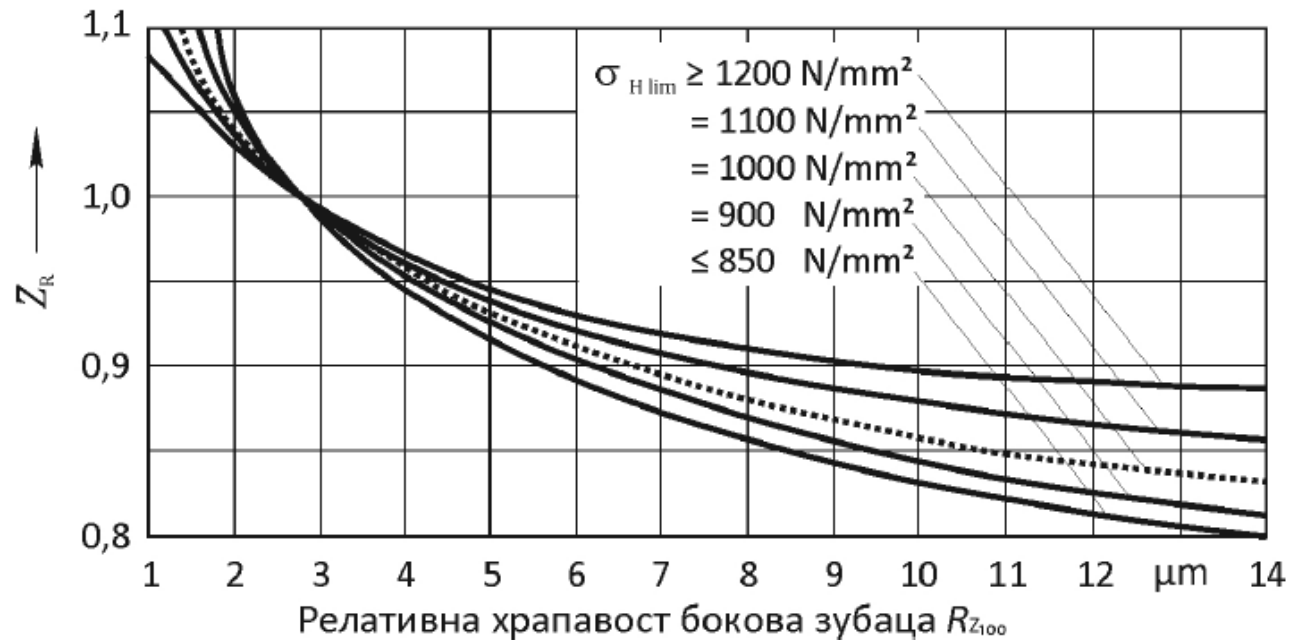
Повећање обимне брзине утиче и на повећање дебљине уљног филма и на његову хидродинамичку носивост. Вредност фактора обимне брзине усваја се са дијаграма.



Сл. 6.6 Фактор обимне брзине Z_v

Фактор храпавости Z_R

Са порастом храпавости бокова зубаца смањује се површина налегања, а самим тим и њихова носивост. Вредност фактора храпавости може се очитати са дијаграма у функцији средње храпавости R_{z100} .



Сл. 6.7 Фактор храпавости Z_R

Фактор храпавости Z_R

Средња храпавост R_{z100} израчунава се на основу израза:

$$R_{z100} = \frac{R_{z1} + R_{z2}}{2} \sqrt[3]{\frac{100}{a}}$$

R_{z1} , R_{z2} у μm - средње висине неравнина (средње храпавости) бокова зубаца,
 a у mm - осно растојање.

Табела 6.17: Вредности средњих висина неравнина R_z

R_z μm	Обрада
3 ÷ 4	брушење, класа храпавости 6, 7
5 ÷ 7	глодање, класа храпавости 8
≥ 7,5	грубо глодање

Фактор утицаја разлике тврдоћа спрегнутих бокова Z_W

Ако се зупчаници са неотврднутим боковима зубаца спрежу са зупчаницима са отврднутим боковима, временом долази до повећања њихове тврдоће, а самим тим и динамичке издржљивости. Ова појава се у прорачуну узима у обзир фактором Z_W који се израчунава на основу израза:

$$Z_W = 1,2 - \frac{HB - 130}{1700} \quad \text{за } 130 \leq HB \leq 470$$

где је HB – тврдоћа према *Brinell* -у.

Ако је $HB < 130$, усваја се $Z_W = 1,2$, а ако је $HB > 470$ усваја се $Z_W = 1,0$.

Тврдоћа HB се односи на зупчаник израђен од материјала мање тврдоће.

Фактор величине зубаца Z_x

Утицај апсолутне величине зубаца на динамичку издржљивост бокова узима се преко фактора Z_x .

Овај утицај је присутан **само ако је модул већи од 7 mm**. Вредности овог фактора дате су у табели. Код зупчаника са косим зупцима фактор Z_x се усваја према стандардном модулу m_n .

Табела 6.19: Вредности фактора величине зубаца Z_x

Материјал и термичка обрада	Модул m_n , mm					
	7	10	15	20	25	30
челици за побољшање и цементацију (нитрокарбонирани или нитрирани)	1	0,97	0,91	0,86	0,8	0,75
цементирани челици, челици и нодуларни лив, индукцијски или пламено каљени	1	1	0,975	0,95	0,925	0,9
За побољшане и нормализоване челике, сиви и нодуларни лив $Z_x = 1$						

Прорачун носивости зупчаника по критеријуму издржљивости бокова зубаца

■ Степен сигурности против разарања бокова зубаца S_H

Однос критичног и радног напона представља степен сигурности против разарања бокова зубаца S_H :

$$S_H = \frac{\sigma_{Hk}}{\sigma_H} \quad S_{Hmin} \approx (> 1) \dots 1,2$$

Ако су спрегнути зупчаници израђени од различитих материјала (са различитом механичком и термичком обрадом) проверава се степен сигурности и малог и великог зупчаника.

Прорачун носивости зупчаника по критеријуму чврстоће подножја зубаца

■ **Радни напон у подножју зупца** цилиндричног зупчаника израчунава се на основу израза:

$$\sigma_F = Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta \frac{F_t}{b m_n} K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta}$$

Y_{Fa} - фактор облика зупца,

Y_{Sa} - фактор концентрације напона,

Y_ε - фактор степена спрезања,

Y_β - фактор нагиба косих зубаца,

$K_{F\alpha}$ - фактор расподеле оптерећења на парове зубаца,

$K_{F\beta}$ - фактор расподеле оптерећења дуж бочне линије.

Фактор облика зупца Y_{Fa}

Облик зупца зупчаника има значајан утицај на величину радног напона у подножју зупца, а у поступку прорачуна у обзир се узима преко фактора облика зупца Y_{Fa} .

Највише **зависи од коефицијента померања профила x и броја зубаца фиктивног зупчаника z_n .**

Код цилиндричних зупчаника са правим зупцима $z_n = z$. Вредности фактора облика зупца се усвајају из табеле.

Фактор се одређује и за погонски и за гоњени зупчаник.

Табела 6.20: Фактор облика зупца Y_{Fa}

Z_n	Коефицијент померања профила x															
	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
14									2,62	2,45	2,31	2,19	2,00	1,94		
16								2,70	2,53	2,39	2,27	2,16	2,07	2,00	1,94	1,88
18						2,97	2,78	2,61	2,47	2,34	2,24	2,14	2,06	1,99	1,94	1,88
20					3,05	2,86	2,70	2,55	2,42	2,31	2,21	2,12	2,05	1,99	1,94	1,89
22				3,15	2,95	2,78	2,63	2,50	2,38	2,28	2,19	2,11	2,05	1,99	1,94	1,90
24			3,25	3,05	2,86	2,71	2,58	2,46	2,35	2,26	2,18	2,11	2,04	1,99	1,94	1,90
26		3,35	3,14	2,95	2,80	2,68	2,54	2,42	2,33	2,24	2,16	2,10	2,04	1,99	1,95	1,91
28	3,45	3,23	3,05	2,88	2,74	2,64	2,50	2,40	2,30	2,23	2,15	2,09	2,04	1,99	1,95	1,92
30	3,34	3,14	2,97	2,82	2,69	2,57	2,46	2,37	2,28	2,21	2,14	2,08	2,04	1,99	1,95	1,92
35	3,12	2,96	2,83	2,70	2,59	2,49	2,40	2,32	2,25	2,18	2,13	2,08	2,04	1,99	1,96	1,93
40	2,96	2,84	2,72	2,61	2,52	2,43	2,36	2,28	2,23	2,17	2,12	2,07	2,03	2,00	1,97	1,94
45	2,85	2,85	2,64	2,55	2,46	2,39	2,32	2,26	2,20	2,15	2,11	2,07	2,03	2,00	1,97	1,95
50	2,76	2,67	2,58	2,50	2,42	2,35	2,30	2,24	2,19	2,14	2,10	2,07	2,03	2,00	1,98	1,96
60	2,64	2,56	2,49	2,42	2,36	2,30	2,25	2,21	2,17	2,13	2,09	2,06	2,03	2,01	1,98	1,97
70	2,55	2,48	2,42	2,36	2,32	2,27	2,23	2,18	2,15	2,12	2,08	2,06	2,03	2,01	1,99	1,98
80	2,48	2,43	2,37	2,33	2,28	2,24	2,21	2,17	2,13	2,11	2,08	2,06	2,03	2,02	2,00	1,99
90	2,44	2,39	2,34	2,30	2,26	2,23	2,19	2,16	2,13	2,10	2,08	2,06	2,03	2,02	2,01	1,99
100	2,40	2,35	2,31	2,27	2,24	2,20	2,17	2,15	2,12	2,10	2,08	2,06	2,04	2,03	2,01	2,00
200	2,28	2,25	2,23	2,20	2,18	2,16	2,14	2,12	2,10	2,08	2,07	2,06	2,04	2,03	2,03	2,02
300	2,23	2,21	2,19	2,16	2,15	2,13	2,12	2,10	2,09	2,08	2,07	2,06	2,05	2,04	2,03	2,03

Фактор концентрације напона Y_{Sa}

Услед концентрације напона у подножју зупца због прелазног заобљења, радни напон је знатно већи од номиналног.

Ово повећање напона се у прорачуну узима у обзир преко фактора концентрације напона Y_{Sa} .

Вредност овог фактора се усваја из табеле у зависности од коефицијента померања профила x и броја зубаца фиктивног зупчаника z_n .

Код цилиндричних зупчаника са правим зупцима $z_n = z$.

Фактор Y_{Sa} се одређује за оба спрегнута зупчаника.

Табела 6.21: Фактор концентрације напона Y_{Sa}

z_n	Коефицијент померања профила x															
	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
14								1,59	1,64	1,70	1,75	1,79	1,83	1,86	1,88	1,88
16							1,56	1,62	1,67	1,72	1,77	1,81	1,85	1,88	1,88	1,89
18						1,54	1,58	1,64	1,68	1,74	1,79	1,83	1,86	1,89	1,90	1,91
20					1,51	1,56	1,61	1,66	1,71	1,76	1,80	1,84	1,88	1,90	1,92	1,92
22			1,44	1,48	1,53	1,58	1,62	1,67	1,72	1,77	1,81	1,85	1,89	1,92	1,93	1,93
24		1,41	1,45	1,50	1,54	1,59	1,64	1,68	1,73	1,78	1,82	1,86	1,89	1,92	1,93	1,93
26	1,39	1,43	1,47	1,51	1,56	1,60	1,65	1,70	1,74	1,79	1,83	1,87	1,90	1,93	1,94	1,94
28	1,40	1,44	1,48	1,52	1,57	1,61	1,66	1,71	1,75	1,80	1,84	1,88	1,91	1,93	1,94	1,94
30	1,42	1,45	1,50	1,54	1,58	1,63	1,67	1,72	1,76	1,81	1,85	1,88	1,92	1,93	1,94	1,94
35	1,45	1,49	1,53	1,57	1,61	1,65	1,70	1,74	1,78	1,82	1,86	1,89	1,92	1,94	1,94	1,95
40	1,47	1,51	1,55	1,59	1,63	1,67	1,72	1,76	1,80	1,84	1,87	1,90	1,93	1,94	1,95	1,95
45	1,50	1,53	1,57	1,61	1,65	1,69	1,73	1,77	1,81	1,85	1,88	1,91	1,94	1,95	1,95	1,95
50	1,52	1,55	1,59	1,63	1,67	1,71	1,75	1,78	1,82	1,86	1,89	1,92	1,94	1,95	1,96	1,96
60	1,55	1,59	1,63	1,66	1,70	1,74	1,77	1,80	1,84	1,87	1,90	1,93	1,94	1,96	1,96	1,96
70	1,58	1,62	1,65	1,68	1,72	1,75	1,79	1,82	1,85	1,88	1,91	1,94	1,95	1,96	1,96	1,96
80	1,61	1,64	1,68	1,70	1,74	1,77	1,80	1,84	1,87	1,89	1,92	1,94	1,96	1,96	1,96	1,96
90	1,64	1,66	1,70	1,73	1,76	1,79	1,82	1,85	1,87	1,90	1,92	1,94	1,96	1,97	1,97	1,97
100	1,65	1,68	1,71	1,74	1,77	1,80	1,83	1,86	1,88	1,91	1,93	1,94	1,96	1,97	1,97	1,97
200	1,73	1,75	1,77	1,80	1,82	1,84	1,87	1,89	1,91	1,93	1,94	1,95	1,96	1,97	1,97	1,97
300	1,76	1,79	1,81	1,83	1,85	1,82	1,90	1,91	1,93	1,94	1,95	1,95	1,96	1,97	1,97	1,97

Фактор степена спрезања Y_ε

Како се у процесу спрезања зубаца зупчаника непрестално смењују једнострука и двострука спрега, номинална вредност радног напона у подножју зупца коригује се фактором степена спрезања Y_ε који се израчунава на основу израза:

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha}$$

Фактор нагиба косих зубаца Y_β

Код цилиндричних зупчаника са косим зупцима истовремено се спреже, а самим тим и преноси оптерећење већи број зубаца него код зупчаника са правим зупцима.

Ова појава се у поступку прорачуна узима у обзир преко фактора нагиба косих зубаца Y_β :

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ}$$

Ако је $\varepsilon_\beta > 1$, усваја се $\varepsilon_\beta = 1$, а ако је угао нагиба зубаца $\beta > 30^\circ$, усваја се $\beta = 30^\circ$.

Код зупчаника са правим зупцима $Y_\beta = 1$.

Прорачун носивости зупчаника по критеријуму чврстоће подножја зубаца

■ **Критични напон у подножју зупца** цилиндричног зупчаника израчунава се на основу израза:

$$\sigma_{Fk} = \sigma_{Flim} Y_{NT} Y_{ST} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Z_X$$

σ_{Flim} – трајна динамичка издржљивост подножја зубаца,
 Y_{NT} – фактор радног века,
 Y_{ST} – фактор концентрације напона опитног зупчаника,
 $Y_{\delta relT}$ – релативни фактор осетљивости материјала на концентрацију напона,
 Y_{RrelT} – релативни фактор храпавости,
 Y_X – фактор величине пресека.

Фактор радног века Y_{NT}

Утицај броја промена оптерећења у току радног века зупчаника на динамичку издржљивост узима се у обзир преко фактора радног века:

$$Y_{NT} = m \sqrt{\frac{N_D}{N}}$$

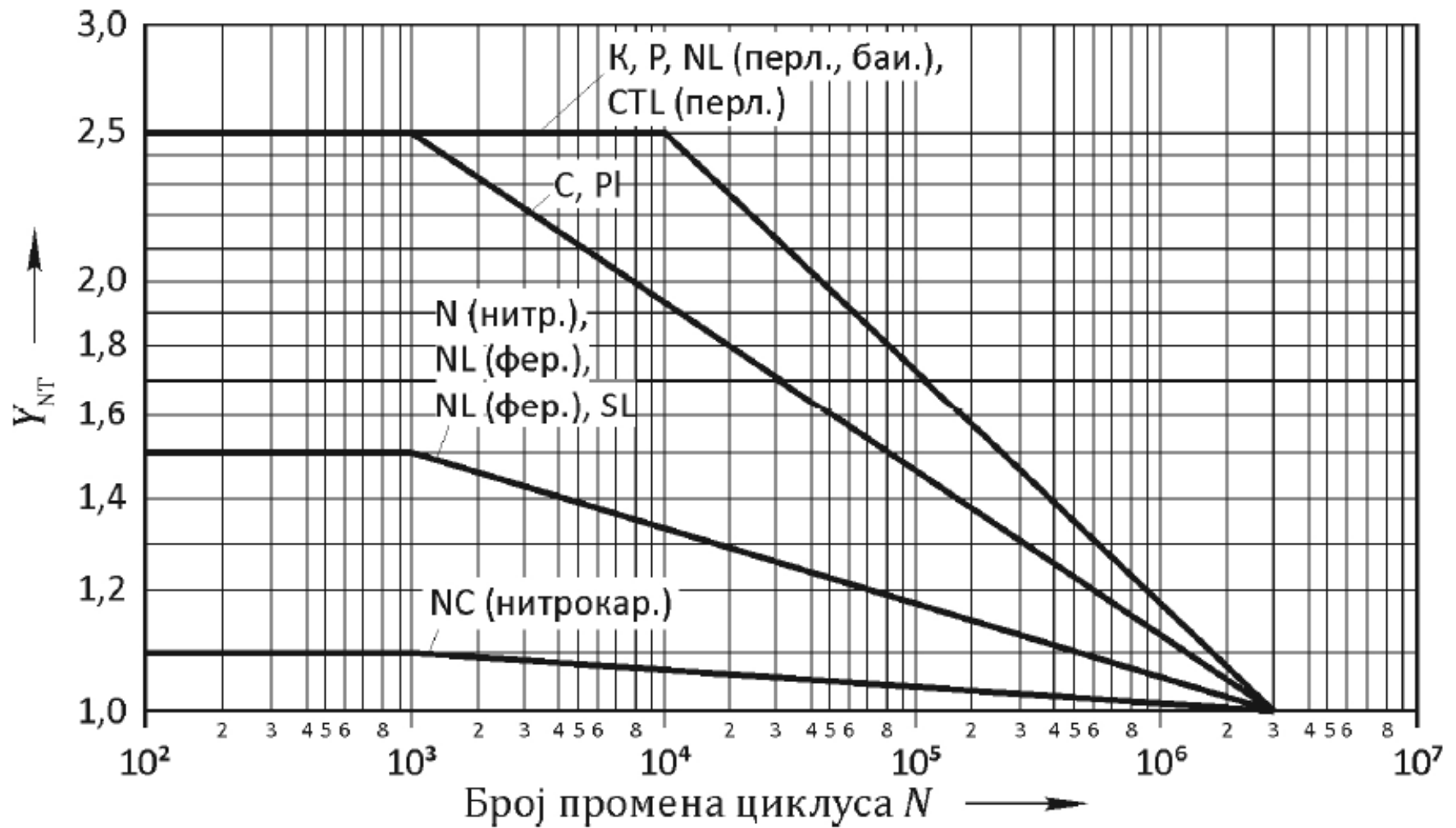
N - стварни број промена оптерећења у току радног века t (h) при броју обртаја n (min^{-1}), $N = 60 \cdot t \cdot n$,

N_D - гранични број промена оптерећења који одговара трајној динамичкој издржљивости σ_{Flim} ,

m - експонент.

Табела 6.22: Вредности параметара N_D и m

Врста материјала	N_D	m
Конструкциони и побољшани челици, перлитни и нодуларни лив, перлитни темпер лив	$3 \cdot 10^6$	6,25
Површински отврднути челици	$3 \cdot 10^6$	8,7
Челици за нитрирање и за побољшање, сиви лив и феритни нодуларни лив	$3 \cdot 10^3$	17
Челици за побољшање нитрирани у купатилу или краткотрајно гасно	$3 \cdot 10^3$	83



Сл. 6.8 Фактор радног века Y_{NT}

Фактор концентрације напона опитног зупчаника Y_{ST}

Вредност овог фактора је константна и износи $Y_{ST} = 2$.

Релативни фактор осетљивости материјала на концентрацију напона $Y_{\delta relT}$

Осетљивост материјала на концентрацију напона узима се у обзир фактором $Y_{\delta relT}$.

Вредности овог фактора у функцији врсте материјала и фактора концентрације напона Y_{Sa} дате су у табели. Овај фактор се одређује за оба зупчаника посебно.

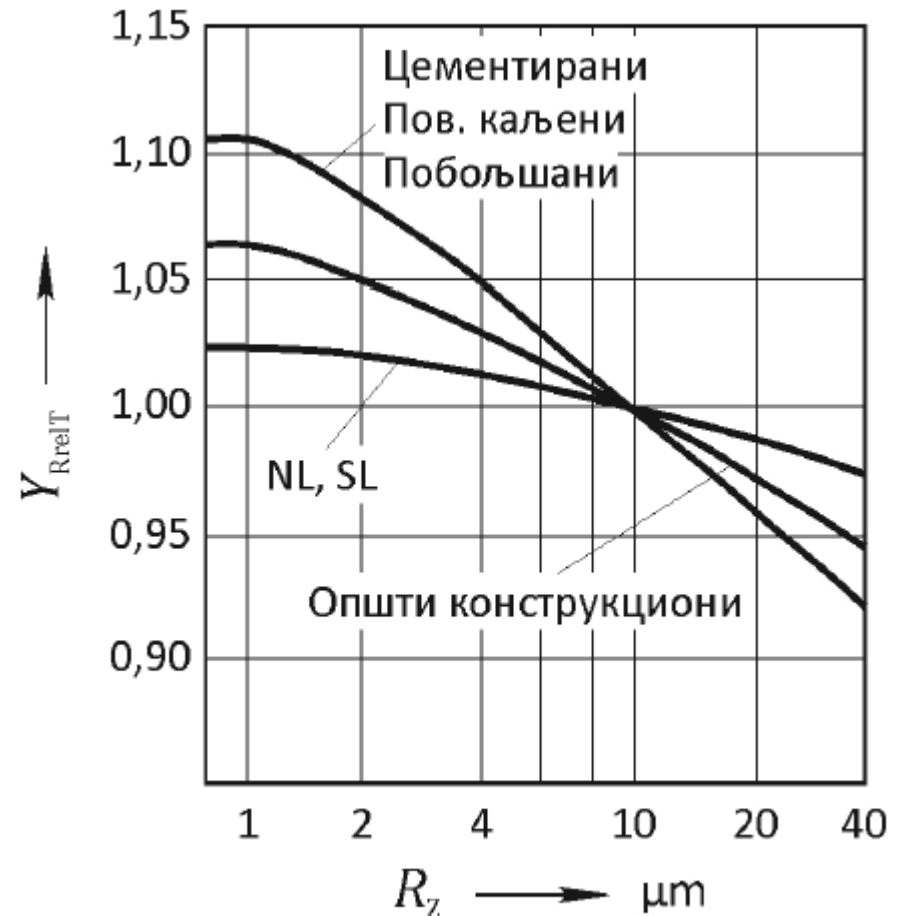
Табела 6.23: Релативни фактор осетљивости материјала на концентрацију напона $Y_{\delta relT}$

Материјал	Карактеристика материјала, N/mm^2	Фактор концентрације напона Y_{Sa}										
		1,4	1,5	1,6	1,7	1,76	1,8	1,9	2	2,1	2,2	2,3
Сиви лив	$R_m=150$	0,895	0,925	0,955	0,985	1	1,017	1,045	1,070	1,105	1,140	1,175
	$R_m=330$	0,902	0,928	0,952	0,982	1	1,015	1,040	1,065	1,095	1,130	1,162
Општи констр. челици, нодул. лив-перлитни	$R_e=300$	0,935	0,952	0,970	0,910	1	1,005	1,025	1,045	1,065	1,085	1,115
	$R_e=400$	0,950	0,962	0,980	0,987	1	1,003	1,015	1,030	1,045	1,060	1,075
Побољшани челици	$R_{0,2}=500$	0,956	0,966	0,976	0,990	1	1,005	1,015	1,025	1,038	1,052	1,068
	$R_{0,2}=1000$	0,982	0,992	0,996	0,998	1	1,002	1,004	1,007	1,010	1,014	1,018
Челици за побољшање и цементацију нитрокарборирани, челици за нитрирање-нитрирани		0,924	0,947	0,970	0,993	1	1,004	1,027	1,050	1,073	1,096	1,119
Површински отворднути зупци (и подножја)		0,986	0,990	0,994	0,998	1	1,004	1,008	1,012	1,016	1,020	1,024

Релативни фактор храпавости Y_{RrelT}

Храпавост површине подножја зупца зупчаника утиче на његову издржљивост, а у прорачуну критичног напона у обзир се узима релативним фактором храпавости Y_{RrelT} .

Вредности овог фактора дате су на слици.

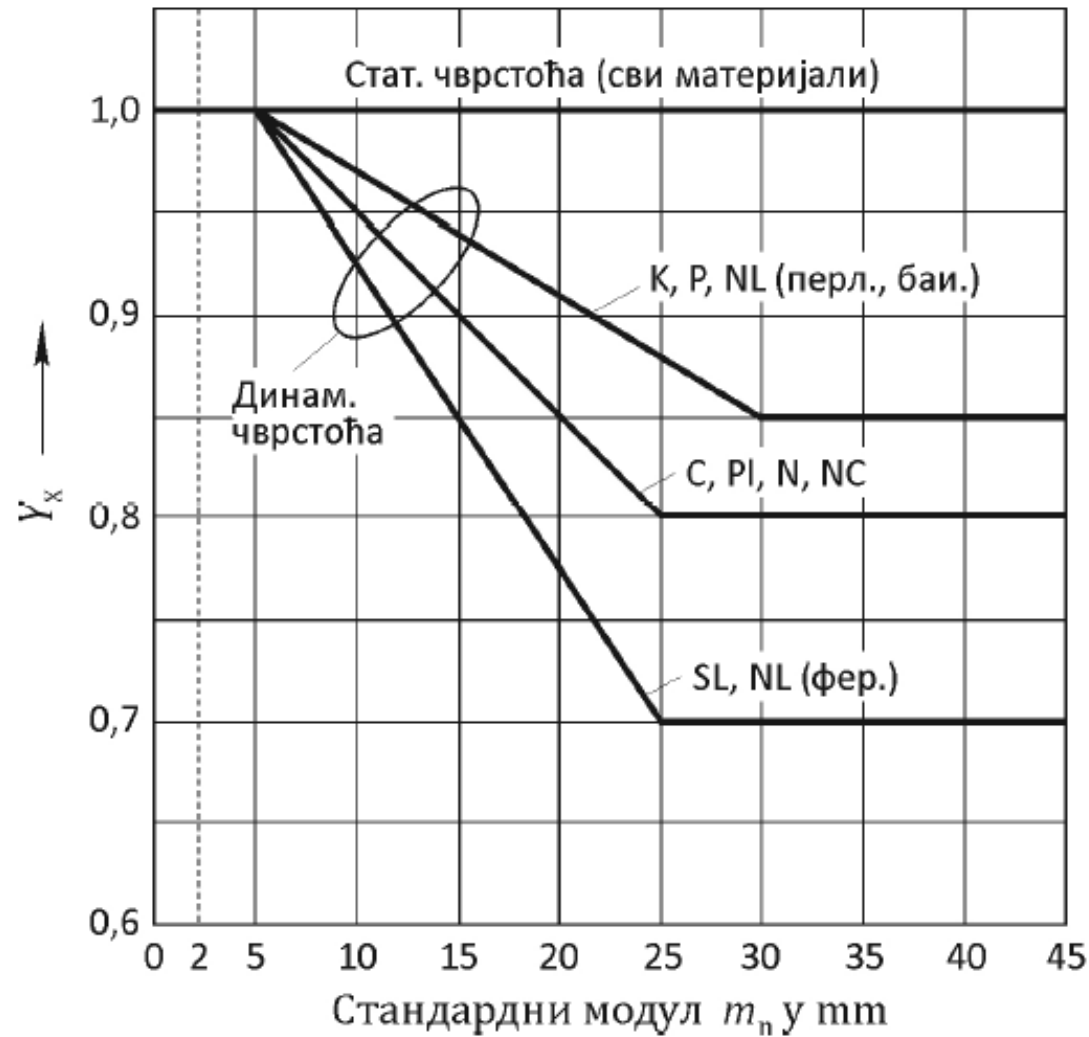


Сл. 6.9 Релативни фактор храпавости Y_{RrelT}

Фактор величине пресека Y_x

Утицај величине пресека зупца на динамичку издржљивост његовог подножја узима се у обзир преко фактора величине пресека Y_x .

Вредности овог фактора су дате на слици. Код зупчаника са косим зупцима фактор Y_x се усваја према стандардном модулу m_n .



Сл. 6.10 Фактор величине пресека Y_x

Прорачун носивости зупчаника по критеријуму чврстоће подножја зубаца

■ Степен сигурности подножја зупца цилиндричног зупчаника S_F :

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Fk1}}{\sigma_{F1}}$$

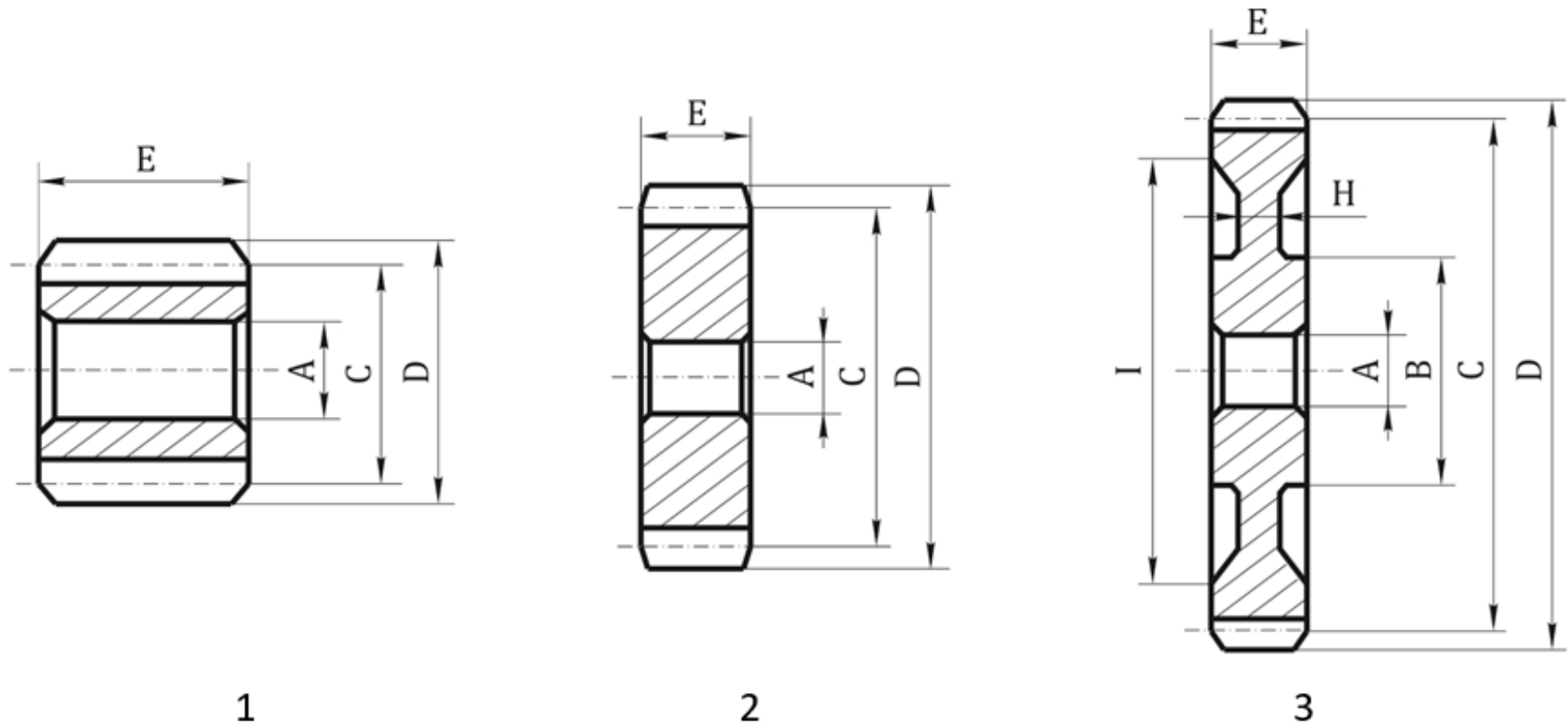
$$S_{F2} = \frac{\sigma_{Fk2}}{\sigma_{F2}}$$

$$S_{F\min} = 1,25 \div 2,5$$

Дефинисање облика зупчаника

Облик зупчаника у највећој мери зависи од:

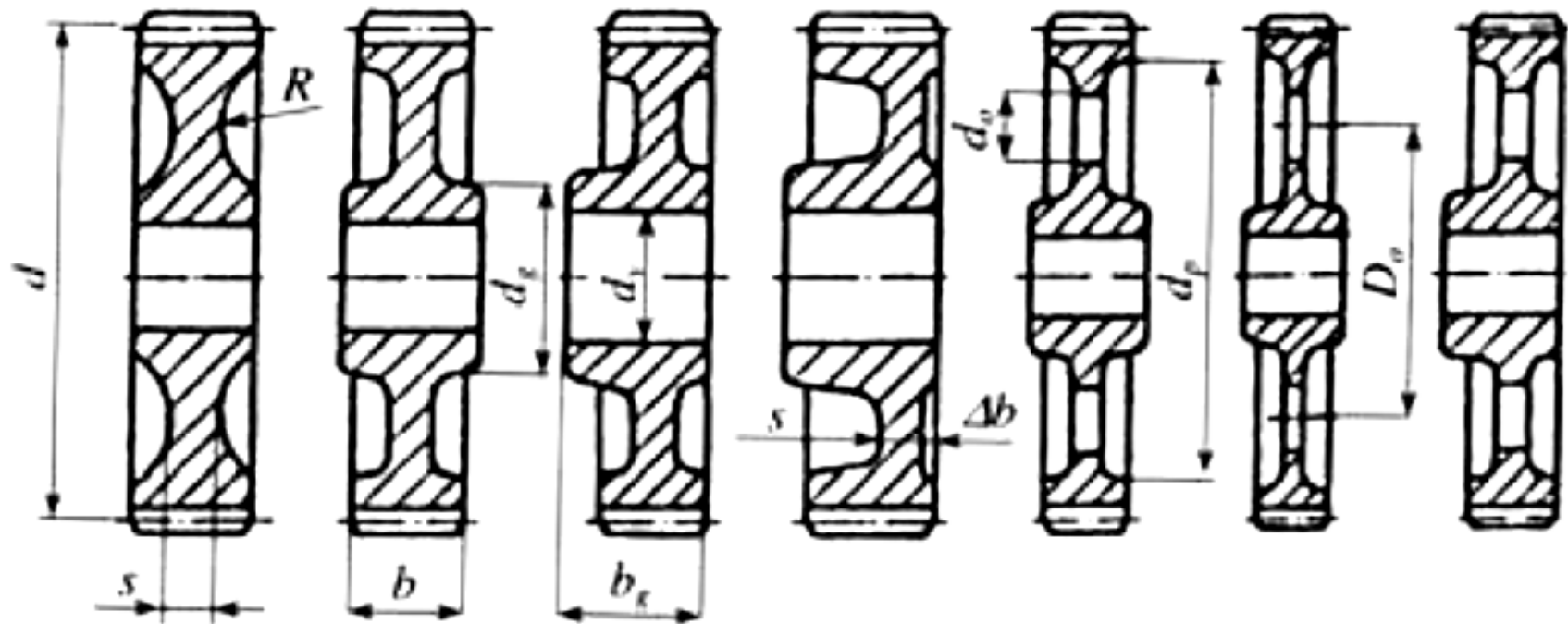
- његове величине,
 - серије (броја комада),
 - предвиђеног начина израде,
 - употребљеног материјала итд.
- У сваком случају обим машинске обраде и утрошак материјала потребно је свести на што мању меру, с обзиром на њихову цену.



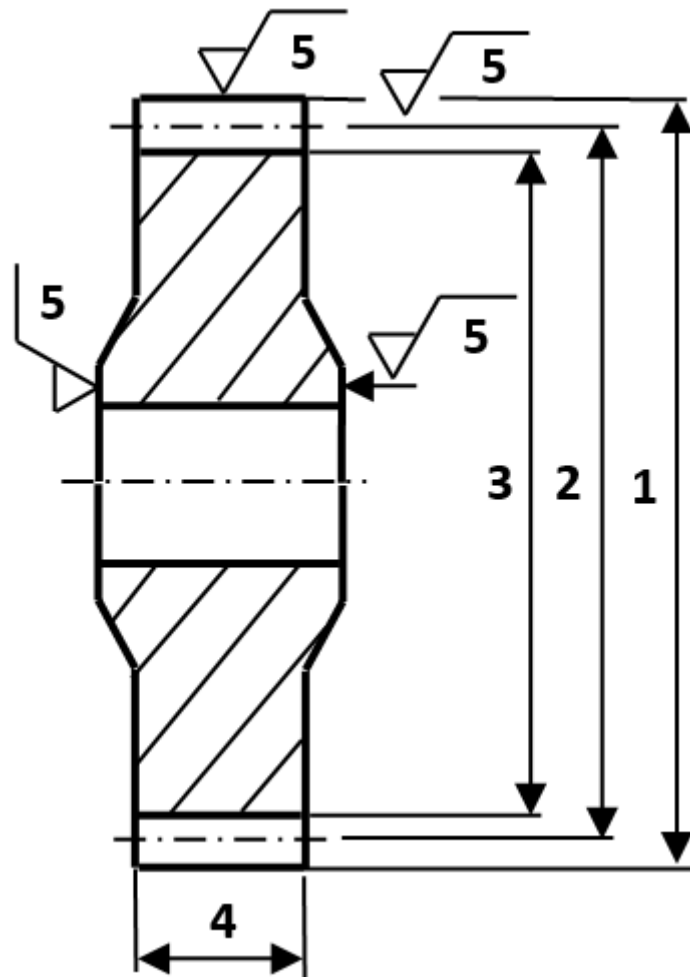
Карактеристични облици зупчаника: 1 - малих димензија,
2 - већих димензија израђених од пуног комада и
3 - већих димензија израђених од откивка

Дефинисање облика зупчаника

- Настојати да се направи што једноставнији зупчаник, без главчине, чиме се смањује утрошак материјала и обим машинске обраде.
- Ако се зупчаник израђује **у мањим серијама**, тј. из пуног комада, онда се по правилу израђује без главчине. Једино у случају да је ширина зупчаника мања од потребне дужине клина потребно је предвидети главчину, мада се и тада настоји избећи односно смањити њена ширина.
- При изради зупчаника **у великим серијама** ковањем или ливењем и у случају потребе да зупчаник има главчину она се може једноставно обезбедити без сувишне машинске обраде.

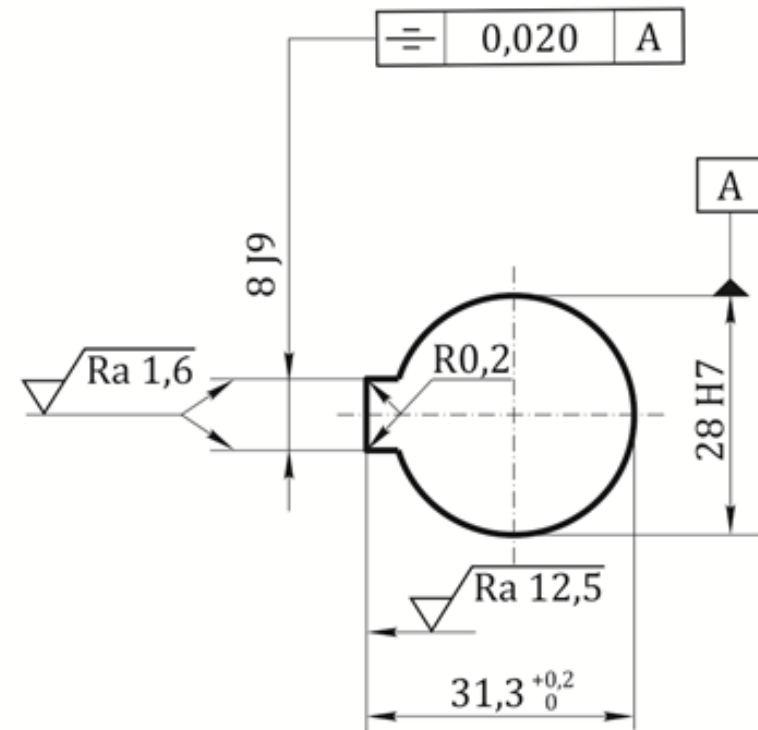
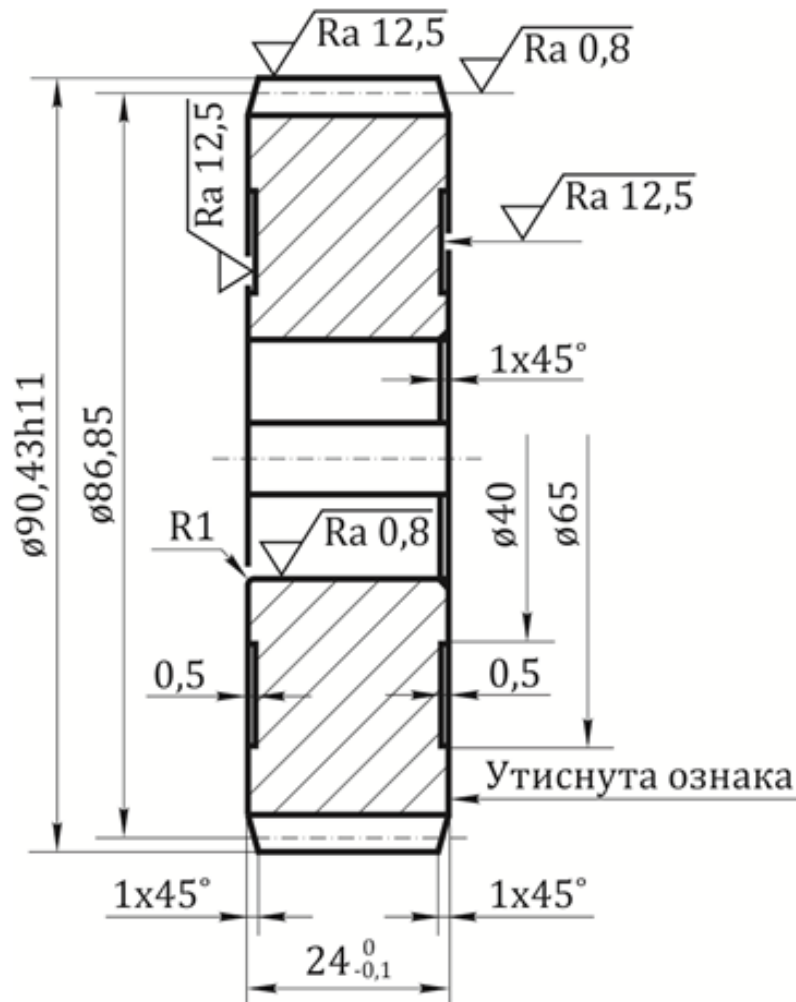


Карактеристични облици зупчаника израђених ковањем



Шематски приказ карактеристичних димензија зупчаника, које треба да садржи радионички цртеж:

- 1 - пречник теменог круга - d_a h11
- 2 - пречник подеоног круга - d
- 3 - пречник подножног круга - d_f
- 4 - ширина зупчаника - b
- 5 - квалитет обраде

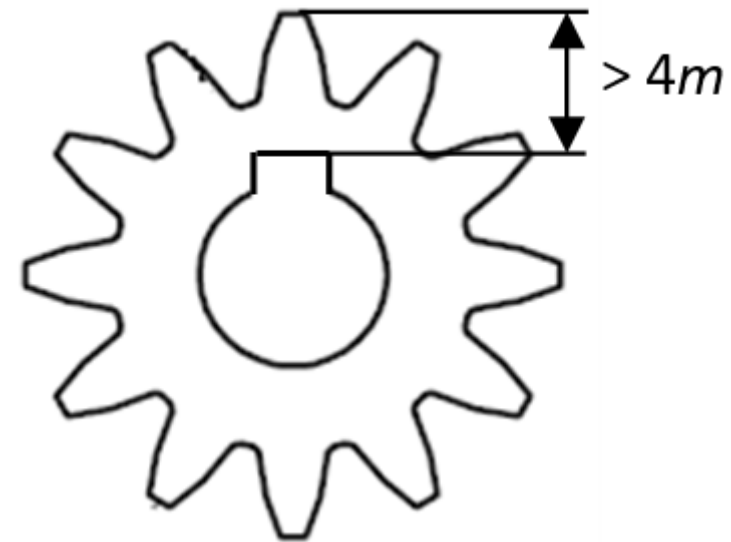


$$\sqrt{Ra\ 3,2} \left(\sqrt{Ra\ 0,8}, \sqrt{Ra\ 1,6}, \sqrt{Ra\ 12,5} \right)$$

Цртеж карактеристичног решења зупчаника

Дефинисање облика зупчаника

■ При малој разлици подножног пречника и пречника отвора на зупчанику, односно теменог пречника и темене површине жлеба за клин, зупчаници се морају израђивати у виду тзв. зупчастих вратила, јер би, због мале дебљине тела зупчаника, долазило до њиховог лома, односно, у овом случају, до тзв. "испадања зубаца зупчаника".



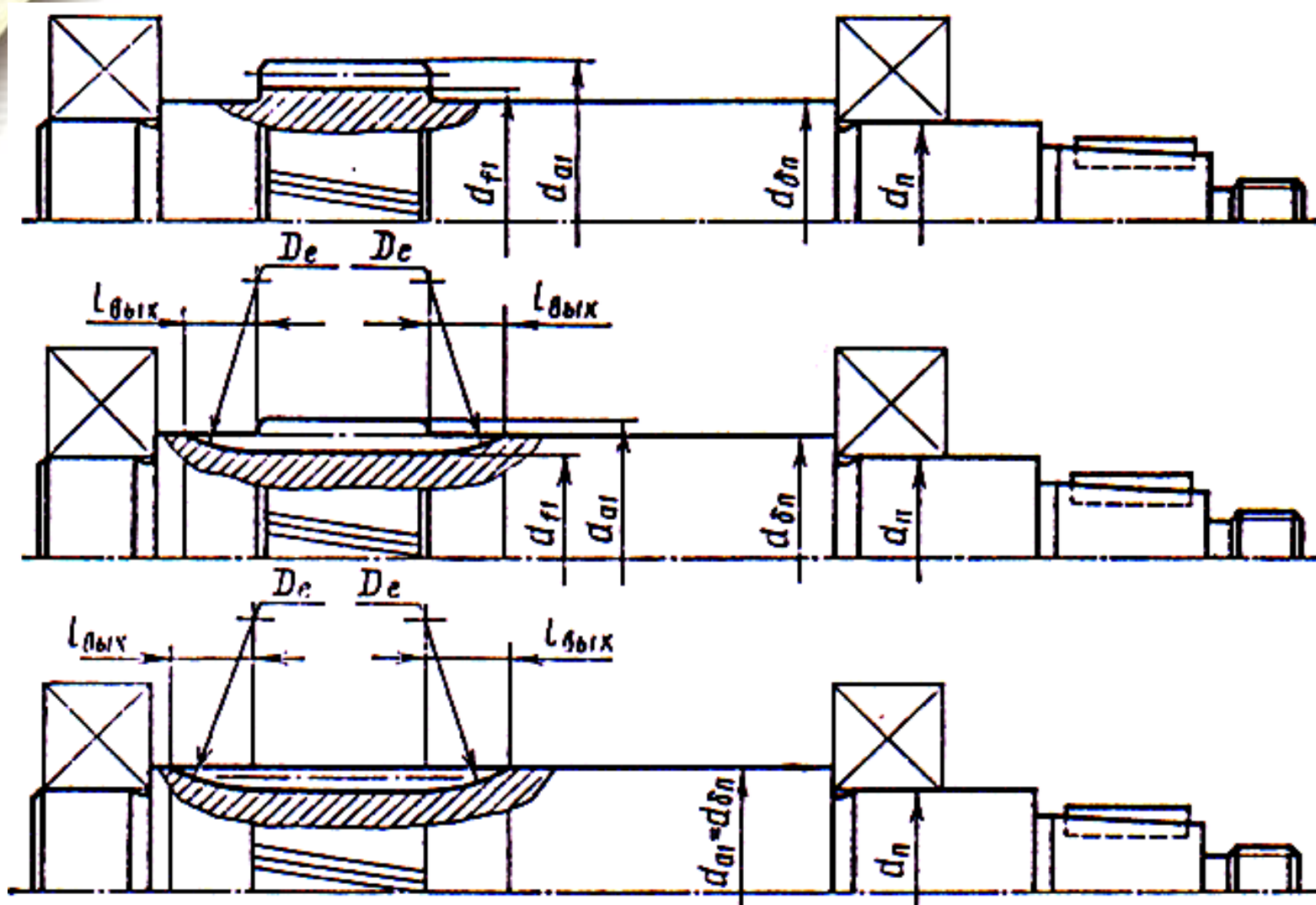
Дефинисање облика зупчаника

- Одређивање облика зупчастих вратила је истоветно као и дефинисање облика обичних вратила с том разликом што се на месту озубљења мора предвидети обарање ивице, обично под углом од 15° до 30° (изузетно 45°).
- Обично се практикује да ширина озубљења на зупчастом вратилу (мањем зупчанику) буде за пар милиметара већа од ширине великог зупчаника. Ова разлика ширина је потребна да би се увек обезбедило спрезање по целој ширини бока зупца.

Дефинисање облика зупчаника

Постоје случајеви када је та разлика ширина зупчаника и знатно већа, нпр:

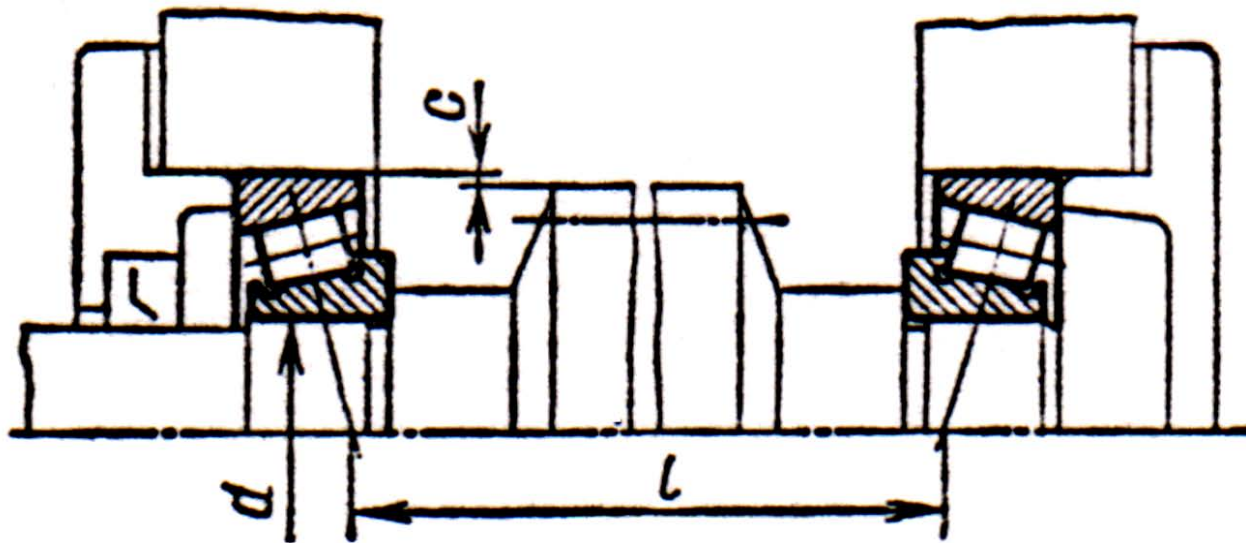
- када се озубљење користи као наслон за лежај,
- када се због чврстоће вратила мора задржати исти пречник вратила, па се на том делу вратила мора нарезати озубљење,
- да би се обезбедио излаз алата за тоцило које је обично великог пречника (око 300 mm).



Изглед карактеристичних облика зупчастих вратила

Дефинисање облика зупчаника

- При дефинисању карактеристичних пречника вратила и делова кућишта мора се водити рачуна и о могућности монтаже и демонтаже.



Приказ једног начина улежиштење зупчастог вратила при којем је вођено рачуна о могућности аксијалне монтаже

Дефинисање облика зупчаника

- Дебљина цементационог слоја зависи од величине модула и прописана је стандардом док се тврдоћа бокова, након каљења, треба да креће у границама од 55 до 60 HRC.

Препоручене дебљине цементационог слоја

Модул m_n у mm	Дебљина цементационог слоја h у mm	Толеранција дебљине T у mm
до 1,5	0,2	+ 0,1
1,5 - 2	0,3	
2 - 2,5	0,4	± 0,1
2,5 - 3	0,5	
3 - 4	0,6	± 0,2
4 - 5	0,8	
5 - 8	1,0	
8 - 12	1,2	

Дефинисање облика зупчаника

■ С обзиром да **квалитет обраде бокова зубаца** у многоме утиче на носивост, трајност, вибрације и шум, настоји се да се обави на што квалитетнији начин, најчешће брушењем са **$0,4 \mu\text{m} \leq Ra \leq 0,8 \mu\text{m}$** , чиме се (обично) обезбеђује израда зупчаника у класи 7, која се сматра за "оптимум", мада се за овакву врсту погона (опште машинство) предвиђају класе од 5 до 8. Данас се најчешће врши тзв. буричасто брушење, чиме се повећава трајност зупчаника.

Толеранције зупчаника

- Усвојене толеранције зупчаника имају веома велики утицај на правилан рад и носивост зупчастих редуктора.
- Виши ниво квалитета израде омогућава мање зазоре, правилније спрезање, смањење буке и вибрација и већу носивост, али истовремено значајно повећава трошкове израде, због чега не треба прописивати бољи квалитет од потребног.

Толеранције зупчаника

- Толеранције зупчаника су прописане међународним стандардима ISO 1328:1975 и DIN 3960...70.
- Систем толеранција зупчаника дефинише **толеранције мера и облика зупчаника**.
- За зупчанике је предвиђено 12 степена тачности израде (осим за толеранцију осног растојања, где се предвиђа 6 квалитета), означених бројевима од 1 до 12 (за осна растојања од 1 до 6).
- За универзалне зупчасте редукторе се за степен толеранције озубљења обично препоручује квалитет 7.

Прорачун компонената редуктора

Преглед препоручених степена квалитета обраде зупчаника

Ст.квалит.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Начин обраде	Брушење											
	Бријање, пре т. об.											
			Фино рез.									
					Средње рез.							
							Просечно резање					
Примена	Еталони											
	Прецизна мерила											
			Прец. преносници									
					Аутомобили							
							Камиони					
				Опште машинство								
								Пољопривредне и сл. машине				
Обимна брзина			> 20 m/s									
					20 ... 6 m/s							
							6 ... 3 m/s					
									< 3 m/s			
Ст.квалит.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12

Веза између квалитета озубљења и класе површинске храпавости бокова зубаца (R_a)

Степен толеранције озубљења	Стандардни модул - m_n , у mm						
	1 ... 2	2 ... 4	4 ... 6	6 ... 8	8 ... 10	10 ... 16	16 ... 20
	Класа површинске храпавости / R_a у μm						
1	N4 / 0,2	N4 / 0,2	N4 / 0,2	N4 / 0,2	N5 / 0,4	N5 / 0,4	N5 / 0,4
2	N5 / 0,4	N5 / 0,4	N5 / 0,4	N5 / 0,4	N5 / 0,4	N5 / 0,4	N5 / 0,4
3	N5 / 0,4	N5 / 0,4	N5 / 0,4	N5 / 0,4	N5 / 0,4	N6 / 0,8	N6 / 0,8
4	N5 / 0,4	N6 / 0,8	N6 / 0,8	N6 / 0,8	N6 / 0,8	N6 / 0,8	N6 / 0,8
5	N6 / 0,8	N6 / 0,8	N6 / 0,8	N6 / 0,8	N6 / 0,8	N6 / 0,8	N7 / 1,6
6	N6 / 0,8	N6 / 0,8	N6 / 0,8	N7 / 1,6	N7 / 1,6	N7 / 1,6	N7 / 1,6
7	N6 / 0,8	N7 / 1,6	N7 / 1,6	N7 / 1,6	N7 / 1,6	N7 / 1,6	N8 / 3,2
8	N6 / 0,8	N7 / 1,6	N7 / 1,6	N7 / 1,6	N7 / 1,6	N8 / 3,2	N8 / 3,2
9	N7 / 1,6	N8 / 3,2	N8 / 3,2	N8 / 3,2	N8 / 3,2	N9 / 6,3	N9 / 6,3
10	N8 / 3,2	N8 / 3,2	N8 / 3,2	N9 / 6,3	N9 / 6,3	N9 / 6,3	N10/12,5
11	N9 / 6,3	N9 / 6,3	N9 / 6,3	N9 / 6,3	N10/12,5	N10/12,5	N10/12,5
12	N9 / 6,3	N10/12,5	N10/12,5	N10/12,5	N10/12,5	N11 / 25	N11 / 25

Напомена: $R_z = 4R_a$

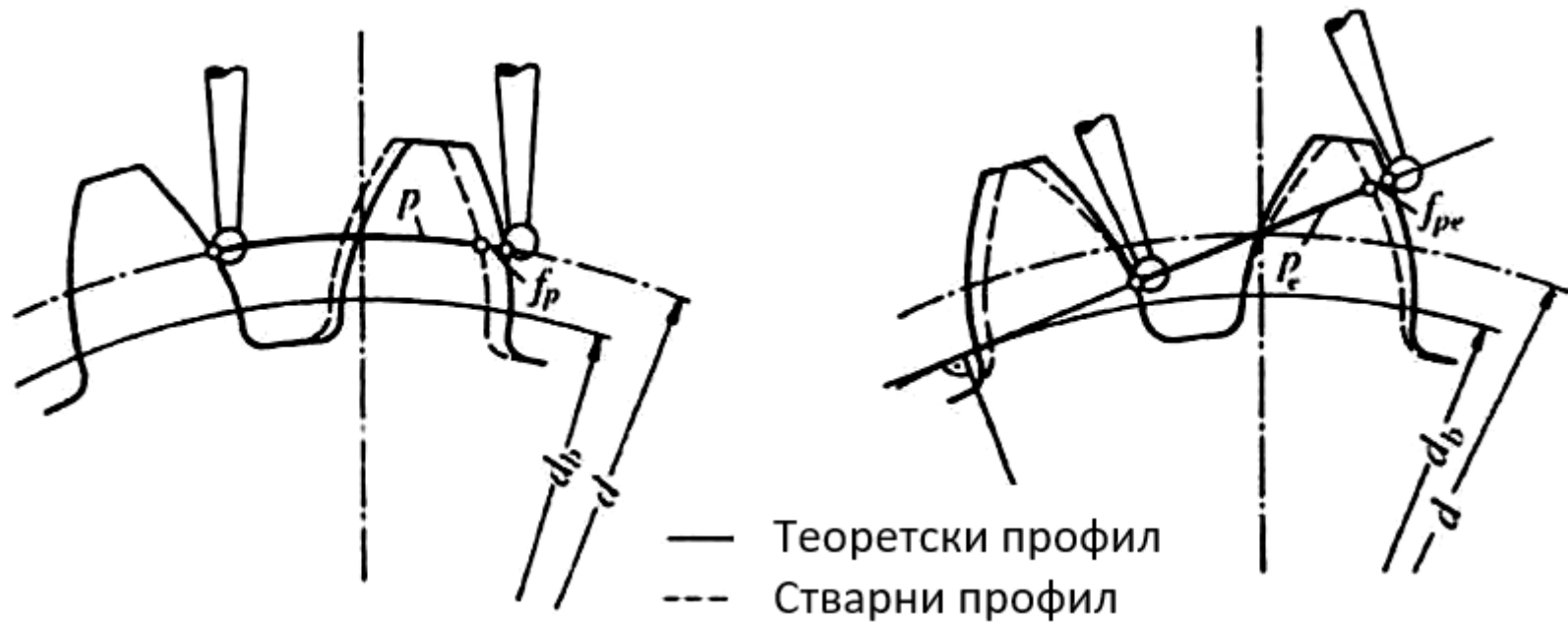
Толеранције зупчаника

Српски национални стандард (SRPS) дефинише ознаке појединих одступања:

- одступање центричности озубљења - F_r
- одступање профила - f_f
- одступање правца бочне линије - f_{β}

Толеранције корака зубаца

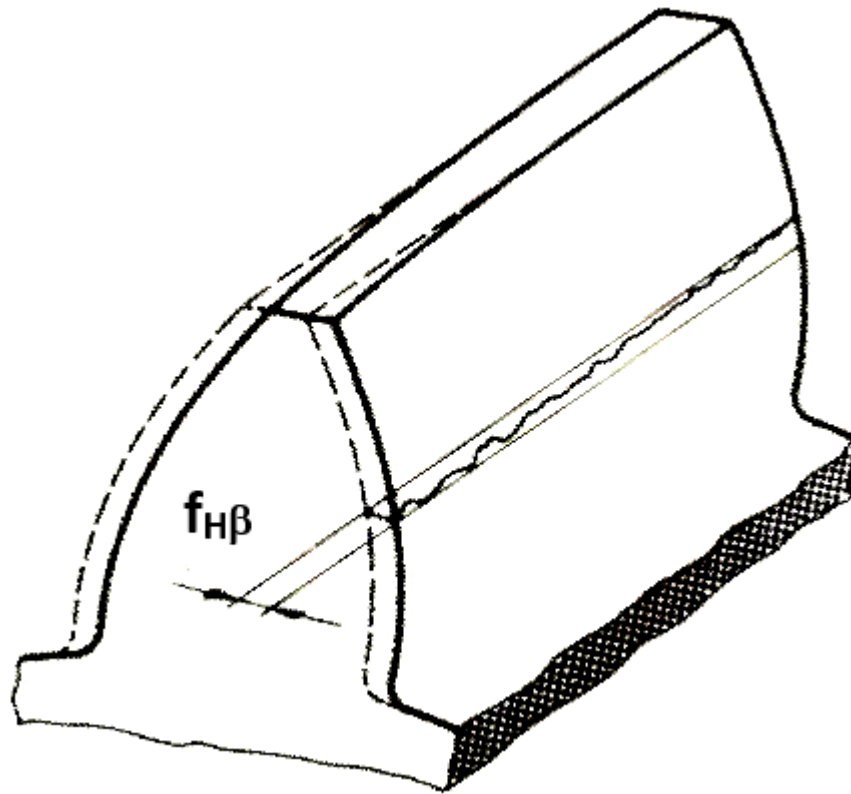
- Одступање корака зубаца је алгебарска разлика стварне и номиналне величине корака.
- Најчешће се мери дуж подеоне или основне кружнице.
Основни корак се једноставније мери као спрежни корак (дуж нормале на профил зупца).
- Одступање је позитивно ако је стварни корак већи од теоријског (номиналног), а негативно у супротном.



Гранична одступања подеоног f_p и основног корака f_{pe}

Толеранције бочних линија зубаца

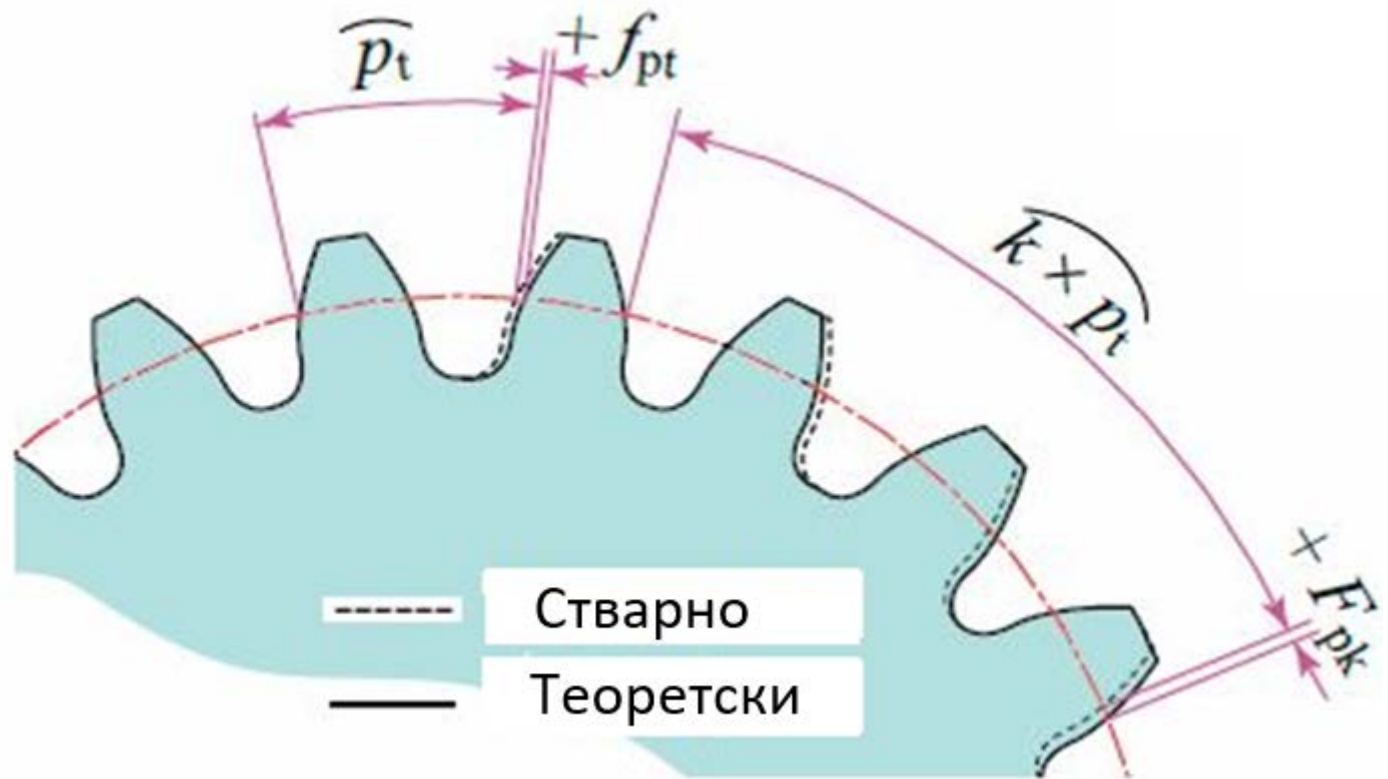
- Одступање бочних линија зубаца представља минимално растојање између две теоријски тачне бочне линије између којих лежи стварна бочна линија. На слици 6.19. је приказано одступање бочне линије зупца, а у табели 6.29. су дата дозвољена одступања праваца бочне линије према DIN стандарду.



Дозвољена одступања праваца бочне линије $f_{H\beta}$

Толеранције дебљине зупца и мере преко зупца

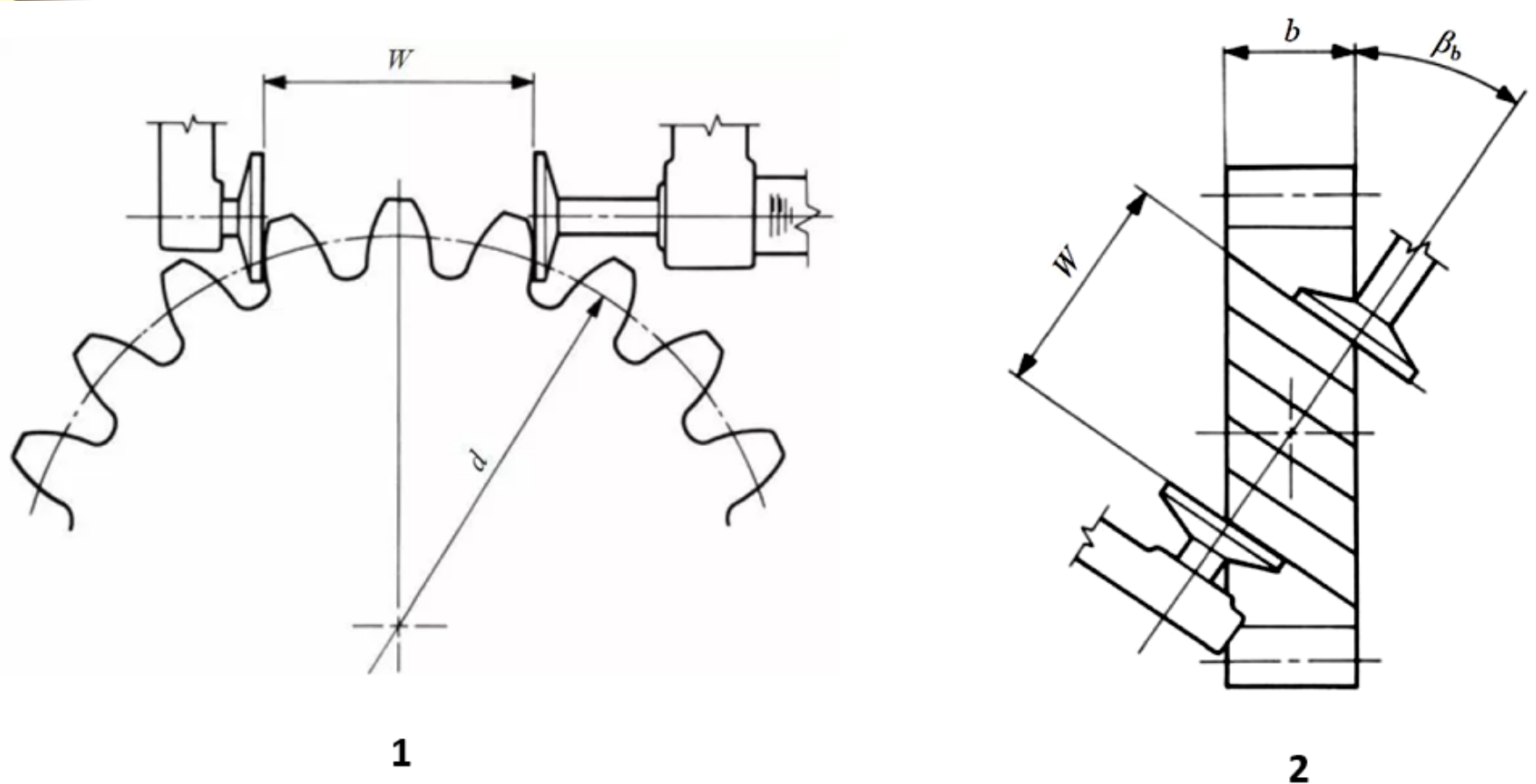
- Одступање дебљине зубаца и мере преко зубаца се прописује са циљем да се обезбеди одговарајући бочни зазор, а самим тим и несметано спрезање зубаца.
- Одступање дебљине зупца је алгебарска разлика номиналне и стварне дебљине зупца. Стварна дебљина зупца може бити мерена на подеоном, или било ком другом кругу.



Одступање дебљине зупца

Толеранције дебљине зупца и мере преко зупца

- Из практичних разлога, а поготово код зупчаника мањих димензија, као контролна мера чешће се користи мера преко зубаца.
- Како би спрезање било неометано, за дебљине зубаца и мере преко зубаца прописују се **мере мање од номиналних**.



Мера преко зубаца код зупчаника са (1) правим и (2) косим зупцима

Бочни зазор

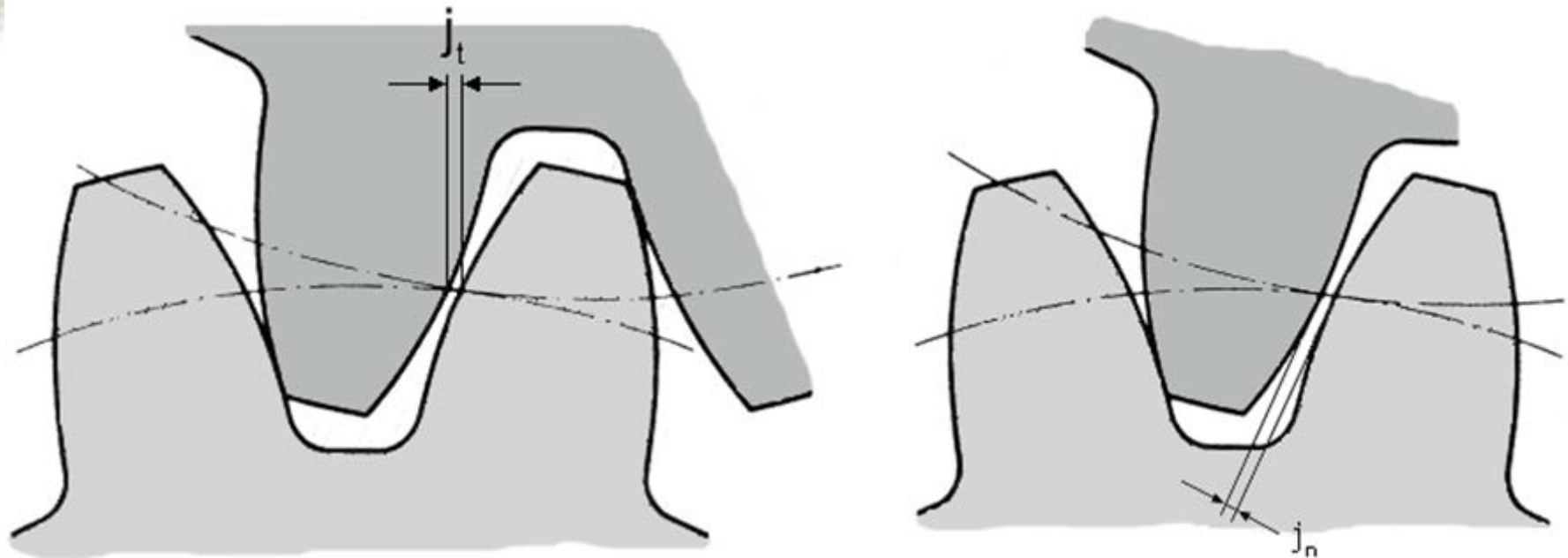
- Због нетачне израде (одступање облика профила, корака и дебљине зупца), нетачности при склапању (нетачно осно растојање, ексцентричност), а посебно нетачности при раду (деформације услед механичких и топлотних напрезања, вибрација и дебљине слоја мазива) јавља се потреба за постојањем бочног зазора.
- Због тога је потребно да **дебљина зупца буде нешто мања од ширине међузубља ($s < e$)**, па је кружни бочни зазор једнак:

$$j_t = e - s$$

Бочни зазор

- Ова разлика у дебљини зупца и ширини међузубља постиже се приближавањем алата при изради зупчаника.
- Бочни зазор може да се изрази као кружни бочни зазор у чеоном пресеку j_t који се мери по обиму додирне кружнице, или као нормални бочни зазор j_n који је једнак најкраћем растојању бокова зубаца. Веза између ова два облика бочног зазора је:

$$j_n = j_t \cos \alpha_n \cos \beta$$



Кружни (j_t) и нормални (j_n) бочни зазор код зупчастог пара са правим зупцима

Бочни зазор

- Бочни зазор се мери код неоптерећеног зупчастог пара и због одступања озубљења, кућишта и лежаја најчешће је мањи од теоријског.
- На радни бочни зазор утиче и загревање као и деформације елемената преносника у току рада, што треба имати у виду при прописивању његове вредности.

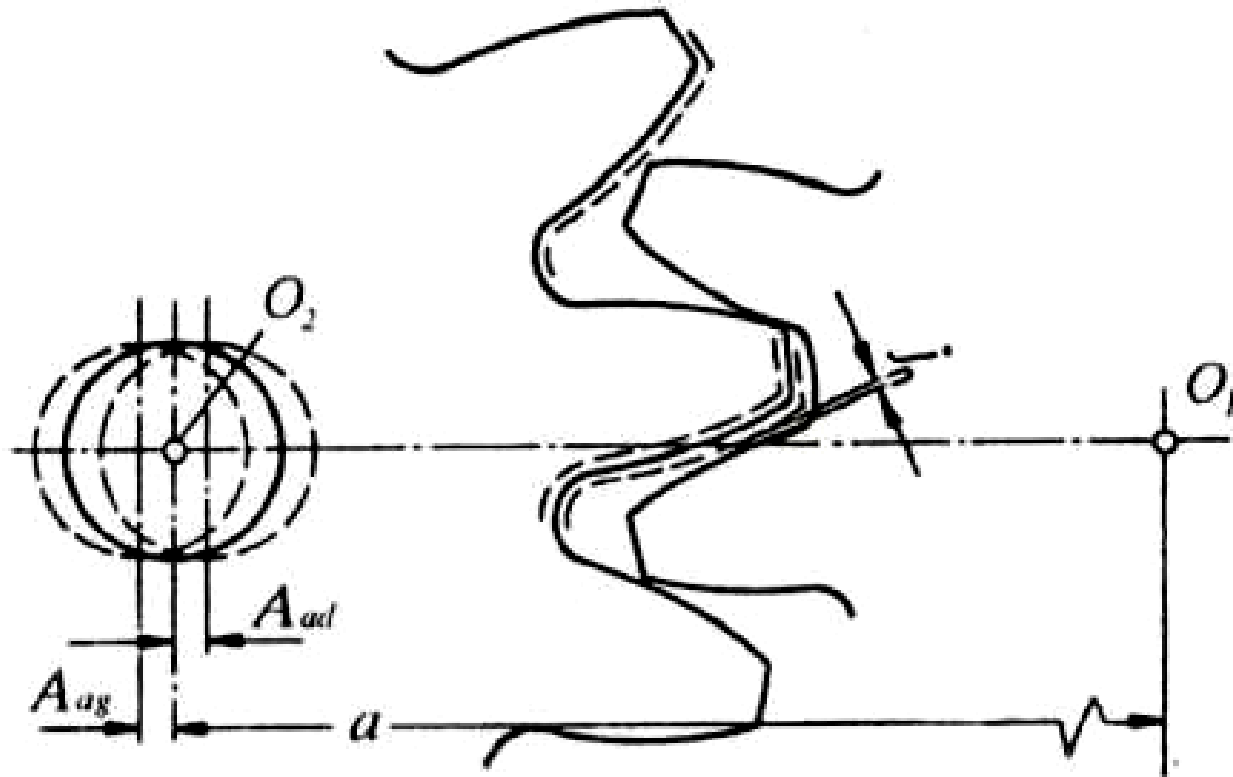
Вредности кружног бочног зазора j_t

$m, \text{ mm}$	0,8 ... 1,75	2 ... 3	3,25 ... 5	6 ... 10	12 ... 25
$j_t, \mu\text{m}$	50 ... 100	80 ... 130	100 ... 230	180 ... 400	250 ... 1000

Толеранције осног растојања

- Одступања осног растојања и одступања дебљине зубаца највише утичу на величину бочног зазора.
- Одступање осног растојања је алгебарска разлика између стварне и називне мере.
- За толеранције осног растојања је предвиђено 6 степена толеранције. Толеранцијска поља су симетрична, тако да горња и доња гранична одступања имају исте вредности само са различитим предзнацима.

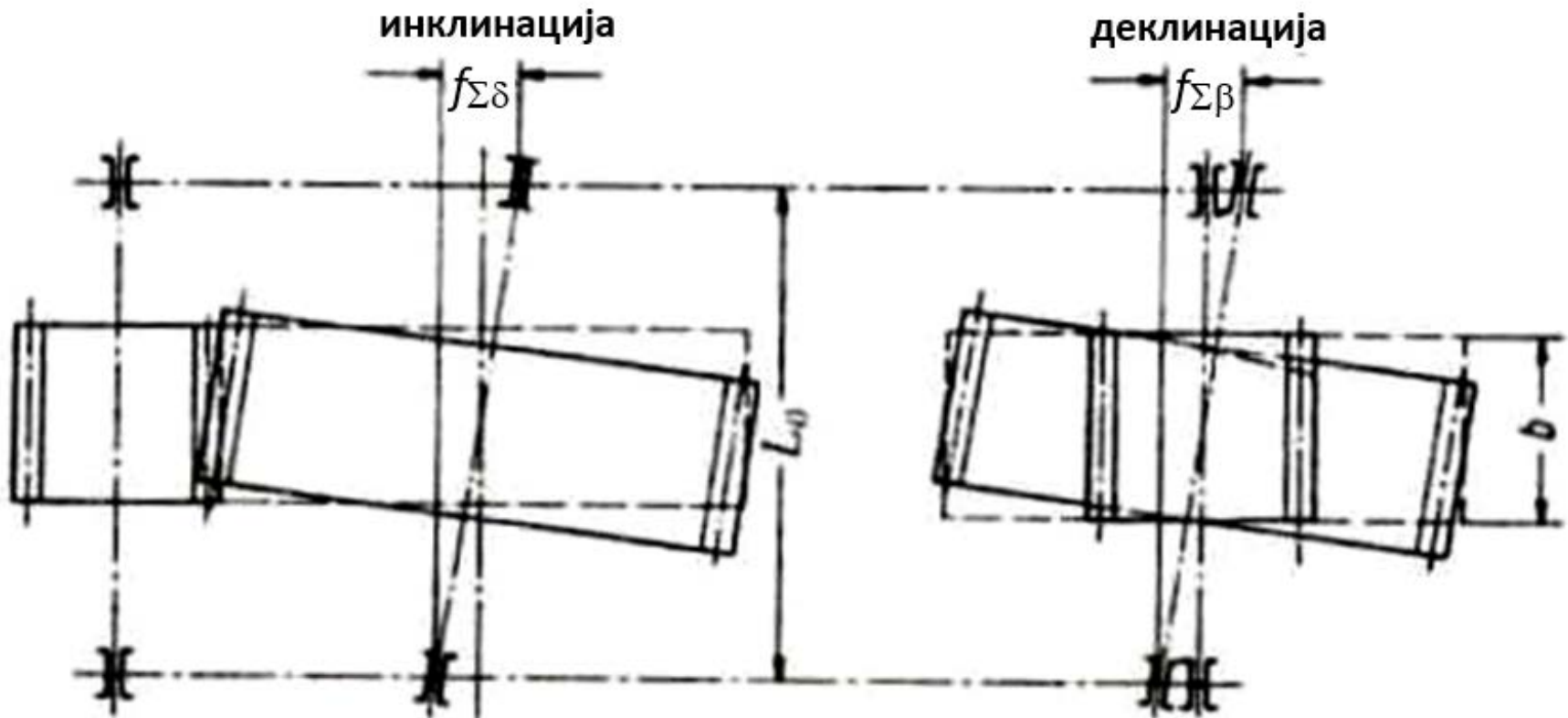
Толеранције осног растојања



Толеранције паралелности оса зупчаника

- Провера паралелности оса зупчаника подразумева проверу међусобног положаја оса њихових вратила.
- Одступање паралелности оса зупчаника своди се на две компоненте: одступање инклинације и одступање девијације.
- Одступање инклинације представља одступање паралелности оса у осној равни, а одступање девијације представља одступање паралелности оса у односу на посматрану раван. Одступање девијације има већи утицај на одступање паралелности бокова зубаца.

Толеранције паралелности оса зупчаника



Питања ...

