

ОЦЕНЯВАНЕ НА МИНИМАЛНИЯ РЕСУРС НА ЗЪБНИ КОЛЕЛА ПРИ ИЗПИТВАНЕ НА РЕДОВИ РЕДУКТОРИ

Найден Спасов

Abstract: One of the most important purposes of the mechanical practice is to predict the fatigue life and the operating resource of the real details. This task is difficult and it demands labor-intensive and power consuming mode tests. That is why, the engineers continuously search for analytical methods for prediction the fatigue life of metals and details. In this paper is presented an analytical method for evaluation of a minimal resource of the spur gears of the row reducer of plant “Module” - Byala. It is an attempt for conservative valuation of the spectrum of the loading on the spur gears by means of the surface hardness.

Key words: minimal resurs, cogged wheels, surface strengthening, row reductor

1. Въведение

Посредством прилагане на конкретно дефинирана последователност от етапи, включващи различни технологични приложения, средства и методи, възможността за успешно създаване на аналитични методи за оценяване на ресурса на зъбни колела при изпитването на различни видове редови редуктори. В настоящия доклад е изложена етапна последователност, по която даден вид редови редуктори могат да бъдат конструирани качествено, прецизно и отговарящи на най-съвременните изисквания в областта на редукторостроенето. Към всеки един етап е

приведена информация относно специфичните особености свързани с него и актуалните технологичните средства, с които той може да бъде реализиран.

Целта на настоящата работа е да се създаде и оптимизира начина на оценяване на минималния ресурс на зъбни колела при изпитването на редови редуктори, посредством конструиране на последователност от дефинирани етапи, в които са включени всички особености, фактори, критерии и характеристики отнасящи се към съвременното редукторостроене.

Таблица 1. Използвани означения и символи в реда на появяването им:

Означение	Наименование	Измерителна единица
m	Модул на зъбно колело	
β	Основен ъгъл на наклона на зъбите	
b	Ширина на венца на зъбно колело	
R_a	Височина на неравностите по повърхнината на зъба (граповост)	
z	Брой на зъбите на зъбно колело	
τ	Степен на точност на зъбно колело	
S_H	Базова контактна якост - максималното контактно напрежение в полюса на зацепване, което дадено зъбно колело може да издържи определен брой цикли на контактно натоварване на зъбите без поява на прогресиращ питинг	МПа
S_F	Базова якост на огъване (граница на умора на огъване)	МПа
N_{Hmin} N_{Fmin}	Минимален брой цикли на контактно натоварване и на огъване на зъбите на зъбно колело (минимален ресурс)	-
N_{Ho}	Базов брой цикли на натоварване на зъбите на контактно натоварване	-
N_{Fo}	Базов брой цикли на натоварване на зъбите на огъване	-

q_H и q_F	Степенни показатели на кривите на умора на материала за двата вида натоварвания	-
S_{Hmax}	Максимално контактно напрежение за целия срок на работа на зъбното колело	MPa
S_{Fmax}	Максимално напрежение на огъване за целия срок на работа на зъбното колело	MPa
m_H	Коефициент на еквивалентност при контактно натоварване	-
m_F	Коефициент на еквивалентност при огъване	-
Φ_{Fi}	Относителна честота на действие на i -тото стъпало на натоварване при огъване	-
Φ_{Hi}	Относителна честота на действие на i -тото стъпало на натоварване при контактно	-
F_{ti}	Периферна сила на натоварване за i -тото стъпало на натоварване	N
F_{tmax}	Максимална сила на натоварване	N
n_H и n_F	Брой на стъпалата на натоварване при двата вида натоварване	-

2. Методика за определяне на минималния ресурс на зъбно колело

В процесът на построяване и конфигуриране на етапите са взети предвид основните моменти свързани и влияещи върху даден етап от работата на предавателния механизъм РЦД 350 (редови редуктор).

За прогнозиране на минималния ресурс на зъбно колело се използва модифицирана класическа формула, изведена на база хипотезата на Палмгрен- Майнер [1]:

$$N_{min} = N_{H0} \cdot \left(\frac{\sigma_H}{\sigma_{max}} \right) \cdot q_H \cdot (\mu_H)^{-2} \tag{1}$$

$$N_{min} = N_{F0} \cdot \left(\frac{\sigma_F}{\sigma_{max}} \right) \cdot q_F \cdot (\mu_F)^{-1}$$

- o $N_{H0} = N_0$ - базов брой цикли при контактна умора [3] (при липса на експериментални данни се приемат за равни на 30 HB_{2,4});
- o $N_{F0} = N_0$ - базов брой цикли при умора при огъване [3] (при липса на експериментални данни се приемат за равни на 3.106);
- o Базовата якост на зъбно колело (σ_H или σ_F) при наличие на експериментални данни (Глава 2) се определя чрез

използването на обобщения коефициент на влияние (т.1, Глава 5). При липса на експериментални данни се използват формулите, посочени в таблица 2 [3];

- o q_H - степенен показател на контактно уморната крива на зъбите на зъбното колело (при липса на експериментални данни се приема 6 [3]);
- o q_F - степенен показател на кривата на умора при огъване на зъбите на зъбно колело (при липса на експериментални данни се приема 6 - за стомани след нормализиране, подобряване, цементиране, нитроцементиране и след повърхностно закаляване; $q_F = 9$ - при азотирана стомана) [3];
- o Максималното контактно напрежение (S_{max}) се определя от циклограмите на натоварването, а ако липсват експериментални данни - по изискванията на БДС 17108 [3]. При липса на данни за максималното напрежение се работи с границата на провлачане (R_e) на материала.
- o μ - коефициент на еквивалентност, който се изчислява на базата на съответните циклограми на натоварването по следните формули [3]:

Таблица 2. Формули, използвани при определяне на границата на умора

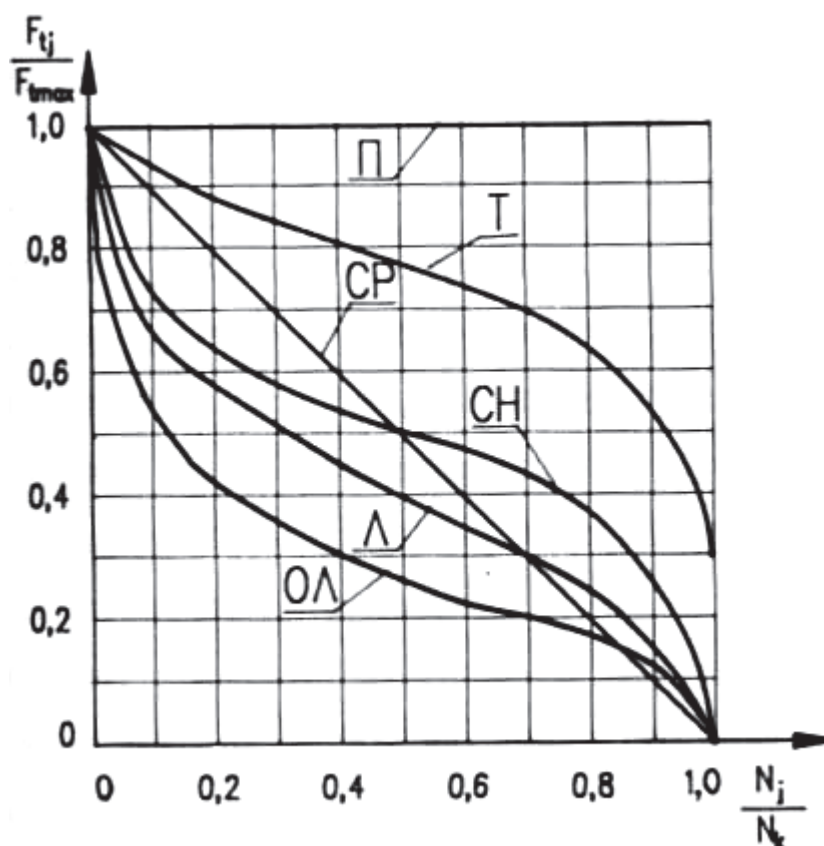
Стомана марка	Обработка	σ_H [МПа]	σ_F [МПа]
40X	Подобряване	2.HB +70	1,75.HB
	ТВЧ закаляване	17.HRC + 200	460 - 580
	Азотиране	1,5.HV	290 + 12 HRC (сърцевина)
18ХН3А	Цементация	23.HRC	1,75.HB (800)

(2)

$$\mu_H = \sum_{i=1}^{n_H} \left(\frac{F_{ti}}{F_{t \max}} \right)^{\frac{q_H}{2}} \cdot \varphi_{Hi} \leq 1$$

$$\mu_H = \sum \left(\frac{F_{ti}}{F_{t \max}} \right)^{q_F} \varphi_{Fi} \leq 1$$

При плавно и случайно променящо се натоварване за основните типови режими на натоварване се използват приведените коефициенти на натоварване μ_H и μ_F таблица 3, а при наличие на графични зависимости се прави сравнение с кривите от фиг.1 [3].



Фиг.1. Циклограми на натоварването при случаен режим на натоварване [3]

Таблица 3. Стойности на коефициента на еквивалентност

Режим на натоварване	μ_H		μ_F	
	$q_H = 6$	$q_F = 6$	$q_F = 6$	$q_F = 9$
Тежък (Т)	0.80	0.82	0.84	0.84
Среден (СР)	0.63	0.72	0.84	0.84
Нормален (СН)	0.56	0.63	0.69	0.69
Лек (Л)	0.50	0.58	0.63	0.63
Особено лек (ОЛ)	0.40	0.43	0.54	0.54

Тъй като във формули (1) се работи с максималното възможно натоварване в спектъра, то ресурсът, който се определя, е минималният гарантиран ресурс на зъбното колело.

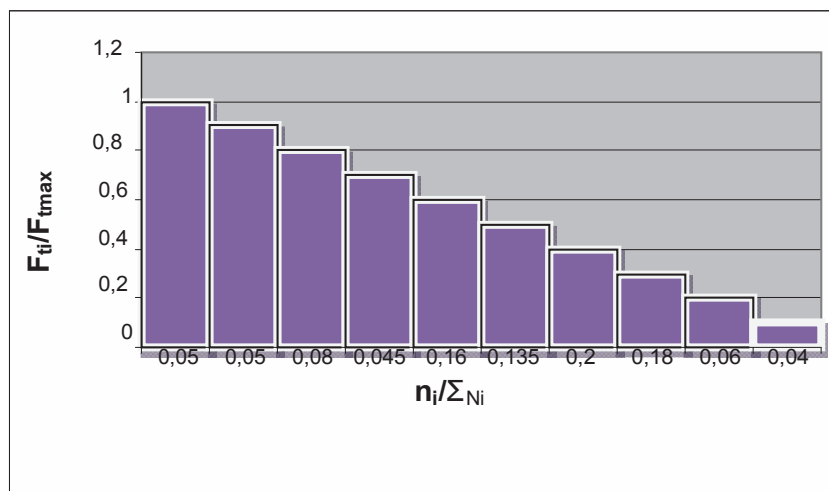
Зъбна двойка от редови редуктор производство на фирма „Модул“ – град Бяла, Русенска област, серия 350

От анализа на експлоатационните откази се разбира, че определящ фактор за ресурса на зъбните колела е граничното якостно състояние, т.е. разрушаването под действие на контактни и огъващи уморни натоварвания.

При проектиране, разработване и експлоатация на силови контактни механизми, подложени като правило на сложно циклично натоварване, основен критерий е разрушаването им в резултат на умора и свързания с него проблем – оценяването на очакваната работоспособност и вероятностното и разпределение. Имайки предвид, че “трайността” на едно изделие е категория от неговото качество, решаването на проблема за определяне на минималната работоспособност на зъбните колела е решаване на икономически, социални и екологически проблеми. Ето защо, в настоящата разработка се използва метод

[1] за извършване на априорна оценка на минималния ресурс на зъбните колела от редови редуктор РЦД 350, който може да се прилага при конструиране, на етап “опитен образец” и при диагностика в периода на експлоатация.

За пресмятанята се използва циклограмата на натоварване (фиг.2) на предавателния механизъм на РЦД 350, снета в лабораторни условия при стайна температура. Спектрите на амплитудите на натоварването се описват от нормалния закон на Гаус, като параметрите им са в зависимост от скоростта на движението, приведена към товарния момент приложен върху предавателния механизъм. От тази циклограма се отчитат необходимите стойности на напреженията и на еквивалентния коефициент на натоварване.



Фиг.2. Циклограма на натоварването на редови редуктор РЦД 350

Голямо зъбно колело

Голямото зъбно колело на редовия редуктор се изработва от стомана 40X и е със следните параметри: $z = 77$, $m = 12$, $i = 1,348$, $D_k = 937,3$ mm и височина на зъба - 23,14 mm. Колелото се уякчава чрез повърхностно индукционно закаляване и е с дълбочина на уякчения слой 1,2 - 2,4 mm. Повърхностната твърдост е (HRC 50). В сърцевината

твърдостта е HV350 (собствени изследвания върху пробни тела от реално колело). На базата на циклограмата на натоварването по формули (2) за еквивалентния коефициент на натоварване се получава стойност $m = 0,214$. Посредством формули (1) и таблици 2 и 3 чрез използване на измерената твърдост на материала след изчисляване се получават следните резултати, сравнени с изискванията по документация (таблица 4):

Таблица 4. Получени стойности за голямо зъбно колело

Величини	Стойности по документация	Изчислени по методиката стойности
Базов брой цикли на натоварване N_0	-	$10,3 \cdot 10^7$
Граница на контактна умора s_H	-	1050 MPa
Граница на умора при огъване s_F	-	680 MPa
Максимално контактнo напрежение s_{Hmax}	-	2380 MPa
Максимално напрежение при огъване s_{Fmax}	-	1800 MPa
Минимален ресурс на зъбите на голямото зъбно колело при контактна умора	$2 \cdot 10^6$ броя цикли сумарен експлоатационен ресурс на зъбната двойка по документация	$1,23 \cdot 10^6$ броя цикли при тежък режим на работа
Минимален ресурс на зъбите на голямото зъбно колело при циклично огъване		$1,3478 \cdot 10^5$ броя цикли при тежък режим на работа

Малко зъбно колело

Малкото зъбно колело на редовия редуктор се изработва от стомана 18ХН3А и е със следните параметри: $z = 23$, $m = 12$, $i = 1,348$, $D_k = 318,6$ mm. Колелото се уякчава чрез цементация и е с дълбочина на уякчения слой 1,2 – 1,mm.

Повърхностната твърдост е (HRC 58) а в сърцевината твърдостта е HV250 (собствени изследвания върху пробни тела от реално колело). След изчисленията по изложената методика се получават следните резултати (таблица 5):

Таблица 5. Получени стойности за голямо зъбно колело

Величини	Стойности по документация	Изчислени по методиката стойности
Базов брой цикли на натоварване N_0	-	$1,9 \cdot 10^8$
Граница на контактна умора s_H	-	1334 МПа
Граница на умора при огъване s_F	-	820 МПа
Максимално контактнo напрежение s_{Hmax}	-	2552 МПа
Максимално напрежение при огъване s_{Fmax}	-	2800 МПа
Минимален ресурс на зъбите на голямото зъбно колело при контактна умора	$2 \cdot 10^6$ броя цикли сумарен експлоатационен ресурс на зъбната двойка по документация	$5,147 \cdot 10^6$ броя цикли при тежък режим на работа
Минимален ресурс на зъбите на голямото зъбно колело при циклично огъване		$1,59 \cdot 10^5$ броя цикли при тежък режим на работа

Изводи:

1. Малкото зъбно колело, поради по-високата си повърхностна твърдост има по-висок ресурсен потенциал от голямото зъбно колело.
2. Изведени са количествени зависимости за извършване на априорна оценка на минималния ресурс на зъбни колела от редови редуктор РЦД 350, застрашени от разрушаване поради контактна умора или умора при огъване.

Литература:

- [1] Стаевски К., Оперативна оценка на ресурса и факторите, влияещи върху оптимизирането му, Машиностроене, бр.11, 1993
- [2] Авджиева, Т., Метод за оценяване на минималната дълготрайност на зъбно колело, подложено на променливи натоварвания, 11

Международна конференция ТМТ 2001, 15 –16 Ноември 2001, София, България

- [3] БДС 17108-89. Предавки зъбни цилиндрични еволвентни с външно зацепване. Якостно изчисляване на зъбите. Български институт за стандартизация. София
- [4] ГОСТ21354-75. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность.
- [5] ISO 6336. Calculations for life and strength of Gears.

За контакти:
9010 Варна, ул. “Студентска”1
Технически университет -Варна
ас.инж. Найден Спасов
e-mail: naiden.spasov@tu-varna.bg