

## ОТНОСНО ИЗБОРА НА ТИП ТЪРКАЛЯЩИ ЛАГЕРИ ЗА УНИВЕРСАЛНИ РЕДУКТОРИ

Ваньо Ванев Ралев

[rlev.vanio05@gmail.com](mailto:rlev.vanio05@gmail.com)

Висше транспортно училище „Тодор Каблешков”,

София 1574, ул. „Гео Милев” № 158

БЪЛГАРИЯ

**Резюме:** Универсалните зъбни редуктори, за разлика от специалните зъбни задвижвания, са предназначени за предаване на въртящ момент и кръгово движение от задвижващата към работещата машина за различни нива на мощност и скорост, както и за различни форми и позиции на монтаж. При работа на редукторите, натоварването пада върху неговите валове. Лагерите са елементите, необходими за опора на валовете, осигурявайки необходимата ефективност на редуктора. В конструкцията на универсалните редуктори се монтират търкалящи лагери. Правилният избор на лагер за редуктор се основава на три отправни точки: вида на предавката, вида на оборудването с което работи и условията на работа. Най-голямо предимство на избраното решение е отчитане носещата способност на външни радиални и/или аксиални сили, които могат да действат върху валовете на редуктора и да избере и конструира редуктор, способен да издържи на тези сили. Въпреки че такива случаи на натоварване са редки, производителите на редуктори трябва да отчетат тези случаи. Отчитането на всички тези елементи значително би опростило дефинирането на обозначението на редуктора и създаването на чертежи с всички размери, което би било основното предимство на предлаганото софтуерно решение. От търкалящите лагери намерили най-широко приложение са сачмените лагери. За увеличение товароносимостта на редукторите е необходимо използването на по-здрави лагери. В публикацията се разглежда въпросът за приложението на цилиндрични ролкови лагери в замяна на сачмени при запазване на монтажните им размери. Посочен е пример за приложение на цилиндрични ролкови лагери в универсален редуктор с повишена носеща способност.

**Ключови думи:** универсални редуктори, лагеруване в редуктори, търкалящи лагери, цилиндрични ролкови лагери.

### 1. ВЪВЕДЕНИЕ

Търкалящите лагери се явяват основен вид лагери за въртящи се и вибриращи машинни елементи [1]. Търкалящите се лагери намират широко приложение в транспортната техника [2, 3]. Предимство на търкалящите лагери пред плъзгащите е, че позволяват да се замени триенето при плъзгане с триене при търкаляне. Това опростява системата за мазане, намалява възможността за разрушаване на лагера при кратковременно прекъсване на мазането (при резки изменения на натоварването и честотата на въртене) [4, 5]. Конструкцията на лагерите позволява да се произвеждат масово в големи количества като стандартизирана продукция, което прави производството им икономически изгодно. В сравнение с плъзгащите лагери търкалящите имат по-малки размери в осово направление (2...3 пъти), притежават по-добра ремонтпригодност и по-голяма дълготрайност.

Търкалящите лагери могат да бъдат класифицирани [1] по следните признаци:

1. По формата на търкалящите се тела – сачмени и ролкови (с къси цилиндрични, бъчвообразни, иглени, конусни и вити ролки).

2. По направление на възприеманите относно оста на вала сили – радиални, възприемащи основно натоварванията, действащи перпендикулярно на оста на въртене на лагера; радиално-аксиални, възприемащи едновременно действащите радиални и осови натоварвания, аксиално-радиални, възприемащи осовите натоварвания и едновременно действащите с тях незначителни радиални натоварвания; аксиални, възприемащи само осови сили.

3. По способността им да се самонагаждат – самонагаждащи се и несамонагаждащи се.

4. По броя на редовете на търкалящите се тела в осово направление – едноредни; двуредни и многоредни.

5. По формата на отвора на вътрешната гривна – с цилиндричен или конусен отвор.

6. По габаритните размери в осово направление (серии) – особено лека, лека, лека широка, средна, средна широка и тежка.

7. По производствен клас на точност – в света има две основни системи за регламентиране на точността на търкалящите лагери. Първата е системата на ISO (класове P0; P6; P5; P4; P2), възприета и в България с БДС 4842-87 [6], втората – ABMA [7], която се използва от много американски, западноевропейски и японски фирми. Нормален е първият клас (P0), а при останалите с намаляване на цифрата се повишава точността им. Такива са класовете UR, съответстващ по допусковата зона за изработване на лагера на P4, а по точност на въртене на P2; SP, съответстващ по допусковата зона за изработване на лагера на P5, а по точност на въртене на P4; HG – по точност, съгласно производствената програма на фирмата FAG – Германия, се намира между класовете на точност P4 и P2, съответстващ по допускова зона за изработване на лагера на P4, а по точност на въртене на P2.

8. Според предназначението на лагерите – с общо предназначение и специални.

В универсалните редуктори основно приложение намират сачмени, с цилиндрични ролки, самонагаждащи се и конусни ролкови лагери. В рамките на редуктора в универсалния двигател обикновено се използват едноредови сачмени лагери с дълбок канал, но за по-големи размери на входния вал и силно натоварени валове се използват сферични ролкови лагери. За да се постигне максимална товароносимост на редуктора, са необходими относително големи едноредови сачмени лагери. Много производители в някои случаи използват малко по-малки и по-скъпи едноредови цилиндрични ролкови лагери.

## **2. МЕТОДИ ЗА УВЕЛИЧАВАНЕ ПРЕДАВАТЕЛНОТО ЧИСЛО И ТОВАРОНОСИМОСТТА НА УНИВЕРСАЛНИ МОТОРНИ РЕДУКТОРИ**

Най-голямото търсене на редуктори обикновено е в диапазона на скоростите от  $n = 20 \div 50 \text{ min}^{-1}$ , което приблизително съответства на предавателни отношения в диапазона от  $i = 30 \div 70$ , т.е. в областта на по-високите стойности на предавателните отношения на двустъпалните редуктори и по-ниските предавателни отношения на тристъпалните редуктори. Едностъпалните редуктори се произвеждат с предавателно отношение до 15 [8], двустъпалните над 50 [8] и тристъпалните над 300 [8].

Това увеличаване на предавателните числа позволява прилагането на по-прости (по-ниска степен) и следователно по-евтини редуктори, които работят с по-висока степен на ефективност. Въпреки това, трябва да се отбележи, че редуктори с концептуално по-високи стойности на предаване винаги са по-скъпи от редуктори с по-ниски стойности на предавателни отношения.

Освен увеличаването на предавателните числа, почти всички производители успяват да увеличат и товароносимостта на своите редуктори, което в някои случаи успява да предложи значително по-евтини редуктори. С такива реализации водещите производители успяват да подобрят пазарната си позиция. [9] и въз основа на разработка [10] това се реализира от бившата фабрика „Преносници“ на компанията АТВ „Север“ от Суботица, Сърбия [11].

Увеличаването на предавателното отношение и товароносимостта на универсалните моторни редуктори е постигнато по следния начин:

- чрез намаляване диаметъра на пиньона или монтаж на зъбно колело във вала на мотор-редуктора (или входящия вал на редуктора).

- чрез намаляване на броя на зъбите на зъбното колело и в някои случаи увеличаване на стойността на модула.

- чрез увеличаване на центровите разстояния, така че диаметрите на задвижваните зъбни колела се разширяват и предавателното отношение се увеличава.

- чрез промяна на силите, поддържащи така наречения вал на петата предавка, където се намира задвижващата предавка на двойката изходящи зъбни колела.

### **3. НЕОБХОДИМОСТ ОТ СМЯНА НА САЧМЕНИ ЛАГЕРИ С ЦИЛИНДРИЧНИ ЗА КОНСТРУКЦИИ УНИВЕРСАЛНИ МОТОРНИ РЕДУКТОРИ**

В универсалните моторни редуктори валът на задвижващото зъбно колело на изходящата двойка, така нареченият вал на петата предавка, при по-старите решения е поддържан от три лагера. За увеличаване на предавателното отношение това решение не е подходящо, тъй като не позволява монтирането на големи зъбни колела във високоскоростната камера. Валът на петата предавка се поддържа по обичайния начин, с два лагера. При такова решение втората предавка (при двустъпален редуктор) или четвърта предавка (при тристъпален редуктор) е надвиснала (разположена като конзола), така че е необходимо валът на петата предавка, на мястото на вътрешната опора, да има относително голям диаметър и следователно голям лагер. При тристъпалния вариант това означава, че аксиалните сили се сумират и лагерите се натоварват много по-силно. Това е необходимата причина за инсталиране на по-здрави (по-големи) лагери, но поради ограниченията на пространството това обикновено не е възможно. По този начин много производители започват да инсталират едноредни цилиндрични ролкови лагери на вала на петата предавка. Характерно решение на двустъпален универсален мотор-редуктор с вал на пета предавка, при по-високи въртящи моменти е с монтиране на едноредни цилиндрични ролкови лагери е на фирмата ROSSI [12].

Първата зъбна двойка в двустъпален и тристъпален редуктор се използва от едностъпален редуктор. Предавателните отношения обикновено се прилагат според стандартния ред R20, така че е необходима само една двойка изходящи зъбни колела. При двустъпалните редуктори, поради по-голямата им товароносимост, се използват две изходящи зъбни двойки, за да се покрие част от предавателното отношение на едностъпалните редуктори. Ако предавателното отношение на едностъпалните редуктори е дадено според реда R10, поради намаляване на производствените разходи, е необходимо използването на две изходящи зъбни двойки, с различни предавателни отношения, за да се постигне предавателното отношение за двустъпален и тристъпален редуктор със стандартния ред R20. Реакциите в опорите на вала на петата предавка се получават големи и е необходимо да се осигури голям (здрав) лагер, за да се удовлетвори експлоатационният живот от 10000 h (съответстващ на живот на редуктора от 5 години, с 50 работни седмици, работа на една смяна с 40-часова работна седмица [13, 14]).

### **4. МЕТОДИ ЗА ИЗЧИСЛЕНИЕ НА ТЪРКАЛЯЩИ ЛАГЕРИ ЗА КОНСТРУКЦИИ УНИВЕРСАЛНИ МОТОРНИ РЕДУКТОРИ**

Определянето на номиналния капацитет на натоварване и живота на търкалящите се лагери включва отчитане на различни фактори като натоварване, скорост и работни условия. Въпреки че методите и стандартите за изчисление може да се различават леко, често използваните методи са:

1. *Статично натоварване:* ( $C_0$ ) показва максималното натоварване, което един лагер може безопасно да издържи без постоянна деформация. Обикновено е по-висок от номиналния динамичен товар, но не отчита живота на лагера при умора. Това натоварване се предоставя от производителя на лагера и се основава на стандартизирани методи за изпитване.

2. *Динамично натоварване:* ( $C$ ) показва максималното натоварване, което един лагер може да издържи без прекомерна деформация или умора.. Стандартите ISO и ABMA предоставят насоки за определяне на динамичното натоварване.

3. *Еквивалентно динамично натоварване:* ( $P$ ), отчита величината и посоката на аксиалните и радиалните натоварвания и се използва в комбинация с номиналното динамично натоварване за оценка живота на лагера.

4. *Живот на лагера:* ( $L$ ) показва броя на оборотите или работните часове, които група лагери може да изпълни, преди определен процент (обикновено 10%) от тях да претърпят повреда поради умора. Животът на лагера може да се изчисли с помощта на основното уравнение за номинален живот по ISO 17956-2025 [13].

Тези методи за изчисление предоставят оценки и се използват като насоки. За по-прецизни изчисления и препоръки се препоръчва да се използва специализиран софтуер или приложими индустриални стандарти като ISO 17956-2025 или стандарти ABMA [7].

Обикновено търкалящите лагери се подбират по каталози, на съответни производители. При избора на вида и размерите на търкалящия лагер се взимат под внимание следните фактори: големина, посока и характер на натоварването; брой на оборотите на въртящия се пръстен; необходимата дълготрайност (живот) в часове на лагера; изисквания, определени от конструктивни и експлоатационни особености на лагерния възел.

Подбирането на търкалящите лагери се извършва по статична (при честота на въртене  $n < 1 \text{ min}^{-1}$ ) и по динамична (при  $n \geq 1 \text{ min}^{-1}$ ) товароносимост.

Лагери, работещи при честота на въртене  $n = 1 \div 10 \text{ min}^{-1}$ , се подбират както при  $n \geq 1 \text{ min}^{-1}$ .

Статичната товароносимост  $C_0$  е статичното радиално натоварване, което съответствува на обща остатъчна деформация на търкалящите тела и пръстена в най-натоварената зона на контакта, равна на 0,0001 от диаметъра на търкалящото тяло.

Динамичната товароносимост  $C$  е постоянното радиално (при радиално-аксиалните лагери) и осово (за аксиалните лагери) натоварване, което група от еднакви лагери с неподвижен външен пръстен могат да издържат при 10 оборота.

Дълготрайност (живот) на лагера  $L$  е броят на оборотите в милиони или броят на часовете  $L_h$ , при които не по-малко от 90% от група еднакви лагери могат да работят без проява на признаци от умора на материала при определени обороти и еквивалентно натоварване  $P$ .

Еквивалентно динамично натоварване  $P$  представлява такова постоянно радиално (или аксиално) натоварване за радиалните и радиално-аксиалните лагери (съответно за аксиалните лагери), което приложение върху лагера при въртящ се външен пръстен, осигурява такава дълготрайност, каквато би имал лагерът при действителни условия на натоварване.

Въз основа на многобройни експериментални изследвания с търкалящите лагери е установена следната зависимост между  $P$  и  $L$ :

$$(1) L = (C/P)^p,$$

като  $P = P_u$ ,

където  $p$  е степенен показател, равен на 3 за сачмени лагери и на 10/3 – за ролкови лагери,  $P_u$  - граница на уморно натоварване.

Изчислителната дълготрайност на лагера  $L_h$ , при  $n$  обороти за минута зависи от неговата динамична товароносимост  $C$  (дадена в каталог) и от големината на еквивалентното динамично натоварване  $P$ .

Дълготрайността на лагера  $L_h$ , се определя по зависимостта:

$$(2) L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} L = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left( \frac{C}{P} \right)^p,$$

като  $P = P_u$ .

Обикновено за различните типове машини и уреди се задава изчислителната дълготрайност в часове.

В този случай динамичната товароносимост на лагера се намира от израза:

$$(3) C = P \left( \frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6} \right)^{1/p}$$

По така изчислената динамична товароносимост от каталог се избира подходящ търкалящ лагер с равна или по-голяма таблична стойност на  $C$ .

За работоспособността на търкалящия лагер влияе съотношението между радиалното и аксиалното натоварване, характера на натоварването, вида на натоварване на пръстените и температурата. Ето защо търкалящите лагери се подбират не по действителното натоварване, а по еквивалентното динамично натоварване, което се определя с изразите:

- за радиално-сачмени и радиално-аксиални сачмени и ролкови лагери:

$$(4) P = (XVR + YA) k_{\delta} k_T,$$

- за ролкови лагери с къси цилиндрични ролки:

$$(5) P = VR k_{\delta} k_T,$$

- за аксиални лагери:

$$(6) P = A k_6 k_T,$$

където  $R$  е радиалното натоварване,  $A$  е аксиалното натоварване,  $X$  е коефициентът на радиалното натоварване,  $Y$  е коефициентът на аксиалното натоварване,  $V$  е коефициентът на въртенето (при въртене на вътрешния пръстен  $V = 1$  и при въртене на външния пръстен  $V = 1,2$ ),  $k_6$  е коефициентът - отчитащ характера на натоварването, а  $k_T$  температурен коефициент.

При радиално-аксиалните лагери, вследствие на радиалното натоварване се поражда допълнителна осова сила в лагера, която се стреми да увеличи хлабината му [1, 4-7]. Тя трябва да се вземе предвид при пресмятането на тези лагери.

Коефициентите  $X$  и  $Y$  се определят от таблици в зависимост от типа на лагера и относителното натоварване  $A/C_0$ .

Подробни методики за подборане на търкалящи лагери и за избор на конструкция на лагерни възли са дадени в [1, 4].

## 5. ИЗБОР НА ЛАГЕР ЗА УНИВЕРСАЛЕН МОТОР РЕДУКТОР ЗА ПОВИШАВАНЕ ПРЕДАВАТЕЛНОТО ОТНОШЕНИЕ.

Валът на задвижващото зъбно колело на изходящата двойка, така нареченият вал на петата предавка, при по-старите решения е поддържан от три лагера. За увеличаване на предавателното отношение това решение не е подходящо. Следователно валът се поддържа с два лагера. То втората предавка (при двустъпален редуктор) или четвърта предавка (при тристъпален редуктор) е надвиснала (разположена като конзола), това поражда необходимост валът на петата предавка, на мястото на вътрешната опора, да има голям лагер. Много производители започват да инсталират едноредни цилиндрични ролкови лагери на вала на петата предавка. Единственият проблем е якостта на вала и реалната възможност за надеждно предаване на относително големи аксиални сили, които в някои случаи могат да поддържат ролковите лагери.

Ако се вземат предвид силите на вала на петата предавка, реакциите в опорите се получават големи и е необходимо да се осигури голям (здрав) лагер, за да се удовлетвори експлоатационният живот от 10 000 h (съответстващ на живот на редуктора от 5 години, с 50 работни седмици годишно, работа на една смяна с 40-часова работна седмица [13]).

Нека представим резултатите от изчислението на двустъпален редуктор с монтаж на едноредов и двуредов сачмен лагер с дълбок канал, самонагаждащ се сачмен лагер и цилиндричен ролков лагер. Основните приемания за настоящите изчисления са дадени в таблица 1.

Таблица 1. Основни приемания за изчисления на двустъпален редуктор.

Зъбна двойка	Най-високо предавателно отношение	Брой на зъбите	Модул	Ъгъл на спиралата	Посоката на спиралата	Ъгъл на оста
Изходяща	$i_{3\max} = 6,64$	$z_5 = 11$	$m_{n5/6} = 1,5$ mm	$\beta_{5/6} = 12^\circ$	лява	$\varphi_5 = 31,008^\circ$
Втора	$i_{2\max} = 5,36$	$z_4 = 60$	$m_{n3/4} = 1,5$ mm	$\beta_{3/4} = 20^\circ$	дясна	$\varphi_4 = 88,137^\circ$
Първа	$i_{1\max} = 7,64$	$z_2 = 84$	$m_{n1/2} = 1$ mm	$\beta_{1/2} = 30^\circ$	лява	$\varphi_2 = 37,383^\circ$

Стойността на скоростта на въртене на електродвигателя е  $n_{em} = 1450 \text{ min}^{-1}$ .

На изхода е монтиран – лагер А, а на входа – лагер В.

Изчисления се провеждат при следните лагери:

- Еднореден сачмен лагер 6303 с параметри:  $d = 17 \text{ mm}$ ,  $D = 47 \text{ mm}$ ,  $B = 14 \text{ mm}$ ,  $C = 14300 \text{ N}$ ,  $C_0 = 6550 \text{ N}$ ,  $f_0 = 12$ ,  $P_u = 275 \text{ N}$  [14].

- Двуреден сачмен лагер 4303 ATN9 с параметри:  $d = 17 \text{ mm}$ ,  $D = 47 \text{ mm}$ ,  $B = 19 \text{ mm}$ ,  $C = 19500 \text{ N}$ ,  $C_0 = 13200 \text{ N}$ ,  $f_0 = 12$ ,  $P_u = 560 \text{ N}$  [14].

- Самонагаждащ се сачмен лагер 1303 ETN9 с параметри:  $d = 17 \text{ mm}$ ,  $D = 47 \text{ mm}$ ,  $B = 14 \text{ mm}$ ,  $C = 12700 \text{ N}$ ,  $C_0 = 3400 \text{ N}$ ,  $f_0 = 12$ ,  $P_u = 180 \text{ N}$  [15].

- Цилиндричен ролков лагер NUP2203-ETVP2 с параметри:  $d = 17 \text{ mm}$ ,  $D = 40 \text{ mm}$ ,  $B = 14 \text{ mm}$ ,  $C = 27500 \text{ N}$ ,  $C_0 = 21600 \text{ N}$ ,  $P_u = 2650 \text{ N}$  [15].

Дълготрайността на лагерите по зависимост (2) е дадена в таблица 2.

**Таблица 2. Резултати от изчисление дълготрайността на лагерите по каталожни данни**

Тип лагер	Динамична товаро носимост $C$ , N	Гранично уморно натоварване $P_u$ , N	Дълготрайност на лагерите $L_h$ , h
Едноредов сачмен лагер 6303	14300	275	12334035
Двуредов сачмен лагер 4303 ATN9	19500	560	3703692
Самонагаждащ се сачмен лагер 1303 ETN9	12700	180	30809794
Цилиндричен ролков лагер NUP 2203 - ETVP2	27500	2650	213821

Резултатите от изчисление на живота на лагерите по каталожни данни са в допустимите граници.

Изчислението на живота на лагерите по ISO 17956-2025 [9] за двустъпалния вариант и най-малко натоварения опорен случай, е по следната формула:

$$(7) \quad L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left( \frac{C}{P} \right)^p,$$

където  $P$  е радиалното натоварване на лагерите, т.е.  $P = F_r$ .

Приложен е изходящ въртящ момент  $T_{2N} = 360 \text{ Nm}$  (поради ограничения въртящ момент на първата двойка зъбни колела) и се анализира най-високото предавателно отношение.

Силите в опорите са определени в програмния продукт MITCALC.

Резултати от изчисленията са дадени в таблица 3.

**Таблица 3. Резултати от изчислението на двустъпален редуктор, когато аксиалните сили са частично преодолени за най-малко натоварения случай  $T_{2N} = T_6 = 360 \text{ Nm}$ ,  $n = 190 \text{ min}^{-1}$  и най-високи предавателни числа  $i_{1/2} = 7,64$  и  $i_{5/6} = 6,64$**

Тип лагер	Живот на лагерите по ISO 17956-2025	Сили в опорите*	
		$F_{Ar} = 3907 \text{ N}$	$F_{Br} = 2399 \text{ N}$
Едноредов сачмен лагер 6303 с дясно въртене	$L_{10h}$ , h	4301	18579
	$L_{10h}$ , h	$F_{Ar} = 3823 \text{ N}$	$F_{Br} = 2489 \text{ N}$
Едноредов сачмен лагер 6303 с ляво въртене	$L_{10h}$ , h	4591	16635
	$L_{10h}$ , h	$F_{Ar} = 3907 \text{ N}$	$F_{Br} = 2399 \text{ N}$
Двуредов сачмен лагер 4303 ATN9 с дясно въртене	$L_{10h}$ , h	10906	47109
	$L_{10h}$ , h	$F_{Ar} = 3823 \text{ N}$	$F_{Br} = 2489 \text{ N}$
Двуредов сачмен лагер 4303 ATN9 с ляво въртене	$L_{10h}$ , h	11641	42182
	$L_{10h}$ , h	$F_{Ar} = 3907 \text{ N}$	$F_{Br} = 2399 \text{ N}$
Самонагаждащ се сачмен лагер 1303 ETN9 с дясно въртене	$L_{10h}$ , h	3013	13014
	$L_{10h}$ , h	$F_{Ar} = 3823 \text{ N}$	$F_{Br} = 2489 \text{ N}$
Самонагаждащ се сачмен лагер 1303 ETN9 с ляво въртене	$L_{10h}$ , h	3216	11653
	$L_{10h}$ , h	$F_{Ar} = 3907 \text{ N}$	$F_{Br} = 2399 \text{ N}$
Цилиндричен ролков лагер NUP2203 - ETVP2, с дясно въртене	$L_{10h}$ , h	58622	297922
	$L_{10h}$ , h	$F_{Ar} = 3823 \text{ N}$	$F_{Br} = 2489 \text{ N}$
Цилиндричен ролков лагер NUP 2203 - ETVP2, с ляво въртене	$L_{10h}$ , h	63026	263504

\* $F_{Ar}$  и  $F_{Br}$  – радиални сили в лагерите, съответно А и В.

От резултатите в таблица 3, се вижда, че при този намален въртящ момент, външните сачмени лагер (А) 6303 и самонагаждащият се сачмен лагер 1303 ETN9 не удовлетворява изискванията  $L_{10h} > 10000 \text{ h}$ . Чрез замяната на сачмения лагер с ролков лагер се установява, че този ролков лагер може да понесе приложеното натоварване при най-високо предавателно отношение.

Приложен е изходящ въртящ момент  $T_{2N} = 450 \text{ Nm}$  и се анализира живота на цилиндричните ролкови лагери NUP 2203 - ETVP2. Резултатите от изчисленията са дадени в таблица 4.

**Таблица 4: Резултати от изчислението на двустъпален редуктор за номинален случай на натоварване  $T_{2N} = T_6 = 450 \text{ Nm}$ ,  $n = 190 \text{ min}^{-1}$  и най-високи предавателни числа  $i_{1/2} = 7,64$  и  $i_{5/6} = 6,64$**

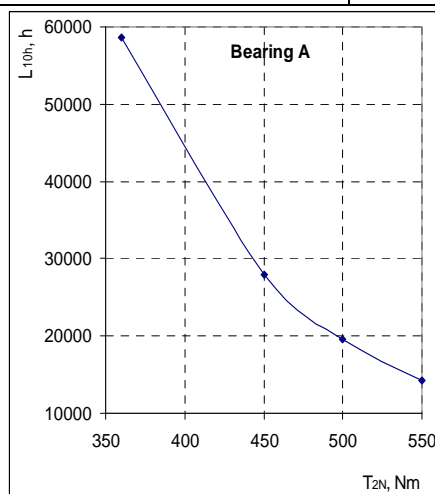
Тип лагер	Живот на лагерите по ISO 17956-2025 $L_{10h}$ , h	Сили в опорите	
		$F_{Ar} = 4884 \text{ N}$	$F_{Br} = 2999 \text{ N}$
Цилиндричен ролков лагер NUP 2203 - ETVP2		27858	141563

Резултатите от изчисленията в таблица 4 показват, че прогнозираното номинално натоварване от  $T_{2N} = 450 \text{ Nm}$  може да бъде частично поето от ролкови лагери дори при най-високо предавателно отношение, което води до заключението, че при повишена товароносимост е напълно оправдано използването на цилиндрични ролкови лагери.

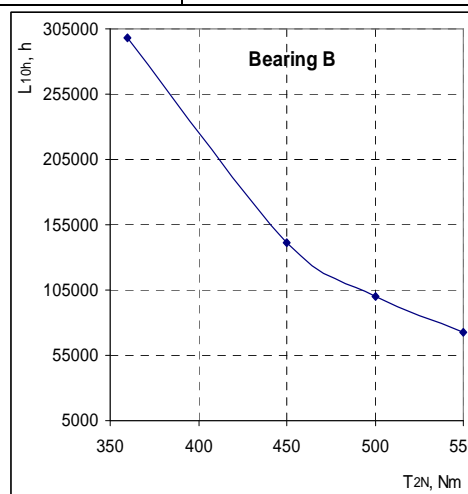
От изчисление живота на цилиндричния ролков NUP 2203 - ETVP2 при различни номинални натоварвания  $T_{2N} = 360 \div 550 \text{ Nm}$ , резултатите от което са дадени в таблица 5, и графично показани на фиг.1 и 2 се установява че лагера удовлетворява изискванията  $L_{10h} > L_{10hmin} = 10000 \text{ h}$ .

**Таблица 5: Резултати от изчислението живота на цилиндрични ролкови лагери NUP 2203 - ETVP2, монтирани на двустъпален редуктор при различни номинални натоварвания  $T_{2N} = 360 \div 550 \text{ Nm}$ ,  $n = 190 \text{ min}^{-1}$  и най-високи предавателни числа  $i_{1/2} = 7,64$  и  $i_{5/6} = 6,64$**

Номинални натоварвания $T_{2N}$ Nm	Живот на лагерите $L_{10h}$ , h	
	На изход - лагер А	На вход - лагер В
360	58622	297922
450	27858	141563
500	19604	99660
550	14266	72548



**Фиг. 1. Живот на лагер NUP 2203 - ETVP2 - А при различни номинални натоварвания  $T_{2N}$ .**



**Фиг. 2. Живот на лагер NUP 2203 - ETVP2 - В при различни номинални натоварвания  $T_{2N}$ .**

## 6. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящата публикация са представени видовете лагери прилагани в конструкцията на универсални моторни редуктори. Посочени са методи за изчисление на търкалящи лагери за конструкции универсални моторни редуктори. От направените изчисления на двустъпален редуктор с приложение на сачмени, самонагаждащи се сачмени лагери и цилиндрични ролкови лагери е направен извода, че сачмените и самонагаждащи се сачмени лагери не задоволяват изискванията за експлоатационен живот от 10000 h, така че те трябва да се заменят с цилиндрични ролкови лагери.

#### ЛИТЕРАТУРА:

- [1] И. Коларов, Г. Димчев, Машинни елементи, ВТУ-София, 2018
- [2] Petrović D., Rakanović R., Zeleznicka vozila Praktikum., Kraljevo, 2006
- [3] ЕФТИМОВА М., Електронен университетски курс за обучение по учебната дисциплина „Автомобилна техника – 1 и 2 част“ (лекции) за специалност Автомобилна техника в Teams (Office 365 Web-базирана облачна „Cloud“ платформа), ВТУ „Тодор Каблешков“, 2020
- [4] Коларов И., Щъркалев И., Ръководство за курсово проектиране по машинни елементи, ВТУ "Тодор Каблешков", 2014
- [5] Паскалев, Л., Изследване на експлоатационните параметри на буксови ролкови лагери на подвижен железопътен състав, Дисертация, ВТУ „Т. Каблешков“ София, 2021
- [6] БДС 4842-90 Лагери търкалящи. Технически изисквания, 1990
- [7] American Bearing Manufacturers Association - ABMA, <https://acim.nidec.com/motors>
- [8] NORD Drivesystems, Standard Helical Gearboxes, Getriebebau Nord, Hamburg, 2020, <https://www.nord.com>
- [9] ZADNIK Ž., KARAKAŠIĆ M., KLJAJIN M., DUHOVNIK J., Function and functionality in the conceptual design process. Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering, 2009, 55, 7-8
- [10] RACKOV M., KUZMANOVIĆ S., BLAGOJEVIĆ M., ĐORĐEVIĆ Z., Motor Gear Reducers with Cylindrical Gears, Faculty of Technical Sciences, Novi Sad, 2019
- [11] KUZMANOVIĆ S., RACKOV M. Machine Elements, Faculty of Technical Sciences, Novi Sad 2019
- [12] Rossi parallel shaft gear reducers catalogue, 004BRO.GPR-de1105HQR, 2020, <https://www.rossi.com/>
- [13] ISO 17956-2025 Rolling bearings - Method for calculating the effective static safety factor for universally loaded rolling bearings, 2025
- [14] Single row deep groove ball bearing 6303 N Brand: SKF Size: 17X47X14, 2025, <https://www.2rs.bg/en-gb/6303-n-skf.html>
- [15] Rolling bearings SKF, PUB BU/P1 17000/1 EN, October, 2018, <https://www.bqskfbearing.com>

## REGARDING THE SELECTION OF THE TYPES OF ROLLING BEARINGS FOR UNIVERSAL REDUCTION GEARS

**Vanio Ralev**

[ralev.vanio05@gmail.com](mailto:ralev.vanio05@gmail.com)

**Todor Kableshkov University of Transport,  
Sofia, Geo Milev Str. 158,  
BULGARIA**

**Abstract:** *Universal gear reducers, unlike special gear drives, are designed to transmit torque and circular motion from the driving to the working machine for different power and speed levels, as well as for different shapes and installation positions. When the reducers are operating, the load falls on their shafts. Bearings are the elements necessary for supporting the shafts, ensuring the necessary efficiency of the reducer. Rolling bearings are installed in the design of universal reducers. The correct choice of a bearing for a reducer is based on three starting points: the type of gear, the type of equipment it works with and the operating conditions. The biggest advantage of the chosen solution is to take into account the carrying capacity of external radial and/or axial forces that can act on the reducer shafts and to select and design a reducer capable of withstanding these forces. Although such load cases are rare, reducer manufacturers must take these cases into account. Taking into account all these elements would significantly simplify the definition of the reducer designation and the creation of drawings with all dimensions, which would be the main advantage of the proposed software solution. Of the rolling bearings, ball bearings have found the widest application. To increase the load capacity of reducers, it is necessary to use stronger bearings. The publication considers the issue of using cylindrical roller bearings instead of ball bearings while maintaining their installation dimensions. An example of the application of cylindrical roller bearings in a universal reducer with increased load capacity is given.*

**Key words:** *universal reducers, bearing in reducers, rolling bearings, cylindrical roller bearings.*