

Aksijalno-radijalni ležaj kao segment veze okretne platforme sa nosećom konstrukcijom

Milimir Gašić¹, Goran Marković^{1*}, Mile Savković¹, Nebojša Zdravković¹

¹Fakultet za mašinstvo i građevinarstvo u Kraljevu, Kraljevo (Srbija)

U radu su prikazane osnove koncepcija veza okretnih platformi mašina građevinske i transportne mehanizacije, zavisno od vrste pogona. Posebno su analizirani aksijalno-radijalni ležajevi velikih prečnika većih svetskih proizvođača. Uočeni su potrebni uslovi koje treba da ispune noseći ramovi, od kojih zavisi radna sposobnost ležajeva. Takođe predložen je zakon raspodele opterećenja od spoljašnjeg momenta koji pruža mogućnost definisanja maksimalnog opterećenja, kao polazne osnove za dalja istraživanja u definisanju optimalnih zakona raspodele pritisnih sila koje potiču od momenta.

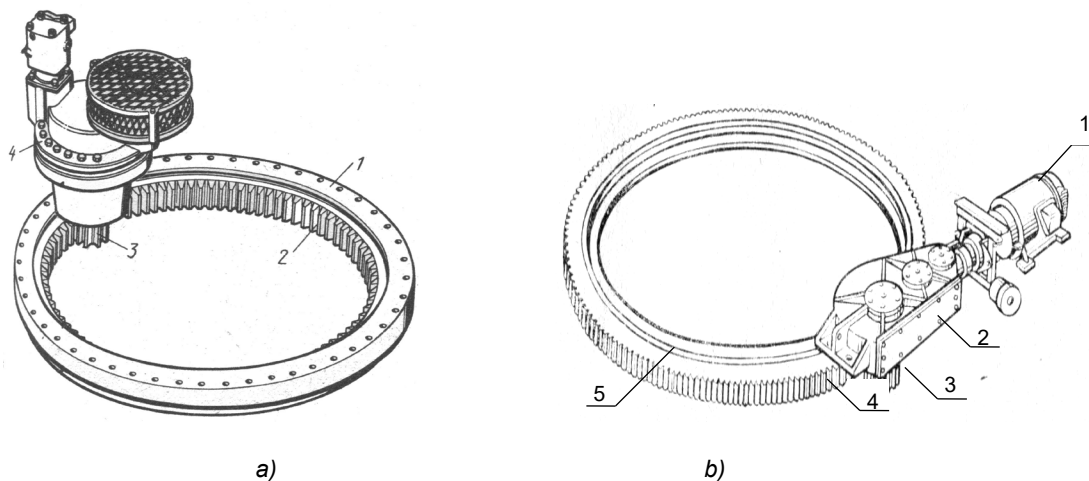
Ključne reči: okretna platforma, aksijalno-radijalni ležaj, pogon obrtanja, raspodela sila od momenata, proračun ležaja

1. UVOD

U drugoj polovini dvadesetog veka kao posredni elementi za vezu okretne platforme sa nosećom konstrukcijom mašina transportne i građevinske mehanizacije uvode se aksijalno-radijalni ležajevi velikih prečnika (slika 1). Za pogon okretnih platformi koriste se pogonski mehanizam sa hidromotorom (Slika 1.a), najčešće kod hidrauličkih bagera, dok za pogon okretnih platformi kod portalnih dizalica [1, 2] primenu nalaze pogonski mehanizmi sa elektromotorom (Slika 1.b).

Drugo varijantno rešenje, Slika.1.b, je skoro identično sa prvim. Razlika se ogleda u pogonskom agregatu koji je najčešće izveden u obliku elektromotora 1, ređe motora SUS.

Elektromotor je spojen sa horizontalnim reduktorom 2 na čijem vratilu se nalazi zupčanik 3, koji je uzubljen sa zupčastim vencem 4 i sastavni je deo aksijalno-radijalnog ležaja 5.



Slika 1: Pogoni okretnih platformi

a) varijantno rešenje koje se primenjuje kod mašina građevinske mehanizacije (hidrauličkih bagera)

b) varijantno rešenje koje se primenjuje kod mašina transportne mehanizacije (portalnih dizalica)

Kod prvog varijantnog rešenja, slika 1.a, mehanizam za obrtno kretanje sastoji se iz pogonskog hidromotora i reduktora 4 sa izlaznim vratilom sa malim zupčanikom 3. Mali zupčanik 3 je uzupčen sa zupčastim vencem 2 koji je ujedno i sastavni deo aksijalno-radijalnog ležaja 1.

Zupčasti venac je zavrtnjskom vezom pričvršćen za noseću konstrukciju. Drugi venac (spoljašnji prsten) ležaja je pričvršćen za okretnu platformu i zajedno vrše obrtno kretanje. Komponente pogona okretnih platformi hidrauličkih bagera (Slika 1. a), kao što je navedeno, čine planetarni mehanizam kod koga se okretanjem izlaznog

zupčanika reduktora okreće i obrtna platforma, pri čemu je ozubljeni venac ležaja nepokretan.

Kučiste reduktora je čvrsto spojeno za obrtnu platformu, kao i neozubljeni prsten aksijalno-radikalnog ležaja koji se zavrtnjima vezuje za kostur obrtne platforme, dok je ozubljeni prsten, takođe zavrtnjima, vezan za noseću konstrukciju odnosno hodni stroj.

Ulazni parametri pogona obrtnih platformi kod pogona hidrauličkog tipa su pritisak i protok hidrauličkog motora, a izlazni broj obrtaja i moment na izlaznom zupčaniku reduktora. Pogoni se izvode u više varijanti [3, 4]:

- pogon sa sporohodnim visokomomentnim hidrauličkim motorom na čije se izlazno vratilo ugrađuje mali zupčanik, koji se neposredno spreže sa ozubljenim fiksnim vencem aksijalno-radikalnog ležaja,
- pogon sa brzohodnim klipno-aksijalnim hidrauličkim motorom i reduktorom dvostepenog ili trostepenog izvođenja. Izvedeni su kao razdvojeno rešenje tako da se hidraulički motor i reduktor nezavisno biraju i međusobno usklađuju. Kod ovih pogona izdvaja se konceptijsko rešenje kinematike reduktora sa jednim parom cilindričnih zupčanika i jednim ili više planetarnih setova i posebnim izvodom za doboš ili lamelastu kočnicu,
- pogoni sa brzohodnim klipno-aksijalnim hidromotorom i dvostepenim ili trostepenim planetarnim reduktorom, integralno izvedenim tako da čine jedan modul.

2. OSNOVNE KARAKTERISTIKE AKSIJALNO-RADIJALNIH LEŽAJEVA VELIKIH PREČNIKA

Sva opterećenja koja deluju na okretnu platformu mašina građevinske i transportne mehanizacije se na neokretnu noseću konstrukciju tih mašina prenose preko aksijalno-radikalnih ležajeva velikih prečnika. Razlikuju se od drugih ležajeva, pre svega, po veličini prečnika (i preko 10 metara). Zahtevaju propisane uslove montaže koje po pravilu definišu proizvođači tih ležajeva, rade sa relativno malim brzinama okretanja i specifičnim opterećenjima. Pored toga što prenose sile, aksijalne i radikalne, vrše prenos i momenta u ravni dejstva koja je normalna na osnovnu ravan koja prolazi kroz stazu kotrljajnih tela. Po konstruktivnom izvođenju su vrlo kompaktni i imaju veliki unutrašnji slobodan prostor, koji omogućava prolaz pratećih vodova i uređaja neokretnog hodnog stroja.

Vek trajanja ovih ležajeva kao i pouzdanost u radu u najvećoj meri zavisi od projektovane krutosti nosećeg rama, jer im je sopstvena krutost, s obzirom na gabaritne dimenzije (veliki prečnik a mali poprečni presek prstenova), mala. Zato je istraživanje odnosa geometrijskih veličina nosača nosećeg rama, u cilju definisanja krutosti pri kojoj deplanacija oslone površine za vezu ležaja ne prelazi odstupanja većih od preporučenih od izuzetnog značaja. Zato su istraživanja teorijskih zavisnosti relevantnih geometrijskih parametara nosećih ramova, koji obezbeđuju krutost pri kojima staze kotrljajnih tela leže u neizvitoperenoj ravni, od posebnog značaja.

Pored istraživanja uticajnih parametara na geometrijsku identifikaciju nosećih ramova aksijalno-

radikalnih ležajeva velikih prečnika, neophodno je izvršiti adekvatnu obradu oslonih površina za koje se vezuje ležaj. Pre ugradnje tih ležajeva preporučuje se kontrola i merenje hrapavosti obrađenih površina savremenim mernim uređajima optičkog tipa ili laserima. Ako su izmerene vrednosti izvan propisanih tolerancija koje zavise od prečnika ležajeva, preporučuje se ponovna mašinska obrada. Dozvoljena odstupanja propisuju proizvođači ležajeva [5, 6].

Neki od tipova ovih ležajeva jednog od najvećeg proizvođača Rothe Erde [6] prikazani su na slici 2. Sastoje se iz unutrašnjeg prstena 2 i spoljašnjeg prstena 1, koje povezuju kotrljajna tela u obliku kuglice 3 ili valjčića 4, ubačenih u profilisane kanale, čineći na taj način kompaktnu celinu.

Spoljašnji i unutrašnji prstenovi se izrađuju sa i bez ozubljenja, pri čemu prstenovi sa ozubljenjem se zavrtnjima čvrsto vezuju na neokretni deo noseće konstrukcije [7]. Prema broju redova kotrljajnih tela dele se na jednoreodne, dvoredne i troredne ležajeve. Kada je reč o jednorednim ležajevima sa valjčićima, vrlo često se koristi unakrsni položaj valjčića.

Grupi jednorednih aksijalnih ležajeva velikih prečnika pripadaju i ležajevi sa kontaktom u četiri tačke; jednostavne su konstrukcije, što ih čini ekonomičnim. Ako je potrebno da se ostvari preciznost u toku obrtanja, primenu nalaze dvoredni ležajevi sa valjčićima.

Kotrljajna tela su termički obrađena i sa velikom preciznošću izrade čime se obezbeđuje relativno okretanje i prenošenje opterećenja između spoljašnjeg i unutrašnjeg prstena. Veličina im je određena tako da mogu da prenese propisana opterećenja za dati ležaj.

Međusobno rastojanje između kotrljajnih tela ostvaruje se razdeljivačkim prstenovima koji se izrađuju od materijala sa malim koeficijentom trenja u kontaktima sa kotrljajnim telima pri okretanju. Podmazivanjem preko mazalice 5 obezbeđuje se kotrljanje bez klizanja. Zaptivači 6 između prstenova (Slika 2, a) sprečavaju curenje sredstava za podmazivanje (mast, ulje) kao i prodor nečistoća u unutrašnjost ležaja.

U katalozima većih svetskih proizvođača (Roth Erde, INA, SKF...) navode se geometrijski i drugi parametri od značaja za izbor aksijalno-radikalnih ležajeva velikih prečnika:

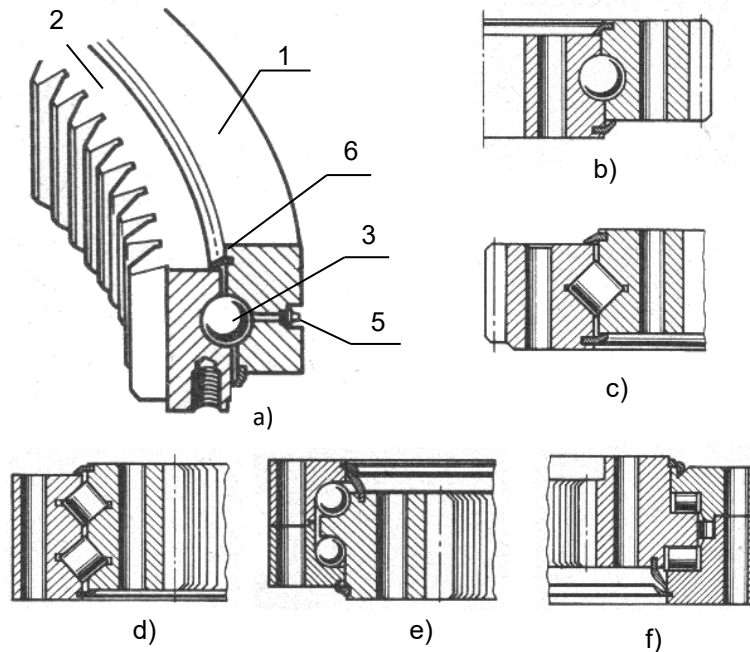
- *Geometrijski parametri:*

- Podeoni prečnik ozubljenog venca d_o (mm)
- Broj zuba ozubljenog venca z
- Modul zupčanika ozubljenog venca m (mm)
- Prečnik putanje kotrljajnih tela D_L (mm)

- *Ostali parametri:*

- Maksimalna sila na zubu F_z (kN)
- Dinamička aksijalna i radikalna nosivost C_a, C_r
- Masa m (kg)

U zavisnosti od položaja okretne platforme u odnosu na noseću konstrukciju, aksijalno-radikalni ležajevi mogu se ugraditi sa gornje ili donje strane, u odnosu na noseću konstrukciju.



Slika 2: Tipovi aksijalno-radijalnih ležajeva velikih prečnika
 a) jednoredni sa kuglicama i unutrašnjim ozubljenjem
 b) jednoredni sa kuglicama i spoljašnjim ozubljenjem
 c) jednoredni sa valjčićima i spoljašnjim ozubljenjem
 d) dvoredni sa unakrsnim valjčićima i unutrašnjim ozubljenjem
 e) dvoredni sa kuglicama i unutrašnjim ozubljenjem
 f) troredni sa valjčićima i unutrašnjim ozubljenjem

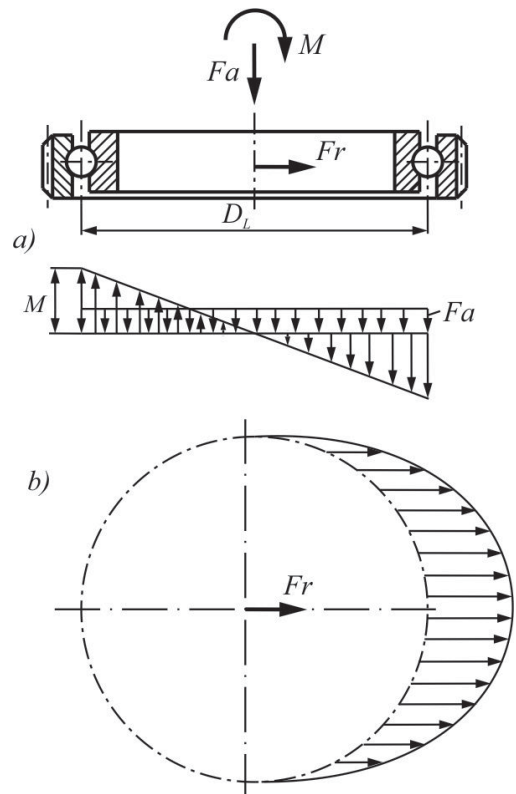
3. IZBOR LEŽAJA

Pri izboru aksijalno-radijalnih ležajeva velikih prečnika veoma je važno opredeliti se za tip ležaja koji je najpogodniji za odgovarajuću vezu okretne platforme sa nepokretnim delom noseće konstrukcije. Shodno tome neophodno je da se izvrši analiza preporuka proizvođača za primenu tih ležajeva. Izbor ležaja se vrši na osnovu ekvivalentne sile i ekvivalentnog momenta koje treba da prenese ležaj. Sva ta opterećenja definišu se na osnovu sveobuhvatne analize opterećenja ležajeva za sve moguće položaje radnog uređaja (strela bagera ili strela dizalice) u celom opsegu rada.

U opštem slučaju komponente opterećenja ležaja su: aksijalna sila F_a , radijalna sila F_r i moment M (Slika 3).

Prenošenje opterećenja preko ovih ležajeva, koja se, kao što je navedeno, mogu grupisati na aksijalna, radijalna i na opterećenja od momenta, treba ostvariti tako da se obezbedi ravnomernost opterećenja posrednih (kotrljajnih) tela. Jasno je da opterećenje od aksijalne sile ravnomerno opterećuje posredna (kotrljajna) tela, pa samim tim i prstenove ležaja. Dalje, ta opterećenja se prenose na noseći ram i u proračunima nije teško definisati zakon raspodele tih opterećenja. Kada je reč o definisanju opterećenja od momenta, treba primetiti da to opterećenje izaziva povećanje pritiska na jednu grupu posrednih (kotrljajnih) tela, a smanjenje pritiska na drugu grupu. Ako se usvoji hipoteza da se raspodela pritisaka odvija po zakonu prave linije, onda se mogu uspostaviti odnosi sila pritisaka na kotrljajna tela iz kojih se može odrediti maksimalni pritisak ($F_{N,max}$) koji deluje na ekvivalentnom

prečniku, izazivajući pri tome naprezanja koja su identična i pri dejstvu momenta M . Naravno, za ispunjenje ove hipoteze neophodno je ispuniti uslov velike krutosti oslonih površina na nosećem ramu.



Slika 3: Opterećenja aksijalno-radijalnih ležajeva

Eksperimentalni rezultati ispitivanja prenošenja opterećenja preko aksijalno-radikalnih ležajeva, za slučaj kada se uzimaju i elastične deformacije oslonih elemenata nosećeg rama pokazuju da postoje odstupanja maksimalne sile od momenta pri krutom modelu i do 40 %. Takođe, pokazuje se da se maksimalno opterećenje silama od momenta prenosi preko kotrljajnih tela u segmentu koji je ograničen uglom od 90°, po 45° sa jedne i druge strane u odnosu na ravan dejstva momenta [8, 9, 10]. Prenošnje radikalne sile ostvaruje se po istom zakonu kao i kod radikalnih ležajeva.

Određivanje ekvivalentnih opterećenja, merodavnih za izbor veličine aksijalno-radikalnih ležajeva vrši se na način koji propisuju proizvođači tih ležajeva. Tako jedan od vodećih proizvođača tih ležajeva INA izbor ležaja vrši na osnovu ekvivalentnog statičkog opterećenja [5] i [6], koje se izračunava prema ekvivalentnoj statičkoj sili:

$$F_{es} = F_a f_A f_S f_R \quad (1)$$

i prema ekvivalentnom statičkom momentu:

$$M_{es} = M f_A f_S f_R \quad (2)$$

U izrazima (1) i (2) za faktore f_A , f_S i f_R propisuju se sledeće vrednosti, saglasno preporukama INA proizvođača ležajeva:

f_A - faktor primene (za mobilne dizalice $f_A = 1,25$),

f_S - dopunski sigurnosni faktor (za primenu bez specijalnih zahteva $f_S = 1$)

f_R - faktor statičkog radikalnog opterećenja, zavisi od odnosa $2M/(F_a D_L)$ kao i od odnosa radikalne i aksijalne sile.

Pored određivanja statičke nosivosti ležaja, vrši se određivanje i ekvivalentnog dinamičkog opterećenja ležaja, koje predstavlja vek trajanja ležaja, odnosno period do prve pojave zamora materijala, koja zavisi od opterećenja, radnih brzina i namene.

Na osnovu dozvoljenog dinamičkog opterećenja, aksijalno C_a ili radikalno C_r , koje se daju kao karakteristike ležajeva, određuje se dinamičko opterećenje ležajeva L kao vek trajanja u milionima obrtaja:

$$L = (C/F)^p \quad (3)$$

ili L_h (u radnim satima):

$$L_h = (16666/n)(C/F)^p \quad (4)$$

U izrazima (3) i (4) navedene oznake se odnose na:

- n [o/min] - učestanost obrtanja ležaja
- p - koeficijent koji zavisi od oblika kotrljajnih tela.

Za kotrljajna tela u obliku kuglice, taj koeficijent ima vrednost $p=3$, dok za kotrljajna tela u obliku valjčića koeficijent ima vrednost $p=10/3$.

- F [kN] - dinamičko opterećenje, radikalna ili aksijalna, određuju se množenjem radikalnog ili aksijalnog opterećenja faktorom dinamičkog opterećenja k_F , koji zavisi od odnosa $2M/(F_a D_L)$.

Kada je reč o metodologiji izbora aksijalno-radikalnih ležajeva, čiji je proizvođač Roth-Erde, postupak se zasniva na određivanju ekvivalentnih statičkih opterećenja, korišćenjem izraza [11]:

$$F_{es} = (aF_a + bF_r) f_{stat} \quad (5)$$

$$M_{es} = cM f_{stat} \quad (6)$$

U izrazima (5) i (6) koeficijenti a , b i c zavise od tipa ležajeva (jednoredni, dvoredni, kuglični, valjčasti), vrste i veličine mašine i njenih uslova rada, dok koeficijent f_{stat} predstavlja faktor statičke sigurnosti.

Tako, prema katalogu proizvođača Roth-Erde preporučuju se sledeće vrednosti faktora opterećenja:

- auto-dizalice, mobilne dizalice, palubne dizalice i dizalice sličnih izvođenja:
 $f_{stat} = 1,10$, $f_L = 1$, $N = 30000$
- dizalice sa okretnom platformom, lučke dizalice, dizalice sa okretnim kolicima:
 $f_{stat} = 1,25$, $f_L = 1,15$, $N = 45000$
- za dizalice koje rade u čeličanama:
 $f_{stat} = 1,45$, $f_L = 1,5$, $N = 100000$
- mobilne dizalice sa grabilicama, mosne dizalice sa grabilicama i magnetom:
 $f_{stat} = 1,45$, $f_L = 1,7$, $N = 150000$
- rotorni bageri, konvejeri:
 $f_{stat} = 1,45$, $f_L = 2,15$, $N = 300000$
- hidraulički bageri sa ležajem serije tipa KD 320:
 $f_{stat} = 1,25$
- hidraulički bageri sa ležajevima drugih serija, za zapremine kašika do 1,5 m³.

Treba napomenuti da kod aksijalno-radikalnih ležajeva velikih prečnika, koji se ugrađuju kod hidrauličkih bagera, značajno se razlikuju uslovi rada, opterećenja tokom procesa obrtanja, pa izbor faktora opterećenja f_L i N vrši se uz konsultacije sa proizvođačem.

Pored statičkih opterećenja određuju se i ekvivalentna dinamička opterećenja ležajeva.

Ekvivalentna dinamička sila definisana je izrazom:

$$F_{ed} = f_L^k \sqrt{\sum_{i=1}^n p_i F_{ai}^k / 100}, \quad (7)$$

a ekvivalentni dinamički moment izrazom

$$M_{ed} = f_L^k \sqrt{\sum_{i=1}^n p_i M_{ri}^k / 100} \quad (8)$$

U izrazima (7) i (8) vrednosti za faktor opterećenja f_L zavise od vrste i namene mašine sa aksijalno-radikalnim ležajevima velikih prečnika.

Eksponent k zavisi od oblika kotrljajnih tela ležaja i uzimaju sledeće vrednosti: $k=3$ - za kuglice; $k=10/3$ - za valjčiće.

Sile F_{ai} i momenti M_{ri} predstavljaju opterećenja pojedinih kolektivnih opterećenja ležaja, a p_i procentualni udeo pojedinih kolektivnih opterećenja u celom opsegu rada za životni vek mašine.

Faktor opterećenja f_L može se odrediti i iz odnosa:

$$f_L = k\sqrt{N/t_c} \quad (9)$$

gde je N - očekivani broj ciklusa za životni vek mašine, a t_c - vreme trajanja operacije okretanja pri punom opterećenju. Preporučene vrednosti za N i t_c su navedene u prethodnim objašnjenjima.

Karakteristike ležajeva su predstavljene određenim krivama statičke i dinamičke nosivosti. One pokazuju zavisnost dozvoljene statičke ekvivalentne sile F_{es} i dozvoljenog statičkog ekvivalentnog momenta M_{es} , odnosno zavisnost dinamičke ekvivalentne sile F_{ed} i dozvoljenog dinamičkog ekvivalentnog momenta M_{ed} .

Kod izbora ležajeva uslov je da vrednost izračunatih ekvivalentnih opterećenja ležaja u celom opsegu rada mašine ne sme da pređe granične krive na dijagramu nosivosti ležaja.

ZAHVALNICA

Deo ovog istraživanja predstavlja doprinos projektima Ministarstva prosvete, nauke i tehnološkog razvoja Republike Srbije, Projekat TR 35038.

4. ZAKLJUČAK

Koncepcija veza okretnih platformi mašina građevinske i transportne mehanizacije u direktnoj je zavisnosti od vrste pogona okretnih platformi.

- Ako se usvoji pogonski mehanizam čija se šema sastoji od pogonskog motora SUS, hidrauličke pumpe, razvodnika, hidrauličkog motora, reduktora sa izlaznim vratilom sa malim zupčanikom koji je u sprezi sa zupčastim vencem aksijalno-radijalnog ležaja, neophodno je odrediti spektre opterećenja ležaja za sve moguće konfiguracije kinematičkih lanaca kojima se mašina građevinske i transportne mehanizacije oprema.
- Za slučaj da se pogon obrtne platforme izvodi u obliku koncepcije mehaničkog tipa, zbog pojave inercijalnih sila, neophodno je u pogon ugraditi uređaj za regulaciju učestanosti okretanja izlaznog vratila pogonskog elektromotora.
- Usvojena hipoteza o zakonu raspodele sila pritisaka od momenta na kotrljajna tela u obliku prave linije, može se primenjivati uz primenu stepena korekcije u odnosu na stvarni zakon raspodele sila od momenta.

LITERATURA

- [1] Gašić M., Ostrić D., Savković M.: Contribution to modelling of load lifting process in portal cranes, AL – VI – Lea simpozion de utilaje pentru constructii, str. 121-125, VOL II partea la Bucuresti, 1997.
- [2] Артемьев П.П., Брауде, В.И., Гаранин Н.П.: Грузо-подъемные машины на речном транспорте, Москва, Транспорт, 1989.
- [3] Janošević D., Jovanović V.: Sinteza pogonskih mehanizama hidrauličnih bagera, Univerzitet u Nišu, Mašinski fakultet, 2015.
- [4] Janošević D.: Projektovanje mobilnih mašina, Univerzitet u Nišu, mašinski fakultet, 2006.
- [5] https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/catalogue_1/downloads_6/404_de_en_1.pdf
- [6] https://www.thyssenkrupp-rotheerde.com/download/info/tk_GWL_GB_230616_web.pdf
- [7] Волков Д.П., Крикун В.Я., Тоталин П.Е., Гаевский К.С., Никулин П.И.: Машины для земляных работ, Москва, Машиностроение, 1992.
- [8] Дукельский А.И.: Портовые грузо-подъемные машины, Москва, Транспорт, 1970.
- [9] Ерофеев Н. И., Гордеев Г. И., Зилдман В. Я. Масюк М. П.: Комплексная механизация портовых перегрузочных работ, Москва, Транспорт, 1977.
- [10] Петухов П.З., Ксюнин Г.П., Серлинг Л. Т.: Специальные краны, Москов, Машиностроение, 1985

Axial-radial Bearing as a Segment of Connection Between Rotating Platform and Carrying Structure

Milomir Gašić¹, Goran Marković^{1*}, Mile Savković¹, Nebojša Zdravković¹
¹Faculty of Mechanical and Civil Engineering in Kraljevo, Kraljevo (Srbija)

The paper presents the connection of rotating platforms in building and transport machines depending on the type of driving mechanism. A special attention is paid to axial-radial bearings having big diameters made by prominent manufacturers. There are some necessary conditions which have to be met by supporting frames because working capacity of the bearings depends on them. Also, the law of distribution of load of moment of external forces is proposed because it provides identification of maximum load as a starting basis for further research on determination of optimal laws of distribution of acting forces which are caused by the moment of forces.

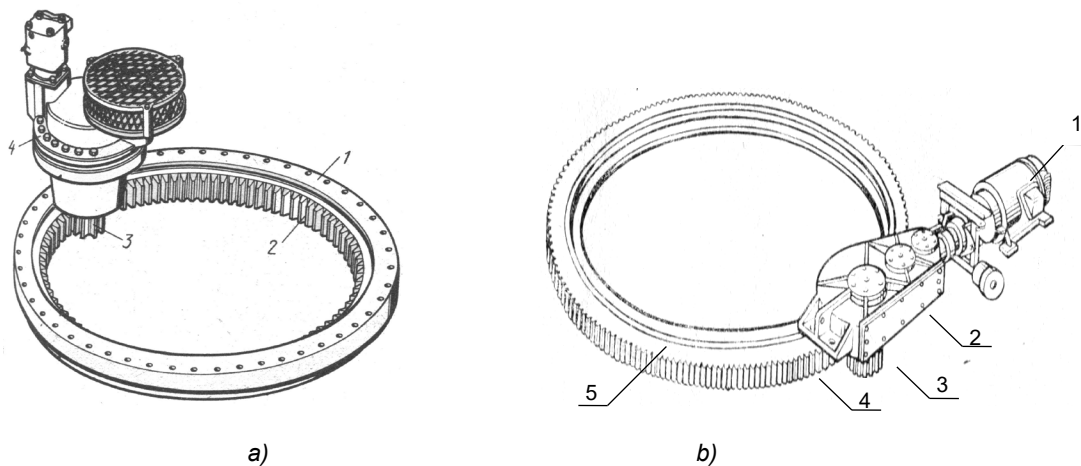
Keywords: rotating platform, axial-radial bearing, driving mechanism, distribution of forces of the moment, calculation of bearing.

1. INTRODUCTION

Axial-radial bearings with big diameters were introduced in the second part of the twentieth century as indirect elements in the connection between rotating platform and support structure in the machines of transport and building mechanization. To drive rotating platforms the driving mechanism with hydraulic motor is widely used at hydraulic excavators (Figure 1,a); to drive rotating platforms of portal cranes [1,2] the driving mechanism with electric motor is used (Figure 1,b).

The other solution (Figure 1,b) is almost identical to the first one. The only difference between these two solutions is the driving unit which is mainly in the form of electric motor 1, and rarely in the form of internal combustion engine.

The electric motor is connected with horizontal reducer 2 and on its shaft there is gear 3 which meshes with the large gear 4 and is an element of axial-radial bearing 5.



a) *Figure 1: Driving mechanisms of rotating platforms*
a) *building machines (hydraulic excavators)*
b) *transport machines (portal cranes)*

The first solution (Figure 1,a) involves the mechanism for rotary motion and it consists of hydraulic motor and reducer 4 with output shaft and small gear 3. The small gear meshes with large gear 2 which is also a part of axial-radial bearing 1. The large gear is screwed to support structure. The outer ring of the bearing is screwed to the rotating platform and they rotate together.

The driving components of rotating platforms in hydraulic excavators (Figure 1,a), as stated above, make a planetary mechanism where rotation of output gear of the reducer causes the rotation of rotating platform too, while the large gear of the bearing is stationary.

The reducer housing is firmly connected to the rotating platform as well as the outer ring of axial-radial bearing which is screwed to the frame of rotating platform,

whereas toothed ring is also screwed to the carrying structure.

Input parameters of rotating platform mechanism of hydraulic type are pressure and flow of hydraulic motor, while output parameters are the number of revolutions and moment at the output gear of reducer. Driving mechanisms are produced in several forms [3,4]:

- mechanism with a low-speed high-moment hydraulic motor with the small gear built in the output shaft, and it is directly meshed with fixed big gear of axial-radial bearing,
- mechanism with a high-speed axial-piston hydraulic motor and a double or triple reducer. It is produced as a separate solution so that the hydraulic motor and reducer are independently chosen and coordinate with each other. This drive has a concept of reducer kinematics with one pair of spur gears and one or more planetary sets and special connection of drum brake or disk brake.
- mechanism with a high-speed axial-piston hydraulic motor and a double or triple planetary reducer integrally produced so that it makes one module.

2. BASIC CHARACTERISTICS OF AXIAL-RADIAL BEARINGS WITH BIG DIAMETERS

All loads acting on the rotating platform at building and transport machines are transmitted to their fixed support structures through axial-radial bearing with big diameters. They differ from other bearings primarily due to the size of diameters (more than 10m). They demand prescribed conditions of assembly which are defined by manufacturers of bearings, operate with relatively low speeds of rotation and specific loads.

Apart from transmitting axial and radial forces, they transmit the moment of forces in the plane of action which is normal to basic plane going through the path of rolling bodies. They are very compact and have large internal free space which enables passage of accompanying lines and devices of fixed carrying structure.

Lifetime of these bearings as well as their reliability during operation depend mainly on the stiffness of support frame because their own stiffness is small due to large dimensions (big diameter and small cross section of rings). Therefore, it is very important to research the relation between geometrical values of support frame carrier, in order to define stiffness at which deflection of supporting area does not exceed deviation higher than recommended deviations.

Thus, it is extremely important to study theoretical relation between relevant geometrical parameters of support frames which provide stiffness at which paths of rolling bodies lie in undistorted plane. In addition to research of parameters influencing geometrical identification of support frames of axial-radial bearings with big diameters, it is necessary to perform proper treatment of support areas to which the bearing is connected.

Prior to installation of the bearing, it is recommended to control and measure roughness of treated areas by modern optical measuring devices or lasers. If measured values are beyond prescribed tolerances which depend on bearing diameters, it is recommended to repeat the machining. Permissible deviation is prescribed by manufacturers of bearings [5,6]. Some types of the bearings made by one of the most popular producer Rothe Erde [6] are shown in Figure 2. They consist of internal ring 2 and external ring 1, connected by rolling bodies in the form of the ball 3 or the roller 4, inserted in profiled channels, thus making a compact whole. External and internal rings are made with and without gearing, and rings with gears are firmly screwed to the fixed part of support structure [7]. They can be single-row, double-row and three-row bearings according to the number of rows of rolling bodies. When single-row bearings with rollers are used, the cross position of rollers is usually used.

The group of single-row bearings with big diameters comprises the bearings with four points of contact; their construction is simple, which makes them economical. If it is necessary to achieve accuracy in the course of rotation, double-row bearings with rollers are applied.

Rolling bodies are heat treated and made with high accuracy, which provides relative rotation and transmission of loads between external and internal rings. Their size is defined so that they can transmit prescribed loads for the given bearing. Distance between rolling bodies is made by distribution rings made of material with low coefficient of friction in the contacting points with rolling bodies during rotation. Lubrication by oil cup 5 provides rolling with no slide. Sealers 6 between the rings (Figure 2,a) prevent leakage of lubricants (grease, oil) as well as penetration of dust inside bearings.

The catalogues of widely known producers (Rothe Erde, INA, SKF, etc.) present geometrical and other parameters which are significant for the choice of axial-radial bearings with big diameters:

- *Geometrical parameters:*
 - Pitch diameter of the big gear d_o (mm)
 - Number of teeth of the big gear z
 - Module of the gear m (mm)
 - Diameter of path of rolling bodies D_L (mm)
- *Other parameters:*
 - Maximum force at the tooth F_z (kN)
 - Dynamic axial and radial carrying capacity C_a, C_r
 - Mass m (kg)

Depending on the position of rotating platform in relation to supporting structure, axial-radial bearings can be installed on the upper or lower part of the supporting structure.

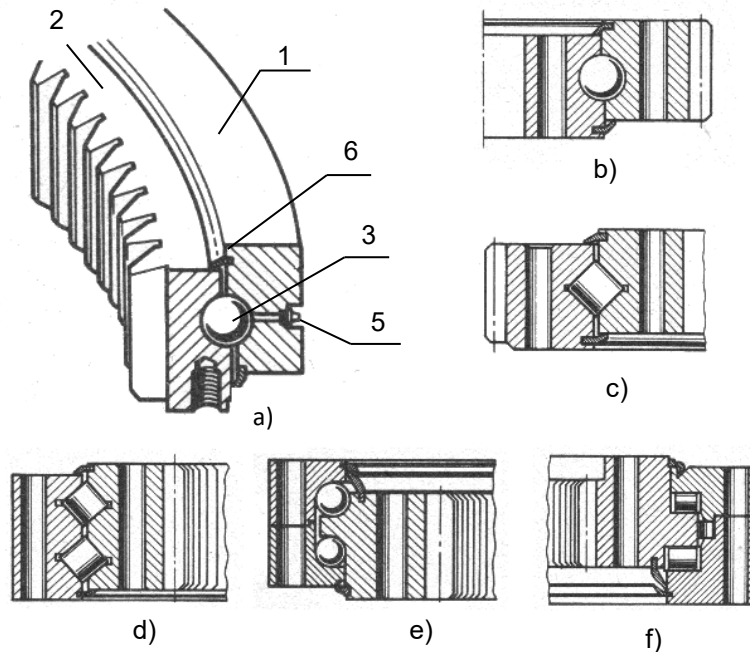


Figure 2: Types of axial-radial bearings with big diameters

- a) Single-row bearings with balls and internal gearing
- b) Single-row bearings with balls and external gearing
- c) Single-row bearings with rollers and external gearing
- d) Double-row bearings with cross rollers and internal gearing
- e) Double-row bearings with balls and internal gearing
- f) Three-row bearings with rollers and internal gearing

3. SELECTION OF BEARINGS

In selection of axial-radial bearings with big diameters it is very important to choose the type of bearing which is the most suitable for the connection between rotating platform and stationary part of support structure. Therefore it is necessary to analyze the producers' recommendations for application of these bearings. The selection is based on equivalent force and equivalent moment of force which have to be transmitted by the bearing. All these loads are defined on the basis of thorough analysis of loads for all possible positions of working device (excavator boom or crane boom) during entire cycle of operation.

In a general case the components of bearing loads are: axial force F_a , radial force F_r and moment of force M (Figure 3).

Transmission of load through these bearings, which can be grouped in axial loads, radial loads and moment loads, should be done in order to provide equal loads of indirect (rolling) bodies. It is obvious that axial load equally loads indirect (rolling) bodies and bearing rings too. Moreover, these loads are transmitted to the carrying frame and it is not difficult to calculate the law of distribution of the loads. When moment load has to be defined, it must be pointed out that this load causes the rise of pressure on one group of indirect (rolling) bodies and decrease of pressure on the other group. If we adopt a hypothesis that distribution of pressure is done according to the law of straight line, we can establish the relations of

pressure forces on rolling bodies to determine maximum pressure ($F_{N, max}$) which acts on equivalent diameter causing identical strains when the moment M acts. To implement the hypothesis it is necessary to fulfill the condition of high stiffness of supporting areas on the carrying frame.

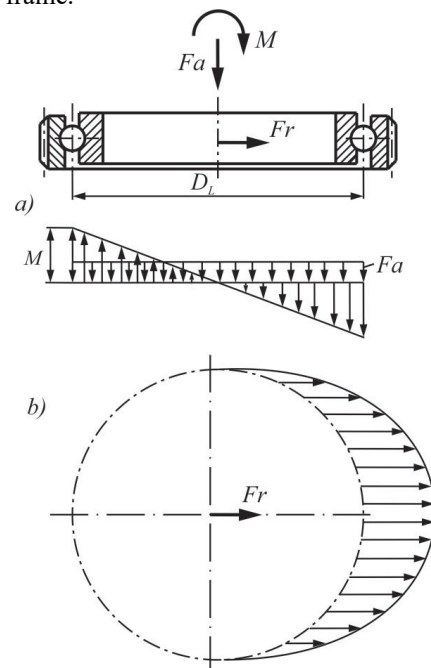


Figure 3: Loads of axial-radial bearings with big diameters

Experimental results of testing the transmission of loads through axial-radial bearings, in the case when

elastic deformations of bearing elements of carrying frame occur, show that there are deviations of maximum force from the moment in a rigid model up to 40%. Also, maximum load through forces from the moment is transmitted through rolling bodies in the segment which is bounded by angle of 90° , i.e. 45° from both sides with regard to the plane of operating device [8,9,10]. Transmission of radial force is done by the same law applied to the radial bearings.

Identification of equivalent loads significant to the selection of size of axial-radial bearings is done according to the method prescribed by the manufacturers. INA, one of the leading manufacturers of the bearings, selects the bearing based on equivalent static load [5,6], which is calculated according to the equivalent static force:

$$F_{es} = F_a f_A f_S f_R \quad (1)$$

and according to the equivalent static moment:

$$M_{es} = M f_A f_S f_R \quad (2)$$

Factors f_A , f_S and f_R in the expressions (1) and (2) have the following values in compliance with INA's recommendations:

f_A – factor of application (for mobile cranes $f_A = 1.25$),

f_S – additional factor of safety (for application with no special requirements $f_S = 1$),

f_R – factor of static radial load which depends on relation $2M/(F_a D_L)$ and on relation between radial and axial force.

Apart from defining static load of bearings, equivalent dynamic load of bearings is defined, which represents the lifetime of bearings, i.e. the period when fatigue of material appears, which depends on load, operating speed and purpose.

Based on permitted dynamic load, axial stiffness C_a or radial stiffness C_r , which are given as characteristics of bearings, we can determine dynamic load of bearing L as lifetime of bearing expressed in millions of revolutions:

$$L = (C/F)^p \quad (3)$$

or L_h (in working hours):

$$L_h = (16666/n)(C/F)^p \quad (4)$$

Expressions (3) and (4) contain the following markings:

- n [rev/min] – frequency of revolutions
- p – coefficient which depends on the form of rolling bodies. Rolling bodies in the form of a ball have the coefficient $p = 3$, while rolling bodies in the form of a roller have the coefficient $p = 10 / 3$
- F [kN] – dynamic loads, radial or axial, are determined by multiplying radial or axial load by the factor of dynamic load k_F , which depends on relation $2M/(F_a D_L)$.

When methodology of selecting axial-radial bearings is in question, produced by Rothe Erde, the

method is based on defining equivalent static loads by means of expression [6]:

$$F_{es} = (aF_a + bF_r) f_{stat} \quad (5)$$

$$M_{es} = cM f_{stat} \quad (6)$$

In expressions (5) and (6) coefficients a , b and c depend on the type of bearing (single-row, double-row, ball type, roller type), type and size of machine and its operating conditions, whereas coefficient f_{stat} is a factor of static safety.

Thus, Rothe Erde recommends the following values of load factor in its catalogue:

- autocranes, mobile cranes, ship cranes and similar cranes: $f_{stat} = 1.10$, $F_L = 1$, $N = 30\ 000$
- cranes with rotating platform, port cranes, cranes with rotating trolley: $f_{stat} = 1.25$, $F_L = 1.15$, $N = 45\ 000$
- cranes operating in the steel plants: $f_{stat} = 1.45$, $F_L = 1.5$, $N = 100\ 000$
- mobile cranes with grapple, bridge cranes with grapple and magnet: $f_{stat} = 1.45$, $F_L = 1.7$, $N = 150\ 000$
- rotor excavators, conveyors: $f_{stat} = 1.45$, $F_L = 2.15$, $N = 300\ 000$
- hydraulic excavators with bearing KD 320: $f_{stat} = 1.25$
- hydraulic excavators with bearings of other series, whose bucket volume is up to 1.5m^3 .

Note that axial-radial bearings with big diameters, which are installed in hydraulic excavators, have different operating conditions, loads during revolutions, so selection of load factors f_L and N is done by consulting the manufacturer.

In addition to static loads, equivalent dynamic loads of bearings are defined.

Equivalent dynamic force is defined by the expression:

$$F_{ed} = f_L \sqrt[k]{\sum_{i=1}^n p_i F_{ai}^k / 100}, \quad (7)$$

and equivalent dynamic moment is defined by the expression

$$M_{ed} = f_L \sqrt[k]{\sum_{i=1}^n p_i M_{ri}^k / 100} \quad (8)$$

The values of load factor f_L in the expressions (7) and (8) depend on the type and purpose of machine with axial-radial bearings with big diameters.

Exponent k depends on the form of rolling bodies and has the following values: $k = 3$ for balls; $k = 10 / 3$ for rollers.

Forces F_{ai} and moments M_{ri} represent loads of some collective loads of bearings, and p_i represents the percentage of some collective loads in entire scope of work in the machine lifetime.

Factor of load f_L can be determined from the following relation:

$$f_L = \sqrt[k]{N/t_c} \quad (9)$$

where N is expected number of cycles in the machine lifetime, and t_c is duration of revolution at full load. Recommended values for N and t_c are stated above.

The properties of bearings are represented by curves of static and dynamic carrying capacity. They show dependence of permitted equivalent static force F_{es} and permitted equivalent static moment M_{es} , i.e. dependence of dynamic equivalent force F_{ed} and permitted equivalent dynamic moment M_{ed} .

In selection of bearings, the value of calculated equivalent loads of bearings in entire cycle of machine operation must not exceed boundary curves in diagram of carrying capacity of bearings.

4. CONCLUSION

The connection between rotating platforms in building and transport machines is directly related to the type of driving mechanism of rotating platforms.

If we adopt a driving mechanism which consists of a driving motor (internal combustion engine), hydraulic pump, distributor, hydraulic motor, reducer with output shaft with small gear meshed with the big gear of axial-radial bearing, it is necessary to define spectrum of bearing loads for all possible configurations of kinematic chains.

In the case where driving mechanism of rotating platform is a mechanical type, due to inertial forces, it is necessary to install a device which regulates frequency of revolutions of output shaft of electric motor.

Adopted hypothesis on distribution law of pressure forces on rolling bodies in the form of straight line, can be applied with a certain correction factor with regard to the law of distribution of forces of moment.

ACKNOWLEDGMENT

Part of this research is a contribution to the projects of the Ministry of Education, Science and Technological Development of the Republic of Serbia, Project TR 35038.

REFERENCES

- [1] Gašić M., Ostrić D., Savković M.: Contribution to modelling of load lifting process in portal cranes, AL – VI – Lea simpozion de utilaje pentru constructil, str. 121-125, VOL II partea la Bucuresti, 1997.
- [2] Артемьев П.П., Брауде, В.И., Гаранин Н.П.: Грузо-подъемные машины на речном транспорте, Москва, Транспорт, 1989.
- [3] Janošević D., Jovanović V.: Sinteza pogonskih mehanizama hidrauličnih bagera, Univerzitet u Nišu, Mašinski fakultet, 2015.
- [4] Janošević D.: Projektovanje mobilnih mašina, Univerzitet u Nišu, mašinski fakultet, 2006.
- [5] https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/catalogue_1/downloads_6/404_de_en_1.pdf
- [6] https://www.thyssenkrupp-rotheerde.com/download/info/tk_GWL_GB_230616_web.pdf
- [7] Волков Д.П., Крикун В.Я., Тоталин П.Е., Гаевский К.С., Никулин П.И.: Машины для земляных работ, Москва, Машиностроение, 1992.
- [8] Дукельски А.И.: Портовые грузо-подъемные машины, Москва, Транспорт, 1970.
- [9] Ерофеев Н. И., Гордеев Г. И., Зилдъдман В. Я. Масюк М. П.: Комплексная механизация портовых перегрузочных работ, Москва, Транспорт, 1977.
- [10] Петухов П.З., Ксюнин Г.П., Серлинг Л. Т.: Специальные краны, Москов, Машиностроение, 1985