

tribologija u industriji

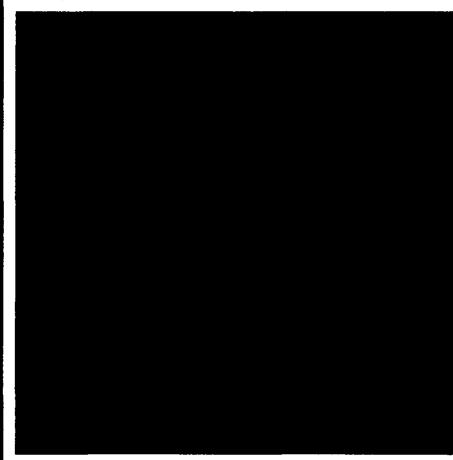
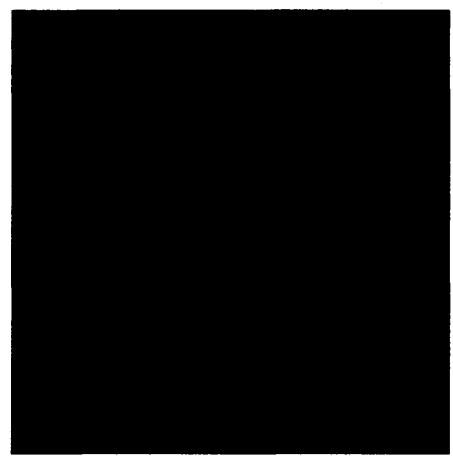
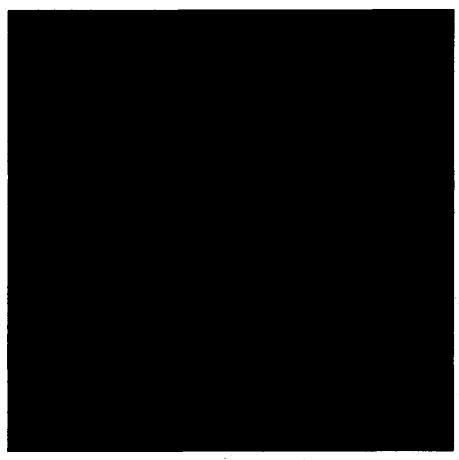
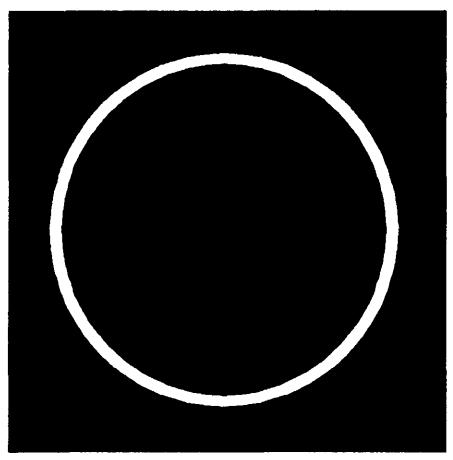
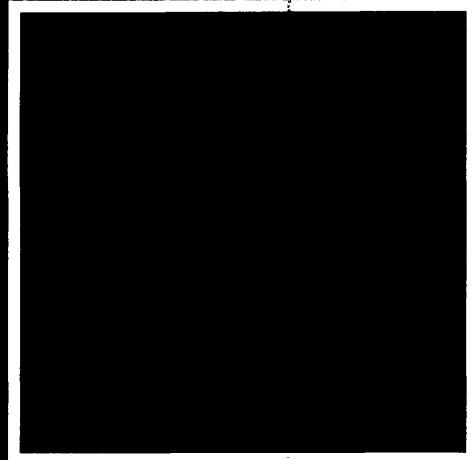
tribology in industry ◇ трибология в промышленности

YU ISSN 03551 - 1642

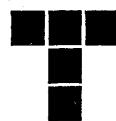
GODINA XV

DECEMBAR 1993

4



Nauka i tehnologija o prenosu i rasipanju masa i energije u mehaničkim sistemima



tribologija u industriji

tribology in industry ◊ трибология в промышленности

sadržaj contents содержание

UVODNIK INTRODUCTION ПЕРЕДОВИЦА	A. RAC: Održana prva balkanska konferencija iz tribologije - Izazov i prilika ◊ First Balkan Tribology Conference Held in Sofia ◊ Первая Балканская конференция о трибологии состоявшаяся в Софии	133
ISTRAŽIVANJA RESEARCH ИССЛЕДОВАНИЯ	Č. DUBOKA, J. TODOROVIĆ, Ž. ARSENIĆ: Održavanje frikcionih mehanizama zasnovano na ravnoteži habanja ◊ Wear Balance Based Maintenance of Friction Mechanisms ◊ Уход за фрикционными механизмами, основанный на балансе изнашивания	135
	Radovi saopšteni na Trećoj jugoslovenskoj konferenciji o tribologiji YUTRIB '93 ◊ The papers are presented at The 3rd Yugoslav Tribology Conference YUTRIB '93 ◊ Доклады сообщенные на Третей югославской конференции по трибологии YUTRIB '93	143
NOVOSTI NEWS ИЗВЕСТИЯ	1993 Tribology Gold Medal awarated to Professor Ken Ludema . . .	192
KNJIGE I ČASOPISI BOOKS AND JOURNALS КНИГИ И ЖУРНАЛЫ	193
NAUČNI SKUPOVI SCIENTIFIC MEETINGS НАУЧНЫЕ СОБРАНИЯ	194

Održana prva balkanska konferencija iz tribologije

- Izazov i prilika -

BALKANTRIB'93, Prva balkanska konferencija iz tribologije održana je u Sofiji, Bugarska od 1. do 3. oktobra 1993. godine u organizaciji Društva tribologa Bugarske, Društva za tribologiju Jugoslavije, Rumunske tribološke asocijacije i Mašinskog fakulteta Aristotel Univerziteta u Solunu.

Ideja organizatora je bila da okupi tribologe i stručnjake koji se bave tom oblašću ne samo iz zemalja Balkana, već i iz drugih regiona. Ta otvorenost i konkurentnost naučne misli i ideja, smatralo se, može samo da doprinese daljem unapređenju tribološke nauke i predstavljalje je kako izazov, tako i priliku za stručnjake Balkana da iskažu svoja znanja i odmere ista u odnosu na ostali svet. U skladu sa takvim polazištem formiran je Internacionalni naučni odbor od poznatih stručnjaka širom Evrope, koji su sačinjavali: Peter Jost, Prof. DSc, Wilfried Bartz, Prof. Dr-Ing, Jean Frene, Prof. DSc, Stanislaw Pytko, Prof. DSc, Nyagol Manolov, Prof. DSc, Branko Ivković, Prof. DSc, Konstantin Bouzakis, Prof. Dr-Ing, habil., Dan Pavelesku, Prof. DSc, Aleksandar Rac, Prof. DSc, Miroslav Babić, Assist. Prof. DSc. S. Mitsi, Assist. Prof. Dr-Ing., Christos Bisbos, Assist. Prof. DSc,

Andrei Szuder, Prof. DSc, Vassil Alexandrov, Prof. DSc, Emilia Assenova, Assist. Prof. DSc.

Međutim, treba naglasiti da je osnovna funkcija Konferencije bila da se uspostavi što tešnja saradnja, razmena iskustava i znanja između stručnjaka zemalja Balkana. Moje je verovanje da će kooperacija balkanskih zemalja dati odgovarajuće rezultate što potvrđuje i prva, već, održana Konferencija. Podršku ovom skupu dao je Internationalni tribološki savet (ITC) i njen predsednik P. Jost u svojoj pozdravnoj poruci. Ovom porukom, koja je saopštena u plenarnom delu skupa, ITC i njen predsednik izražavaju želju za uspešan rad Konferencije i pozdravljaju ideju o formiranju Balkanske tribološke asocijacije (BTA) kao regionalnog udruženja tribologa i odgovarajućih Društava imajući, svakako, u vidu da takve asocijacije već postoje u pojedinim geografskim regionima, kao što su Severna Amerika i Nordijske zemlje.

Prvog dana rada Konferencije, u prijatnom ambijentu Arhitektonskog i Građevinskog fakulteta, održan je okrugli sto na kome su prisutni učesnici usvojili deklaraciju o osnivanju BTA. Ciljevi asocijacije su stvaranje

neophodnih uslova za intelektualnu saradnju bez obzira na nacionalne granice. Pored zemalja inicijatora (Jugoslavije, Bugarske, Grčke i Rumunije) kao suosnivači BTA su Turska i BiH Jugoslovenska republika Makedonija. Detalji deklaracije su štampani u prethodnom broju časopisa u delu Novosti.

Planerni deo konferencije obuhvatio je referate vezane za opštu tribološku problematiku; o razvoju tribologije od antičkih vremena do danas (J. Frene) o obrazovanju iz tribologije na višim školama i fakultetima W. Bartz); produktivnost i tribologija (B. Ivković); tribologija i svet u kome živimo (N. Manolov). Ovi referati su predstavljali uvod u dalji rad Konferencije koji se odvijao kroz nekoliko sekcija.

U prvoj sekciji razmatrani su fundamentalni problemi tribologije i saopšteno je oko 10 referata. Druga sekcija, koja je obuhvatila rezultate triboloških istraživanja vezanih za materijale i prevlake, okupila je najveći broj radova i autora, preko 20. U sledećoj sekciji o tribologiji obradnih procesa saopšteno je oko 15 referata. U četvrtoj sekciji izloženi su referati vezani tematski za maziva i podmazivanje. Zadnje dve sekcije su obuhva-

tile referate iz tribologije disperznih sistema, tribometrije i dijagnostike. Širina problematike i tema koje su obrađene u radovima ukazuju na velike istraživačke mogućnosti i interesovanja autora. U suštini tribološka problematika je bila pokrivena u svim njenim segmentima.

Zbornik radova Konferencije sadrži 84 štampana rada. U njemu je zapa-

žen broj autora iz Jugoslavije sa 17 radova, iz različitih centara. Tematski posmatrano ti radovi obrađuju veoma aktuelne probleme tribologije: modifikaciju tarućih površina i prevlake, tribološka istraživanja austemperovanog nodularnog liva, hraptavost površina i procesi obrade i sl. Nažlost, zbog poznate finansijske situacije i blokade svi autori nisu mogli da prisustvuju Konferenciji.

Zainteresovani za kopije radova ili zbornik treba da se jave redakciji časopisa.

Prema dogovoru i usvojenoj deklaraciji o aktivnostima Balkanske tribološke asocijacije sledeći naučno-stručni skup održće se kroz tri godine. O tome će čitaoci i potencijalni autori biti pravovremeno obavešteni.

First Balkan Tribology Conference Held in Sofia

BALKANTRIB '93, First Balkan Tribology Conference was held in Sofia, Bulgaria, from October 1st to 3rd, 1993, in the organization of the Bulgarian Tribologists, the Yugoslav Society on Tribology, the Rumanian Association of Tribology and the Department of Mechanical Engineering Aristotle University of Thessaloniki.

The Main topics were:

- *Fundamentals of tribology. Contact interaction.*
- *Materials and coatings.*
- *Tribomechanics. Tribology in machining processes.*
- *Lubricants and lubrication engineering.*
- *Tribochemistry. Tribology of disperse systems.*
- *Tribometry and diagnostics. Information and ecological technologies in tribology.*

The Conference activities included a Plenary session and six working sections. Proceedings of BALKANTRIB '93 consist of 84 papers by authors from more than 15 countries.

The Conference adopted Declaration on Founding of the Balkan Tribological Association as regional association of tribologists and corresponding Societies of the Balkan countries.

The next Conference is scheduled for 1996.

Первая Балканская конференция о трибологии состоявшаяся в Софии

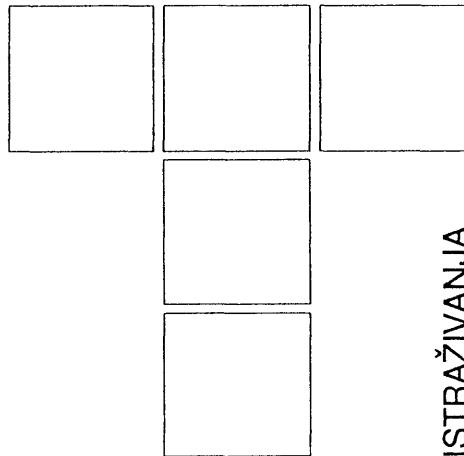
Балканtrib'93 - Первая Балканская конференция о трибологии состоялась в городе София с 1.10 - 3.10. 1993. г. в организации Общества Болгарских трибологов, Югославского общества по трибологии, Румынской ассоциации по трибологии и Кафедры машиностроения Солунского университета. На Конференции обсуждались следующие темы:

- *Основы трибологии. Взаимодействие в контакте.*
- *Материалы и покрытия.*
- *Трибомеханика. Трибология процесса обработки.*
- *Смазывание и инженеринг этого процесса.*
- *Трибометрия и диагностика. Информационные и числовые технологии в трибологии.*

Конференция работала в пленарном заседании и в шести рабочих группах. В Зборнике Балканtrib'93 содержатся работы авторов из не менее пятинацати стран.

На Конференции усвоена Декларация о основании Балканской трибологической ассоциации, как региональной организации трибологов и союзившихся обществ балканских стран.

Следующая Конференция планируется на 1996. год.



Č. DUBOKA, J. TODOROVIĆ, Ž. ARSENIĆ

Wear Balance Based Maintenance of Friction Mechanisms

ISTRAŽIVANJA

SUMMARY

Friction mechanisms of different type and kind are widely used as standard equipment in clutches and brakes of moving machinery like on/off-road motor vehicles, rail vehicles, aircraft and other transportation, mining and construction equipment. Such mechanisms are supposed to provide specific goal functions like power transmission in the case of friction clutches or producing forces that oppose to the motion of a vehicle i.e. enabling braking of a vehicle in the case of friction brakes.

Fulfillment of the mission of a friction mechanism is realized by friction between two elements in relative motion. Both of them are exposed to intensive mechanical, thermal and structural loads. Their excessive wear results from the loading realized under service conditions of those mechanisms. However, the wear rate also depends on a number of influencing factors, such as type, kind and other design features of the friction mechanism under consideration and tribological, physical and chemical properties of materials used in its elements. Due to the nature of a majority of influencing factors, tribological properties of friction mechanisms should be considered to have a stochastic nature.

A number of different failures occur in friction mechanisms. Wearout failures are the most significant type. Because of the character of such failures and their impact to the friction mechanism, there are different maintenance actions that should be applied so as to eliminate this negative effect. Clearance inspections, clearance adjustments and replacements of worn out elements may be normally applied. Some elements of a friction mechanism

may be replaced several times within a life cycle of a vehicle.

Maintenance of friction mechanisms has a number of specific aspects. First of all, the maintenance strategy must be a combination of preventive (or planned) and corrective (or unplanned) actions. Secondly, the maintenance schedule must be of a hierarchical or multi-level structure.

Particular attention must be paid to the systems comprising similar friction mechanisms but differing in the wear rate. Typical example is shown in the case of a multi-axle vehicle. The wearout intensity is not, for example, the same for brakes mounted on the first ("front") to that of the brakes mounted on the second ("rear") axle. It is required that in such a case the system designer has to provide the wear balance ability of the whole system by "balancing" the wear rate of brakes in different axles. However, experience shows that no designer is able to do so without alignment of the maintenance strategy and schedule to the wear balance requirements. The paper is aiming to explain the problem in more depth and to recommend some of the appropriate ways of resolving it.

Key words and phrases: *Wear Balance, Friction mechanism, Maintenance, Maintenance strategy, Maintenance schedule, Maintenance optimization.*

1. WEAR CONSIDERATION OF FRICTION MECHANISMS

Friction mechanisms are widely used in engineering practice. They often have to fulfill a number of duties of safety, which particularly applies to friction brakes. There is a highly asserted need for more research in the area of their tribological properties (friction and wear). One of the goals of this research is to afford knowledge on those properties of the friction mechanisms which impact their maintenance characteristics.

Prof. dr Čedomir Duboka,
Prof. dr Jovan Todorović,
Doc. dr Živan Arsenić, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, 27. Marta 80.

It may be considered that a part of tribology covering friction mechanisms is not yet giving enough results of general acceptance as in the case of anti-friction materials. Wear properties of friction brakes and clutches and their life prediction are under permanent consideration. Wear in friction mechanisms is known to be a wide ranging and complex subject. Automotive friction materials are composites consisting of a large variety of components. The wear in such mechanisms occur by abrasion, adhesion followed by tearing and thermal decomposition, which are supposed to be the main wear mechanisms [1], but influence of oxidation, fatigue cracking and macroshear also exists.

The wear rate of friction materials depends on a number of influencing factors that can be classified into two basic groups [2, 3, 4]:

- Effects depending on working conditions or method of using the mechanism, which determine its service loads - pressure (p), sliding speed (v) and interface temperature (T)
- Effects exerted by the design (D), applied friction material (FM) and metal counterpart element (ME) properties, which mutually are interrelated more then affected by the factors from group (i) or any other acting on the system.

Influencing factors from first group above are typical representatives of the service conditions and corresponding loads, which normally are considered to be of a stochastic nature. That is why tribological properties of friction mechanisms are also considered to be of the same nature [4, 5, 6, 7].

According to the above mentioned influencing factors, wear (w) of elements of a friction mechanism may have the form of the following function:

$$w = w(p, v, T, D, FM, ME) \quad (1)$$

Because of such a complexity of influences to the wear of friction mechanisms the analysis of wear characteristics is to be based on a simplified approach. This means that a simple criterion, based on empirical wear data have to be established.

In the case where organic friction materials are used it is assumed that the Arrhenius rate law for degradation may be applied [1, 8]. The derivation of wear equations is based on a large number of small sample wear tests with a specimen tested by means of a special scale machine. Normally, such tests are realized under constant speed and constant applied pressure for a number of different interface temperatures, or under constant work done by the brake and so on. Some tests are also realized by means of inertia dynamometers, using full size brakes. The tests were scheduled according to the statistically processed data on the real service loads in determined conditions (1).

Thus the wear equation is supposed to have the following general form:

$$\Delta w = \sum K(T_i) \cdot p_i^{a(T_i)} \cdot v_i^{b(T_i)} \cdot t_i^{c(T_i)} \quad (2)$$

where: Δw is wear rate, K , a , b and c are constants and t is sliding time.

Special cases of this wear equation may be derived from tests of different kind, like shown in [8] where the Arachard [9] approach is considered or as shown in [10 to 16]. Having in mind that there is an important difference in the behavior of friction materials tested under small sample machines comparing to the full size tests using inertia dynamometers or in-vehicle procedures, particular attention should be paid to the load duplication model to be applied in the case of full-scale dynamometer tests.

One approach is represented by Spurgeon, Rhee and Jacko [1], where individual brake applications collected under certain service conditions are to be repeated on the dynamometer. The wear rate is determined individually for each braking and then accumulated for a determined number of applications using wear equation (2). A high rate of importance is, in this case, given to each discrete brake application, so that generalization is affected by appropriate knowledge on a large number of different and particular cases.

Other approach is represented by Todorović and Duboka [17, 18], basing on the accumulation of wear with respect to the number of brake applications, under determined service load conditions, defined by mean work done by the brake and related mean interface temperature. This approach allows enough data on wear properties of a friction material to be evaluated following a quick and simple dynamometer test. Simple method may be then used for the life prediction of a friction material. Validation of this method is made in a number of different cases [4, 19-23].

2. MAINTENANCE OF FRICTION MECHANISMS

Friiction mechanisms have to provide friction under engagement process. There is a certain clearance between adjacent elements of this mechanism, which is supposed to remain within determined limits when the mechanism is disengaged. This clearance is annulled during engagement, when an excessive wear of both friction element and metal part is developed. The engagement process as well as the energy transfer depend significantly upon the initial clearance between two adjacent elements coupled when a mechanism is engaged.

Failure analysis of friction mechanisms shows that there is a number of different failure mechanisms and types,

but those originating from excessive wear are the most significant. Change in clearance between adjacent elements is the best index of wearout failures. Besides, it can be easily checked. On the other hand, friction mechanism has to provide some clearance which should not be neither larger nor smaller than prescribed. Namely, in both cases the mechanism is considered not to be able to perform its mission in an appropriate way.

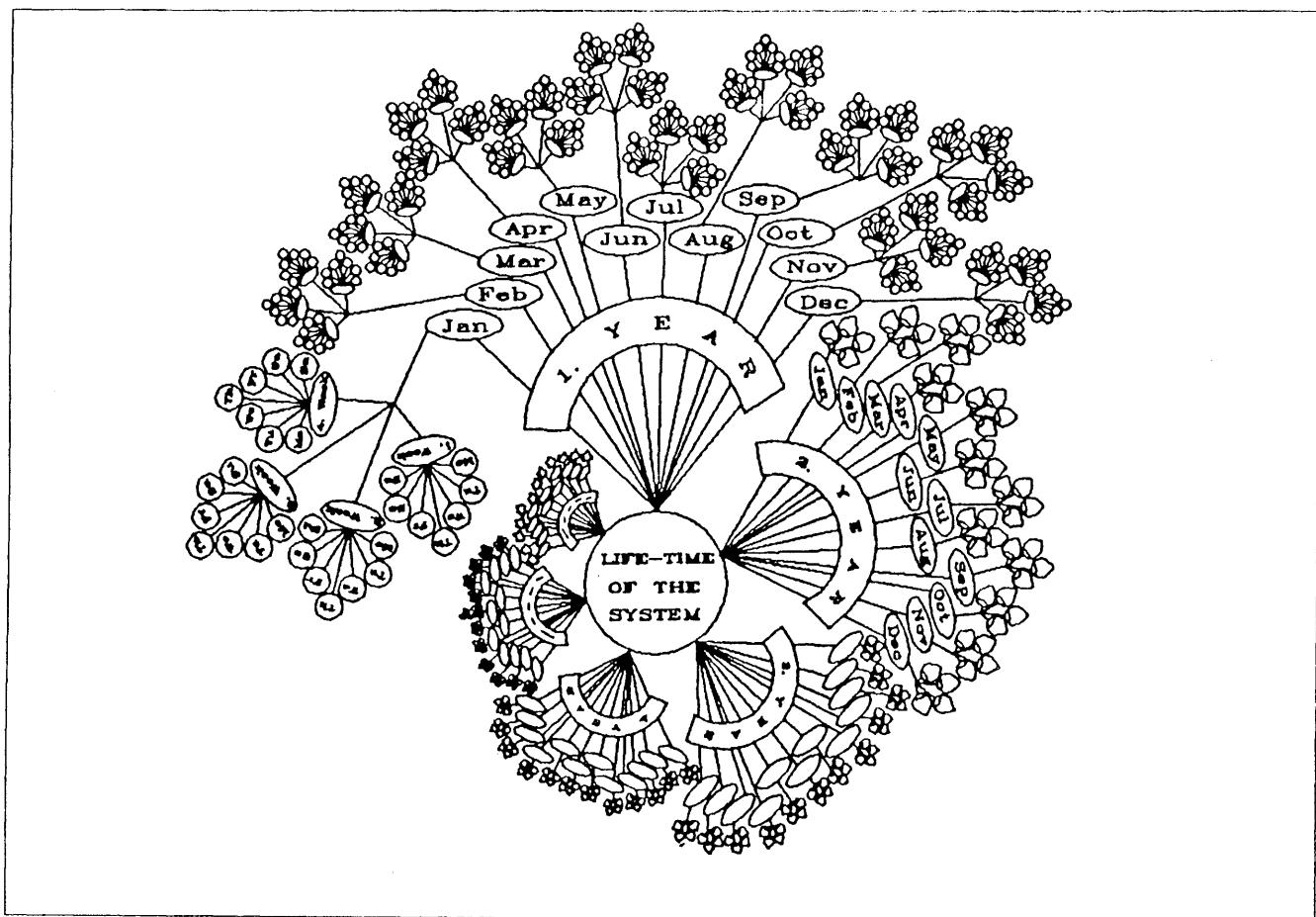
Deteriorations of the friction mechanisms and in particular those exerted by wear have to be observed as a stochastic process, depending on a number of influencing factors [1, 7]. Clearance in a friction mechanism is only known if monitored. More precisely, the problem does not end upon detection of the failure, as theoretically considered by Barlow, Hunter and Proschan [24], because different repair actions may be applied such as inspection, adjustment and/or replacement of elements.

Regular clearance monitoring is very important in such cases, enabling accurate observation on the advancing of deterioration process and offering possibilities for prediction of eventual failure appearance in coming days, as well. It means that a so called "hard - time limit" concept should be applied in the case of a friction mechanism maintenance strategy for clearance monitoring and the

"on-condition" concept for adjustments and replacements. In association with it, the on - condition maintenance strategy looks like a concept giving enough possibilities for optimizing the maintenance schedule.

However there still exists a need for corrective actions and for hard-time adjustments and replacements that must be provided, as well. Corrective actions are imminent but their random appearance does not coincide with scheduling character of preventive maintenance. If so, the maintenance strategy and schedule become very complex, where a preventive maintenance is often calendar-based type. It may be illustrated using spiral - shaped "flower" of daily, weekly, monthly and other type of preventive actions as shown in Figure 1 for the life - time in the case of a system of intensified exploitation, like busses and coaches and other kind of commercial vehicles. In the same time, a corrective maintenance is having rather stochastic character, which also may be covered by this "flower" if the failure appearance is observed under scheduled inspections.

In association with it the optimization aspect of the maintenance strategy and schedule must be raised on, because different periodical maintenance action may have complex nature and increased number of applications. Name-

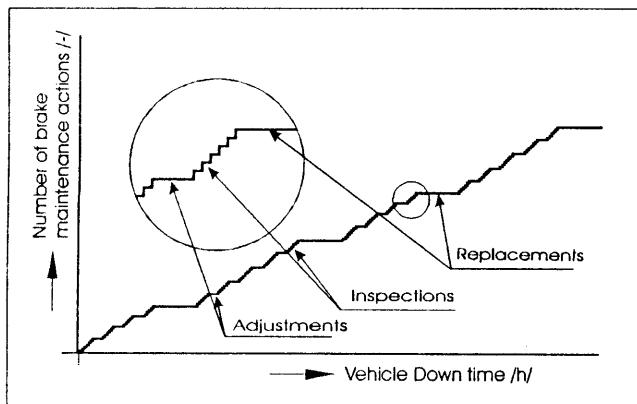


*Figure 1. Preventive maintenance in a life-time of a system
Preventivno održavanje u toku životnog ciklusa sistema
Профилактическое обслуживание в течение срока службы системы*

ly, it may be assumed that day - inspections (or so called "every day inspections") are representing a lowest level of the calendar - based preventive maintenance schedule. Assuming that observed system does not operate one day in a week, week - inspections that have to be applied after every six consecutive days represent the second level. Month - inspection, applied after every four consecutive weeks may be the next maintenance level, an so forth. Service conditions of individual systems may differ so that some additional inspection periods like those based on the quarter or half year intervals may also be introduced. This concept is applicable not only to the system itself but also and in particular to those of its sub-systems and components where deteriorations of the wherout type are represented significantly.

This hierarchical order in the case of friction mechanisms could be expressed using a following multi-level maintenance strategy, as illustrated by the "steps - diagram" shown in Figure 2.:

- (i) first maintenance level - regular clearance inspections like on the daily bases, characterized by very short down-time intervals but having high frequency
- (ii) second level - adjustment actions realized under hard - time limit concept or under on-condition concept, i.e. after a number of clearance inspection being performed
- (iii) third level - replacement of elements of a friction mechanisms that are worn-out, basing on the same principle as in (ii) and
- (iv) fourth level - replacement of a mechanism itself, also basing on the principle explained under point (ii).



*Figure 2. Steps-diagram
Stepenasti dijagram
Ступенчатая диаграмма*

The above explained hierarchical order means that having a number of clearance inspections being realized, mechanism should be readjusted once, as close as possible. After a number of adjustments being performed, some elements of the system reach their life limit why they should be replaced. The system goes on with performing its mission and the deterioration process also. Finally, after a number of inspections and adjustments have

been performed and a number of times the mechanism has been renewed via elements replacement, the mechanism itself should be replaced because further adjustment and/or replacement of its elements is not feasible anymore.

A number of clearance inspections and/or adjustments and replacement of elements is to be performed in the life-time period of a friction mechanism. These actions are taking time that might be distributed under daily, weekly, monthly or some other bases. The total time to apply all maintenance actions scheduled within a determined life-time interval of a system may be determined as a sum of individual time intervals elapsed in applying individual maintenance activities.

It means that in a system comprising "i" mechanisms in which intensive wear occurs a cumulative Down time (t_d) of a system necessary to perform all scheduled multi-level maintenance actions within a given time of service or Up time (t_s) of that system may be expressed in the following general form:

$$t_d = \sum (a_i \cdot t_{ini} + b_i \cdot t_{adi} + c_i \cdot t_{rei} + d_i \cdot t_{mrei}) \quad (3)$$

where: t_d [h] - cumulative Down time of a system to apply the multi-level actions within time t_s ,
 a_i, b_i, c_i, d_i [-] - number of (a) clearance inspections, (b) clearance adjustments, (c) element replacements and (d) mechanisms replacements, respectively, in mechanism "i" within time t_s ,
 $t_{ini}, t_{adi}, t_{rei}, t_{mrei}$ [h] - mean clearance inspection time or mean clearance adjustment time or mean element replacement time or mean mechanisms replacement time, respectively and in the case of mechanism "i".

Number of periodical maintenance activities, total elapsed time to provide inspection or adjustment and replacement activities and related costs in man-power, spares as well as the losses related to the immobilization of equipment strongly depend on the applied maintenance strategy and schedule. That is why there is a need at first point to minimize number of maintenance actions and time to provide them.

Doing so, one should bring in mind that often there are systems where a number of similar or different friction elements is used. Let us consider, for example a two-axle vehicle, equipped with two brakes on the front and two brakes on the rear axle. One axle is assumed to be normally equipped with "identical" brakes, but there might be rather important difference between front and rear brakes in kind, type, performance and wear properties and so on. If such mechanisms differ in wearout performance, the wear rate of individual mechanism is to be considered "unbalanced" to the wear rate of some other friction mechanism used in the same system.

This results in the difference in life - time (w_i) of individual mechanisms, why each of the scheduled multi - level

maintenance actions is to be realized individually. The cumulative time (t_m) to maintain the system with respect to failures of all of its mechanisms is equal to cumulative Down time (t_d) of the system and there is no functional relation between coefficients a_i, b_i, c_i and d_i . This provoke an unoptimized maintenance system to be applied in which there might be an increased number of maintenance applications. The time to perform all of them will be increased, as well. Obviously, there is a need to optimize such maintenance system with respect to a number of criteria, like availability, costs, spare in down-time and others. Wear balance is particularly significant criteria for optimizing maintenance of friction mechanisms used in road vehicles.

3. TIME TO REPAIR AND DOWN-TIME

From the reliability point of view the wear rate is one of the most significant factors influencing the life-time of a friction mechanism. Reliability analyses may be used for life consideration of such mechanisms, enabling one of the appropriate reliability distribution functions to be used to express the probabilistic nature of the life-time or wear rate performance of a system.

Friction mechanisms are normally used in so called repairable systems, why it is rather important to analyze the maintenance aspects of the wear behavior of such mechanisms. Besides a number of organizational and technological aspect, particular attention should be paid to the time to repair and down - time of a system caused by wearout failures, as well.

In the case of a single friction mechanism used in a technical system one is allowed to consider its down-time to be equal to the time to repair within a period of service of the system. However, when two or more similar friction mechanisms are used the wear rate of each of them complies to an individual stochastic flow. According to the expression (3) above, the down-time of a system equals to the sum of times to repair of individual mechanisms. Normally, time to repair is also having stochastic nature. That is why a total time spent to repair a mechanism may be expressed by the mean time to repair multiplied by a number of repair actions. For example, assuming a system consists of two or more "identical" friction mechanisms, the increase in down-time depending on a number of elements is shown in Figure 3.

Availability or readiness of a system is its capability to undertake the desired mission. Down-time of such a system is one of the most important factors through which its failures affect this ability. When increased availability must be achieved, the down-time must decrease. That is why in a number of practical cases a need to optimize the

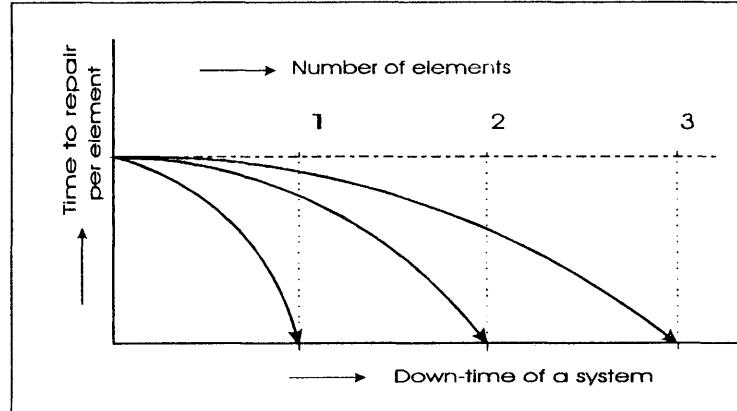


Figure 3. Down-time and Time to repair
Vreme zastoja sistema i vreme trajanja postupka održavanja
Время простоя системы и продолжение операции обслуживания

maintenance strategy and schedule raise-up, aiming to decrease the rate of time losses for availability improvement. Duboka, Vasić and Milosavljević [25] derived expression (4) which shows that significant availability growth ΔA may result from the save in down-time (S), as illustrated in Figure 4. The save in down-time may be produced by any change in the maintenance strategy or schedule and technology, for example.

$$\Delta A = \frac{1}{I - S \cdot (1 - A)} \quad (4)$$

where A is (initial) availability.

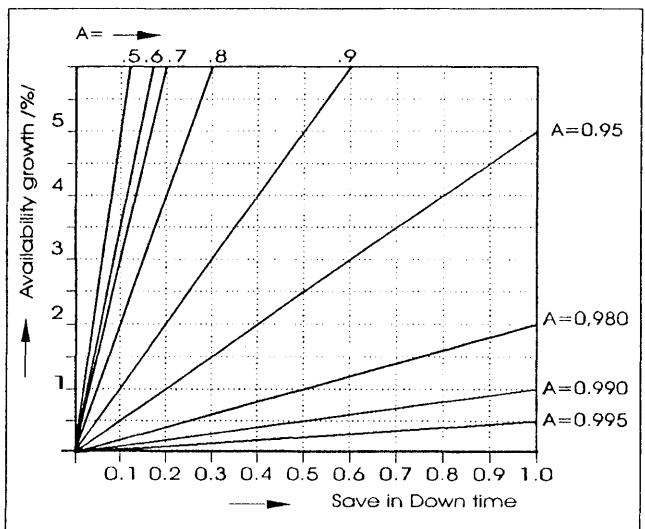


Figure 4. Availability growth
Rast raspoloživosti
Повышение службы

4. WEAR BALANCE

The balance of wearout rates of similar friction mechanisms used in the same mechanical system is a significant factor enabling appropriate balance in maintenance activities with respect to the wearout failures. It gives possibilities to minimize the down - time of a system and to realize a considerable availability growth. In the case a given rate between life - time or wearout properties of

similar friction mechanisms is realized the wear balance is supposed to be achieved.

From the maintenance strategy and schedule point of view the unbalanced wear makes impossible to prescribe the time intervals after which the specified elements should be adjusted and, in particular, when they have to be replaced, irrespective of their real condition. The problem comes from technological and functional reasons enabling high operational readiness and thus requiring all maintenance actions on all similar elements to be realized simultaneously.

The wear balance may be expressed by means of so called "Wear Balance Coefficient (WBC)" [25]:

$$\frac{w_i}{w_j} = (WBC) \quad (5)$$

where (w_i) and (w_j) are wear rates of elements (i) and (j). The wearout balance in friction mechanisms is supposed to be one of the basic requirements implied to any vehicle designer, like those related to the friction forces balance (or force distribution), dissipated energy balance and so on. That is why the designer is asked to apply appropriate design measures so as to enable the system to have required balance properties in those of its sub-systems in which the wearout failures are rather important.

However, real impact of a designer to the realization of wear balance is limited, due to the stochastic nature of wearout performance and having in mind the change in such performance is inevitably related to the usage conditions. It may only be related to prediction of some statistical mean values, because it is difficult for a vehicle designer to take in consideration the deviations of individual wear rates with respect to the mean value.

The balanced or optimized maintenance strategy and schedule is considered to be applied so as to take the wear balance into account. There is a number of optimization possibilities, depending on the applied criteria. From the practical point of view the simplest way is to combine

individual maintenance actions and to perform them simultaneously. It may be done, for example, in the course of the same down-time according to failure rate of the weakest element. This element is normally having the most unfavorable reliability [25, 26, 27]. However, particularly for replacement of elements, this leads to the increased costs because maintenance actions of all elements having better performance are applied earlier than needed. Obviously, the schedule must be optimized, meaning that looking for the best way to combine individual maintenance actions so as to realize them simultaneously must be done.

The optimization of the maintenance strategy and schedule with respect to the wear balance requirements may be realized by means of empirical or analytical procedures. Empirical procedures require particular computer based maintenance management to be applied, which yet is not the case in a majority of so called "organized" maintenance systems. The collection of data on wearout history is very important than [28 to 33] and some simple decision making support is necessary so as to provide the best result.

Analytical procedures may also be applied with or without empirical ones as mentioned above. One of them [26] starts from the optimization of periods for preventive adjustment or preventive replacement of a certain friction element by looking for the highest operational readiness related to the simultaneous application of related maintenance action. As explained above, this approach leads to the high readiness but to the increased costs, as well. That is why an additional criteria is to be introduced, saying that for a friction element (i) or (j) the ratio between inter - replacement time (T_{ipr} or T_{jpr}) and optimized inter - adjustment time (T_a) for both of those elements is to be the whole number, as shown in Figure 5, and expressed in the following way:

$$\frac{T_{ipr}}{T_a} = M \quad \text{and} \quad \frac{T_{jpr}}{T_a} = N \quad (6)$$

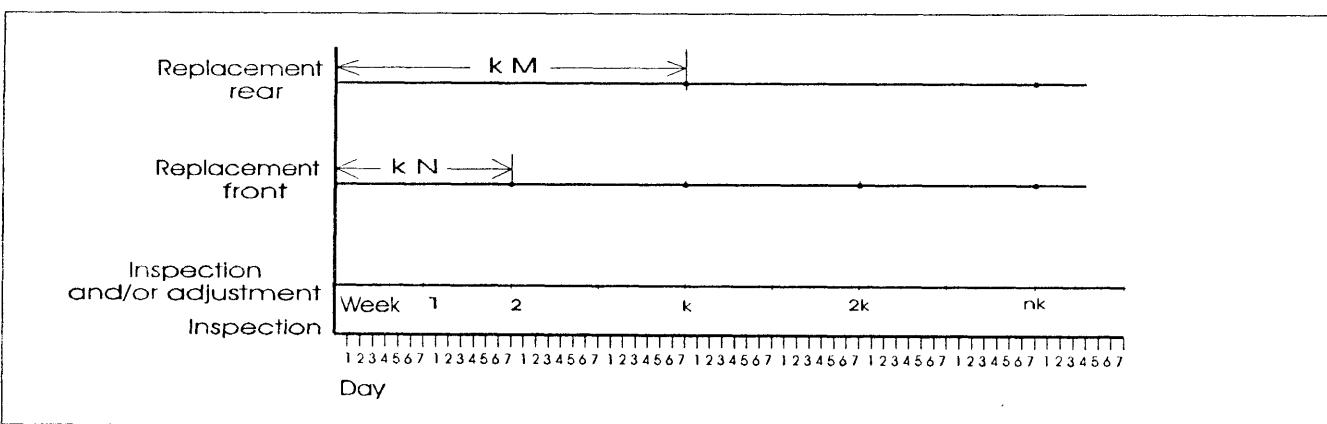


Figure 5. Schedule optimization
Optimizacija programa i plana održavanja
Оптимизация программы и плана обслуживания

where (M) and (N) are whole numbers. To reach the wear balance between elements (i) and (j) it is recommended to put those figures in the ratio giving also the whole number (Q), i.e.:

$$\frac{M}{N} = Q \quad (7)$$

5. CONCLUSIONS

On-condition based maintenance becomes dominant maintenance strategy in different technical systems. This strategy is based on regular inspections following determined sequence defined by maintenance schedule. Depending on the inspected condition the decisions are made about application of the appropriate maintenance actions and the following inter-checking time, as well.

In the case of mechanisms in which wearout failures are rather important a frequent monitoring of clearance is necessary, but the permanent monitoring may also be applied. Decisions that have to be made upon the condition of such mechanism lead to multi-level maintenance strategy and schedule. This may provoke a significant amount of time losses, expressed via Down-time and Time to repair of a system. It is important to optimize the maintenance procedure if save in time is like to be obtained. One of the ways to provide optimization of maintenance is to base it on wear balance between identical or similar elements comprised in a system. Friction brakes of a vehicle are typical example for this.

Different aspects of this problem are discussed in the paper. It was shown that rather important save in down-time of a system may be provided if the maintenance strategy and schedule are wear balance optimized.

Acknowledgment: The paper is elaborated within a research project financially supported by the Ministry of Science and Technology of Serbia.

REFERENCES

- [1.] SPURGEON W. M., RHEE S. K., JACKO M. G.: *Brake Friction-Material Wear as a Stochastic Process*, Bendix Technical Journal, Winter 1973/74, pp. 9-17.
- [2.] ARSENIĆ Ž.: *Istraživanje mogućnosti predviđanja funkcionalnih karakteristika friкционih materijala za kočnice motornih vozila*, Doktorska disertacija, Mašinski fakultet, Beograd, 1986.
- [3.] TODOROVIĆ J., DUBOKA Č., ARSENIĆ Ž.: *Modelling Of The Tribological Properties Of Friction Materials Used In Motor Vehicle Brakes*, IMechE C226/87, p.911-916, London, 1987.
- [4.] TODOROVIĆ J., DUBOKA Č., ARSENIĆ Ž.: *Modelling Of Brake Lining Wear For Lwh Life Prediction Procedure*, SAE PAPER 885139
- [5.] TODOROVIĆ J., DUBOKA Č., ARSENIĆ Ž.: *Probabilistic Nature Of The Braking Force Distri-*
- bution, EAEC Paper No. 91020, III Int. EAEC Conference, Strasbourg, 1991., str. 407-413
- [6.] TODOROVIĆ J., DUBOKA Č., ARSENIĆ Ž.: *Stohastički karakter raspodele sila kočenja*, MVM 92019, Kragujevac, 1992.
- [7.] TODOROVIĆ J., DUBOKA Č., ARSENIĆ Ž.: *The Real Meaning of Braking Test Results*, C444/053/93, IMechE, London, 1993, pp 61-68.
- [8.] A. J. DAY, T. P. NEWCOMB: *The Use of Finite Element Analysis To Predict Radial Temperature Distributions In an Annular Brake Path*, VII Leeds/Lyon Symposium on Tribology, September 1980.
- [9.] ARCHARD J.F.: *Elastic Deformation And The Laws of Friction*, Proc. R. Soc., 1957, A243, pp.190-205
- [10.] TODOROVIĆ J., DUBOKA Č.: *Predviđanje trajnosti frikcionih obloga kočnica motornih vozila*, Saopštenja Mašinskog fakulteta u Beogradu, 3/1982.
- [11.] Rhee S.K.: *Wear Equation For Polymers Sliding Against Metal Surfaces*, Wear, 16(1970) 431-445
- [12.] RHEE S. K.: *Wear of Metal-reinforced Phenolic Resins*, Wear, 18(1971), 471-477
- [13.] RHEE S. K.: *Wear Mechanisms For Asbestos Reinforced Automotive Friction materials*, Wear 29(1974)
- [14.] LIU T., RHEE S.K.: *High Temperature Wear Of Asbestos-reinforced Friction Materials*, Wear, 37(1976)291-297
- [15.] LEWIS R.B.: *Friction And Wear Of Materials*, Mech.Eng. 86(10)(1964)32
- [16.] MOORE M.W., WATTON B.: *Disc Brake Pad Wear Evaluation*, Proc. IME Aut. Div., Vol. 185, 12/71
- [17.] TODOROVIĆ J., DUBOKA Č.: *A Method For Prediction Of Brake Linings Life*, III International Conference "Automobile Reliability", p. 174 - 185, Prague, 1981.
- [18.] DUBOKA Č., TODOROVIĆ J.: *Linear Wear Hypothesis For The Prediction Of Brake Lining Life*, IMechE C15/83, p.13-18, London, 1983.
- [19.] ARSENIĆ Ž., DUBOKA Č., TODOROVIĆ J.: *Prediction Of Brake Pad Life - Further Development of LWH*, SAE Paper 860631, p.9.,
- [20.] TODOROVIĆ J., DUBOKA Č., ARSENIĆ Ž.: *Hipoteza o linearnoj akumulaciji istrošenja - jedan metod za predviđanje trajnosti tarnih elemenata*, Saopštenja "JUDEKO 87", knj. II, str. 1/1 - 1/10, Beograd 1987.
- [21.] TODOROVIĆ J., DUBOKA Č., ARSENIĆ Ž.: *Procena veka kočnica primenom hipoteze o linearnoj akumulaciji istrošenja (LAI)*, MVM-IV-81/82, str.75-82, Kragujevac, 1988.
- [22.] MILOSAVLJEVIĆ M., DUBOKA Č.: *Predviđanje veka obloga za doboš-kočnice autobusa*, MVM-XVI 94/95, sept./nov. 1990., str.72-80, Kragujevac 1990.
- [23.] TODOROVIĆ J., DUBOKA Č., ARSENIĆ Ž.: *Operational Life Expectancy of Rubbing Elements in Automotive Brakes*, paper submitted for publication to "Tribology International"

- [24.] BARLOW R. E., HUNTER L. C., PROSCHAN F.: **Optimum Checking Procedure**, J. Soc. Indust. Appl. Math., Vol.11, No.4., December 1963.
- [25.] DUBOKA Č., VASIĆ B., MILOSAVLJEVIĆ M.: **Better Bus Brake Maintenance Schedule Based On Linings Wear Balance**, SYM-OP-IS 92, Beograd 1992., pp. 301-304
- [26.] DUBOKA Č., ARSENIĆ Ž., TODOROVIĆ J.: **Preventive Maintenance of Units Having Different Failure Modes and Different Reliabilities**, Paper submitted for publication to YUJOR, Belgrade, 1993.
- [27.] DUBOKA Č., VASIĆ B.: **Jedan model za predviđanje preostalog vremena rada**, SYM-OP-IS '91, str. 165-168, Beograd, 1991
- [28.] TODOROVIĆ J., DUBOKA Č., ARSENIĆ Ž., VASIĆ B.: **The Evaluation of Maintenance Support Performance by Means of Maintainability**, MVM - International Journal on Mobility and Vehicle Mechanics, Vol XVII, No.1 pp. 17-26, Kragujevac, 1992.
- [29.] MILČIĆ D., DUBOKA Č.: **Kompjuterizovano praćenje rada dampera**, MVM 9001, Kragujevac, 1992.
- [30.] DUBOKA Č., VASIĆ B.: **Informaciona podrška automatizaciji upravljanja održavanjem**, MVM 92002, Kragujevac, 1992.
- [31.] DUBOKA Č., ARSENIĆ Ž.: **Model održavanja vozila u velikim voznim parkovima**, Naučna konferencija "Industrijski sistemi '93", Zbornik, str. 3-48 do 3-51, Novi Sad, 1993.
- [32.] TODOROVIĆ J., DUBOKA Č., VASIĆ B.: **Baze podataka i baze znanja o održavanju vozila kao elementi ekspertnog sistema**, Naučna konferencija "Industrijski sistemi '90", Zbornik, str. 605-612, Novi Sad, 1990.
- [33.] JAKOVLJEVIĆ A., MARKOVIĆ M., DUBOKA Č., ARSENIĆ Ž.: **Informatička podrška radu i održavanju vozila u gradskom saobraćaju**, Nauka i motorna vozila '93, JUMV-SP-9301, str. 50., Beograd, 1993.

Održavanje frikcionih mehanizama zasnovano na ravnoteži habanja

Različiti friкциони mehanizmi se koriste kao standardna oprema za spojnice i kočnice kod mobilnih sistema, kao što su putna i vanputna vozila, železnička vozila, vazduhoplovi i druga transportna, rudarska i građevinska mehanizacija. Od ovih mehanizama se traži da ispunе specifičnu funkciju cilja, kao što je prenos snage kod friкционih spojница ili razvijanje sile koje se protive kretanju vozila, tj. kojima se vozilo koči u slučaju friкционih kočnica.

Kod friкционih mehanizama se javlja više različitih otkaza. Najznačajniji tip su otkazi prouzrokovani povećanim trbušnjem. Zbog karaktera ovih otkaza i njihovog značaja za friкционu mehanizmu, njihov negativni efekat može da uveliki preduzimanjem različitih aktivnosti pri održavanju. Normalno se koriste pregledi zazora, podešavanja i zamene. Neki elementi frikcionog mehanizma mogu da budu zamenjeni više puta u toku životnog veka vozila.

Održavanje friкционih mehanizama ima izvesne specifičnosti. Pre svega, koncepcija održavanja mora da se zasniva na kombinovanju preventivnih (ili planskih) i korektivnih (ili neplanskih) aktivnosti. S druge strane, program i plan održavanja ("organizacija održavanja") mora da bude u više nivoa, sa hijerarhijskom strukturom.

Posebna pažnja se poklanja sistemima koji sadrže više sličnih friкционih mehanizama, koji se međusobno razlikuju po intenzitetu habanja. Tipični primeri su vozila sa više osovina. Kod njih intenzitet habanja nije isti, na primer, za kočnice na prednjoj osovini kao i za kočnice na zadnjoj osovini. Kod ovakvih sistema bi projektant trebalo da brine o ravnoteži habanja između pojedinih osovina. Međutim, iz iskusstva se zna da projektant ovo ne može da ovezbedi ako sistem održavanja nije usaglašen sa istim zahtevom. U ovom radu se nastoji da se detaljnije objasne pomenuti problemi i da se ukaze na mogućnost za njihovo rešavanje.

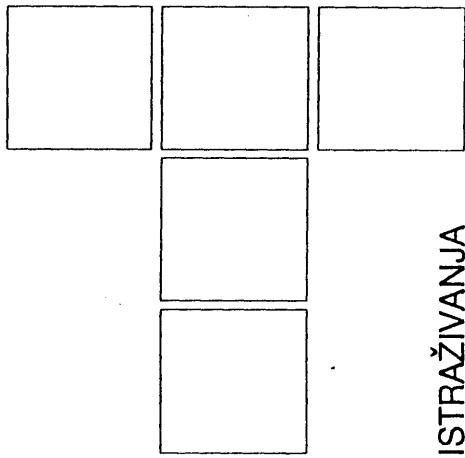
Уход за фрикционными механизмами, основанный на балансе изнашивания

Различные типы труящихся механизмов используются как стандартное оборудование тормозных систем и специализированных средств какими являются автомобили, локомотивы, железнодорожные и грузовые механизации. Их функцией является передача силы (в фрикционных сцеплениях) или развязывание силы сопротивления движению (в случае фрикционных тормозов).

На приведенных выше механизмах модуль настукивания разные отказы. Важнейшими являются отказы, вызываемые износом механизмов. Отщепительный эффект этого типа отказов можно предупредить или устранить соединяющими мероприятиями по профилактике обслуживания. При стандартном обслуживании троекретнейший и регулируемый зазор и в случае необходимости заменяется деталь. Некоторые из деталей фрикционного механизма можно заменять многократно.

Обслуживание фрикционных механизмов характеризуется некоторыми особенностями. Прежде всего концепция обслуживания должна объединять профилактические т. е. планированные операции и коррекционные, т. е. неплановые мероприятия. С другой стороны программа профилактики и план обслуживания должны быть организованы на больших уровнях по принципу иерархии.

Особое внимание уделяется системам, содержащим несколько подобных функциональных механизмов, которые между собой отличаются интенсивностью изнашивания. Типичным примером является грузовики с несколькими осями. В них интенсивность изнашивания неодинакова, например на передних и на задних тормозах. У таких автомобилей конструкции должны думать о балансе изнашивания между отдельными валами. По известию, что этого невозможно добиться если система обслуживания не уделит варягий тому же требование. В этой работе рассматривается более подробно объяснение выше проблем и установление возможностей их решения.



YUTRIB'93

ISTRAŽIVANJA

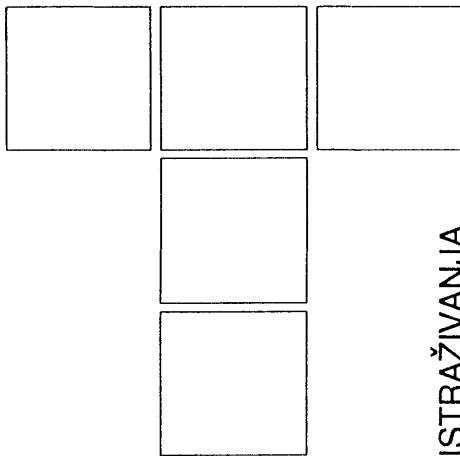
U ovom broju časopisa "Tribologija u industriji" štampan je drugi deo radova naučno-istraživačkog karaktera saopštenih na Trećoj jugoslovenskoj konferenciji o tribologiji YUTRIB'93 održanoj u Kragujevcu 24. - 25. juna 1993. godine, za koje je dobivena pozitivna recenzija.

U narednim brojevima ovog časopisa biće štampani i ostali radovi izloženi na pomenutoj konferenciji za koje je dobivena pozitivna recenzija kao i oni na kojima se izvrše neophodne korekcije u skladu sa primedbama recezenata.

Redakcija

**Radovi saopšteni na Trećoj jugoslovenskoj konferenciji o tribologiji YUTRIB'93 ◊
 The papers are presented at The 3rd Yugoslav Tribology Conference YUTRIB'93 ◊
 Доклады сообщенные на Третей югославской конференции по трибологии
 YUTRIB'93.**

S. SEKULIĆ, P. KOVAC:	Korelacija između pojedinih parametara hraptavosti obrađene površine pri završnoj obradi na strugu ◊ Correlation between Some Roughness Parameters of the Machined Surface in Finish Turning ◊ Соотношение отдельных параметров шероховатости обработанной поверхности при окончательной обработке точением	145
V. BULJAK:	Prognoziranje veličine habanja radijalnih hidromotora ◊ Prediction of Wear in Radial Hydraulic Motors ◊ Прогнозирование степени изнашивания радиальных гидравлических двигателей	151
M. JANKOVIĆ, A. MARINKOVIĆ:	Prilog izvođenju Rejnoldsove parcijalne diferencijalne jednačine za porozna klizna ležišta ◊ Contribution in Derivating Reynolds Partial Differential Equation for Porous Metal Bearings ◊ К построению парциального дифференциального уравнения Рейнольдса для пористых подшипников скольжения	155
R. JEČMENIĆA, V. DROBNJAK, R. ĆIRIĆ, D. GOLUBOVIĆ, M. MILOŠEVIĆ:	Tehno-ekonomska analiza opravdanosti primene tehnologije zavarivanja pri proizvodnji zavojnih burgija ◊ Techno-economic Analysis of Justification for Application of Friction Welding in Manufacturing of Spiral Drills ◊ Техноэкономический анализ целесобранности применения спиральных свёрл	159
R. MITROVIĆ:	Istraživanje uticaja radijalnog zazora na graničnu učestalost obrtanja kotrljajnih ležaja koji se podmazuju plastičnim mazivom ◊ Investigation of Influence of Radial Clearance on the Critical Speed of Rolling Bearings Lubricated With Grease ◊ Исследование воздействия радиального зазора на предельную частоту вращения подшипников качения, смазываемых пластичной смазкой	164
S. PYTKO, J. PYTKO, K. WIERZCHOLSKI:	Technical Model of Human Joints - The Most Excellent Bearings ◊ Tehnički model ljudskih zglobova - najsavršeniji ležajevi ◊ Техническая модель человеческих суставов - наиболее совершенных подшипников	170
P. POPOVIĆ, D. VUKIĆEVIĆ, LJ. JANKOVIĆ, D. TEMELJKOVSKI, T. MARINKOVIĆ:	Uticaj oblika mosta u alata za izradu profila od Al i Al-legura na formiranje mrtvih zona ◊ Influence of the Bridge Shaped Tools for Manufacturing Profiles of Al and Al-alloys on the Creation of Dead Zones ◊ Воздействие формы моста в инструменте для изготовления профилей из Al и Al-сплавов на формирование "мёртвых" зон	178
D. VUKIĆEVIĆ, D. TEMELJKOVSKI, P. POPOVIĆ:	Neki aspekti relacija triboloških i mehaničkih svojstava materijala alata i obradka u tehnologijama plastičnosti ◊ Some Aspects of the Relations between Tribological and Mechanical Properties of Tools and Workpiece's Materials in Plasticity Technologies ◊ Некоторые аспекты трибологических и механических свойств материала инструмента и заготовки в технологии пластичности	181
A. VULIĆ, M. KOĆIĆ:	Uticaj povećanja temperature na promenu eksploracionog zazora kod kliznih ležišta od termoplastičnih masa ◊ Influence of Temperature Increase on Variation of Exploitation Clearance in Sliding Bearings Made of Thermoplastic Masses ◊ Воздействие повышения температуры на изменение эксплуатационного зазора подшипников скольжения из термопластов	185



Korelacija između pojedinih parametara hrapavosti obrađene površine pri završnoj obradi na strugu

1. UVOD

Jugoslovenski standard JUS M. A1. 020 sadrži objašnjenja i definicije pojmove vezanih za sistem klasifikacije površinske hrapavosti. Ovim standardom u nas je prihvacišen sistem srednje linije "m" prema kojem se definiše:

- srednje aritmetičko odstupanje profila od srednje linije (kao osnovni parametar hrapavosti obrađene površine):

$$R_a = \frac{1}{l} \cdot \int |y_i| \cdot dx \approx \frac{1}{n} \cdot \sum |y_i|$$

- srednja visina neravnina u 10 tačaka, koja predstavlja razliku srednje aritmetičke vrednosti visine pet najviših i pet najnižih tačaka profila u granicama referentne dužine, ako su te tačke merene od proizvoljne prave paralelne sa srednjom linijom profila, tj.:

$$R_z = \frac{1}{5} \cdot [(R_1 + R_3 + \dots + R_9) - (R_2 + R_4 + \dots + R_{10})]$$

- najveća visina neravnina R_{max} , predstavlja razmak između dveju paralelnih pravih paralelnih sa srednjom linijom profila povučenih tako da u granicama referentne dužine dodiruju najvišu i najnižu tačku profila.

Pored gore navedenih uvedeni su i dopunski parametri za ocenu hrapavosti:

- dužina nošenja

$$l_n = \sum l_i$$

koja predstavlja sumu odsečaka (l_i), u granicama referentne dužine (l), koje efektivni profil odseca na pravoj, paralelnoj sa srednjom linijom profila (m) povučenoj na

Prof. dr Sava Sekulić, dipl. ing.,
Doc. dr Pavel Kovač, dipl. ing., FTN, Novi Sad.

izvesnom rastojanju (c) ispod najviše tačke toga dela efektivnog profila ($c = f(R_{max})$).

- procenat nošenja

$$p_n = \left(\frac{l_n}{l} \right) \cdot 100\%$$

koji predstavlja odnos dužine nošenja i referentne dužine izražen u procentima.

Procenat nošenja p_n , iako uveden kao dopunski parametar za ocenu hrapavosti, u novije vreme se sve više ističe kao značajni pokazatelj vezan za veličinu efektivne površine kontakta između dva elementa.

Veza između najveće visine neravnina i srednjeg aritmetičkog odstupanja profila od srednje linije, odn. njihove numeričke veze date su nemačkim normama DIN 4767/70, a između srednje visine neravnina u deset tačaka i srednjeg aritmetičkog odstupanja profila od srednje linije našim standardom JUS M. A1. 020/79, uz napomenu da su sve približne.

Zavisnost između najveće visine neravnina i srednjeg aritmetičkog odstupanja profila od srednje linije $R_{max} = f(R_a)$ predstavljena je u eksponencijalnom obliku [1]

$$R_{max} = 6.1595 \cdot R_a^{0.98}$$

bez naznake vrste obrade i uslova pod kojim se izvodi. Obzirom da je eksponent u poslednjoj zavisnosti blizak jedinici može se zaključiti da između najveće visine neravnina i srednjeg aritmetičkog odstupanja profila postoji direktna proporcionalnost tj. $R_{max} = 6.16 \cdot R_a$.

U ovom radu, tačnije veze između najveće visine neravnina i srednjeg aritmetičkog odstupanja profila od srednje linije i procenta nošenja i srednjeg aritmetičkog

odstupanja profila od srednje linije pri završnoj obradi na strugu potražene su u eksponencijalnom

$$R_{\max} = B \cdot R_a^a$$

i linearnom obliku

$$R_{\max} = a \cdot R_a + b$$

2. EKSPERIMENTALNA ISTRAŽIVANJA

2. 1 Parametri koji utiču na hrapavost obrađene površine

Kvalitet obrađene površine nakon završne obrade ima primarni značaj na eksploracijske karakteristike obradka (tačnost i kvalitet obrađene površine). Kvalitet obrađene površine karakteriše veliki broj parametara kao što su geometrijski i kinematski parametri, deformacije strugotine, stanje dinamičkog sistema - mašina alatka, pribor, obradak i alat, stanje pohabanosti reznog klina itd.

Prilazi ispitivanju hrapavosti obrađene površine mogli bi se podeliti u tri grupe: 1. geometrijski modeli, 2. modeli na bazi habanja alata i drugih pratećih uticaja i 3. modeli koji baziraju na teoriji višefaktornog plana eksperimenta.

Geometrijske i eksperimentalne modele pri rezanju "oštirim" alatom razradivali su: Schmaltz (1963), Opitz i Moll (1940), Galoway (1945), Beleckij (1946), Skragan (1947), Takenaka (1951), Krivouhov (1958), Bramertz (1961), Olsen (1968), Šolaja (1952 do 1972), Sekulić (1958 do 1970), Fišer (1971).

Uticaj koncentrisanog habanja i drugih parametara na hrapavost obrađene površine proučavali su : Galoway (1945), Akinaci (1949), Pekelharing i Schuerman (1953), Tompson, Scott i Stabler (1953/54), Šolaja (1957 do 1972), Bramertz (1961), Sekulić (1968), Pekerharing i Giesen (1967 do 1971), Selvam i Radhakrishnan (1973 do 1976), Snunmugan (1974), Lonardo (1976), Bailejy (1977), Wallbank (1979), Monheim (1980).

Statistički prilazi određivanju zavisnosti hrapavosti obrađene površine na osnovu višefaktornog plana eksperimenta razvili su : Rasch (1971), Kuljanić (1971), Taraman (1974 do 1977), Nassirpour i Wu (1977), Mišković (1978), Sekulić i Kovač (1979), Kovač (1980) [2], Kovač i Sekulić (1981)[3,4].

2.2 Matematički model korelaceone veze

U cilju određivanja korelaceone veze između najveće visine neravnina i srednjeg aritmetičkog odstupanja profila od srednje linije i procenta nošenja i srednjeg aritmetičkog odstupanja profila od srednje linije sistematizovan

je obimni eksperimentalni materijal vezan za ispitivanje dve vrste čelika alatima sa različitim poluprečnicima zaobljenja vrha r , pri različitim vrednostima režima rezanja (pomak s , brzina rezanja v i dubina rezanja δ) i vremena rezanja t (parametar rezanja t uzima u obzir stanje reznog klina vezano za njegovu pohabanost).

Korelaceone veze zatražene su u eksponencijalnom i linearnom obliku:

$$Y = B \cdot X^a$$

$$\text{i} \quad y = a \cdot x + b$$

Ako prvu jednačinu logaritmujemo dobicećemo:

$$\log Y = a \cdot \log X + \log B$$

Označimo li sa:

$$y = \log Y; \quad x = \log X; \quad b = \log B$$

u logaritamskoj mreži, takođe, dobijamo linearnu zavisnost $y = ax + b$, pa se u oba slučaja primenjuje identična procedura pri obradi eksperimentalnih podataka (u prvom slučaju se unose logaritmi, a u drugom neposredno parametri hrapavosti).

Primenjujući metodu najmanjih kvadrata na linearnu zavisnost oblika:

$$y = a \cdot x + b$$

tj. daje zbir kvadrata pojedinih grešaka Δ_i minimalan [5].

$$(\sum \Delta_i^2)_{\min}$$

dolazi se do sistema jednačina

$$\sum (x_i \cdot y_i) - a \cdot \sum (x_i)^2 - b \cdot \sum x_i = 0$$

$$\sum y_i - a \cdot \sum x_i - N \cdot b = 0$$

odnosno

$$A_1 \cdot a + B_1 \cdot b = C_1$$

$$A_2 \cdot a + B_2 \cdot b = C_2$$

gde je

$$A_1 = \sum (x_i)^2; \quad A_2 = \sum x_i = B_1;$$

$$B_2 = N; \quad C_1 = \sum (x_i \cdot y_i); \quad C_2 = \sum y_i$$

Gornji sistem ima rešenja:

$$a = \frac{D_a}{D} = \frac{\begin{vmatrix} C_1 & B_1 \\ C_2 & B_2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} A_1 & B_1 \\ A_2 & B_2 \end{vmatrix}} = \frac{(C_1 \cdot B_2 - C_2 \cdot B_1)}{(A_1 \cdot B_2 - A_2 \cdot B_1)}$$

$$b = \frac{D_b}{D} = \frac{\begin{vmatrix} A_1 & C_1 \\ A_2 & C_2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} A_1 & B_1 \\ A_2 & B_2 \end{vmatrix}} = \frac{(A_1 \cdot C_2 - A_2 \cdot C_1)}{(A_1 \cdot B_2 - A_2 \cdot B_1)}$$

Konstante A_1, \dots, C_2 određuju se tablično, čijom zamenom se dobijaju numeričke vrednosti za a i b.

Koeficijent korelaciјe iznosi:

$$r = a \cdot \left(\frac{\sigma_x}{\sigma_y} \right)$$

a varijansa x-vrednosti:

$$\sigma_x^2 = \frac{1}{N} \cdot \sum x_i^2 - \bar{x}^2 = \frac{A_1}{B_2} - \left(\frac{A_2}{B_2} \right)^2$$

i varijansa y-vrednosti:

$$\sigma_y^2 = \frac{1}{N} \cdot \sum y_i^2 - \bar{y}^2 = \frac{E}{B_2} - \left(\frac{C_2}{B_2} \right)^2; \quad E = \sum y_i^2;$$

gde je srednja vrednost nezavisne promenljive:

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \cdot \sum x_i = \frac{A_2}{B_2} = \frac{B_1}{B_2}$$

i srednja vrednost zavisne promenljive:

$$\bar{y} = \frac{1}{N} \cdot \sum y_i = \frac{C_2}{B_2}$$

Posle odgovarajućih zameni za koeficijent korelaciјe dobijamo:

$$r = \frac{C_1 \cdot B_2 - C_2 \cdot B_1}{A_1 \cdot B_2 - A_2 \cdot B_1} \cdot \left\{ \left[\frac{A_1}{B_2} - \left(\frac{A_2}{B_1} \right)^2 \right] : \left[\frac{E}{B_2} - \left(\frac{C_2}{B_1} \right)^2 \right] \right\}^{\frac{1}{2}}$$

Ukoliko je koeficijent korelaciјe bliži jedinici korelacija između promenljivih je jača.

2.3 Uslovi pri eksperimentalnom ispitivanju i obrada podataka

Materijali obradka su bili konstrukcijski čelik Č.0645 (oznaka po DIN-u St 60) sledećeg hemijskog sastava: 0.43% C, 0.29% Si, 0.79% Mn, 0.015% P, 0.001% S i mehaničkih karakteristika: jačine materijala na kidanje $\sigma_M = 740 \text{ N/mm}^2$, granice razvlačenja $\sigma_v = 360 \text{ N/mm}^2$ i izduženja $\delta_5 = 17\%$, i konstrukcijski čelik za poboljšanje Č.4732 (oznaka po DIN-u 42CrMo4) sledećeg hemijskog sastava: 0.42% C, 0.27% Si, 0.63% Mn, 1.11% Cr, 0.16% Mo, 0.010% S, 0.012% P, sa $\sigma_M = 680 \text{ N/mm}^2$ i tvrdoće nakon žarenja 196 HB.

Kao alat korišćen je standardni savijeni strugarski nož za završnu obradu, desni, sa pločicom od tvrdog metala prema JUS K. C1. 053 /65 (ISO 3), preseka drške 12x20, sa pločicom A10 (JUS K. C1. 006), sa grudnim uglom $g=12^\circ$ i radijusima zaobljenja vrha $r: 0.5, 0.9, 1.6 \text{ mm}$.

Parametri hrapavosti R_{max} i R_a mereni su na Perth-O-Meter-u tipa "Universal".

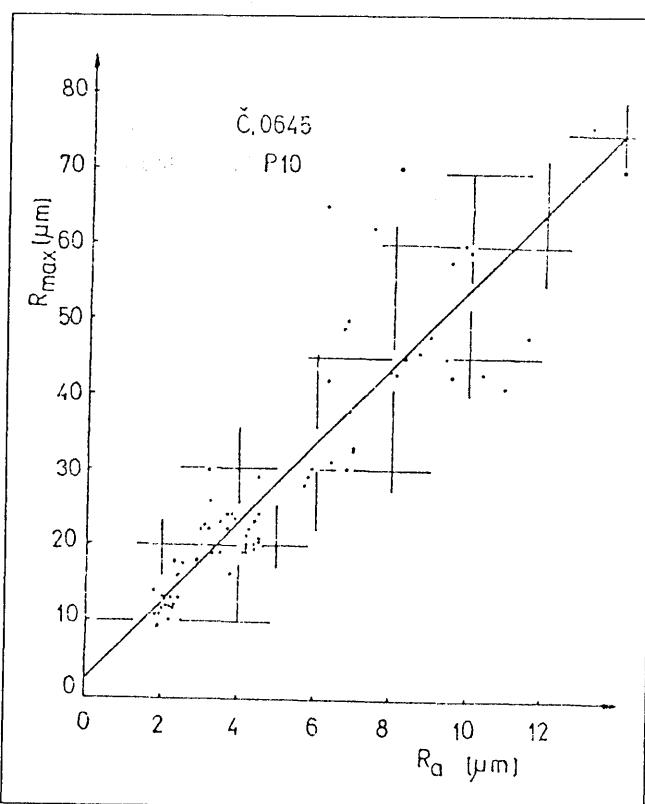
Obrada rezanjem izvođena je na univerzalnom strugu "Potisje-Morando" PA 22 pogonske snage 10 kW, sa rassponom brojeva obrta od 20 do 2000 min^{-1} (24 stepena).

Hrapavost je merena direktno ili uzimanjem otiska sa obradene površine (plastična masa "Technovit" 304, zelenе boje, proizvodnja "Kulzer", SR Nemačka). Uzorci obradka pri rezanju oštrim alatom bili su dimenzija $\phi 45 \times 350 \text{ mm}$ sa mernim poljima širine 35 mm, a pri vremenskim ispitivanjima $\phi 150 \times 700 \text{ mm}$.

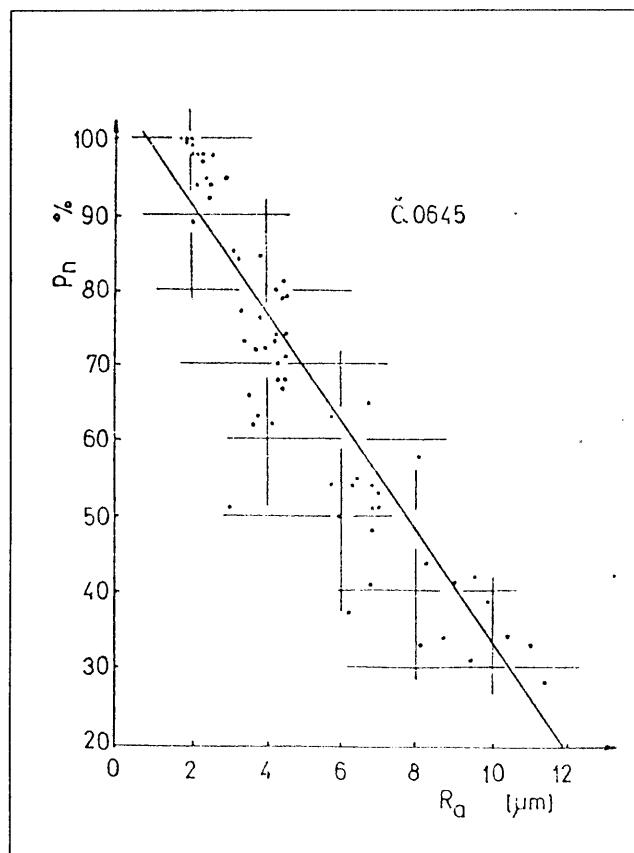
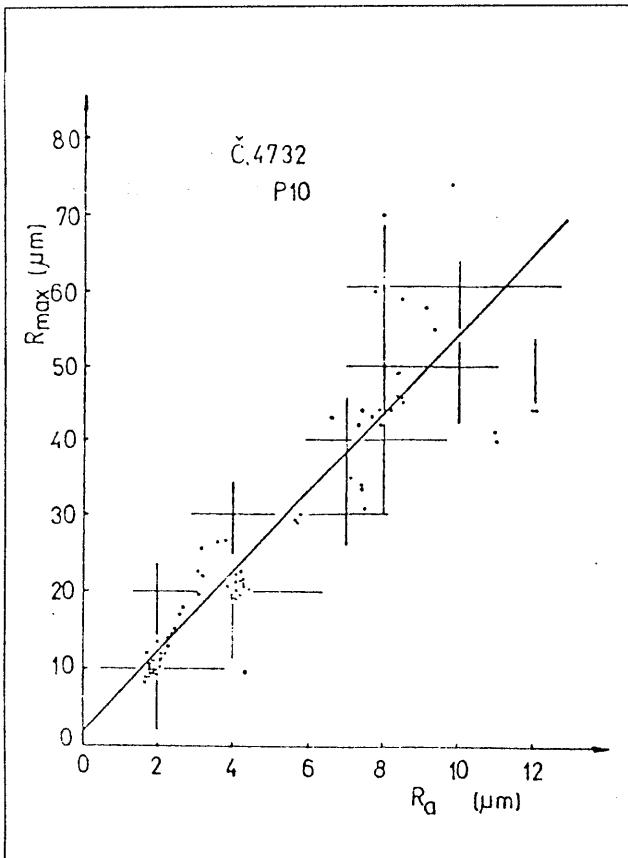
U cilju dobijanja dovoljno pouzdane veze između promenljivih veličina posmatran je statistički reprezentativan uzorak $N=78>50$.

Pored regresionih pravih u dijagramima su ucrtane i izmerene vrednosti srednjeg aritmetičkog odstupanja profila od srednje linije R_a , najveće visine neravnina R_{max} i procenata nošenja p_n , za oba ispitivana materijala (sl. 1 do sl. 8)

Rezultati numeričke obrade podataka, prema iznetom u 2.2, dati su po elementima, u tablici 1.

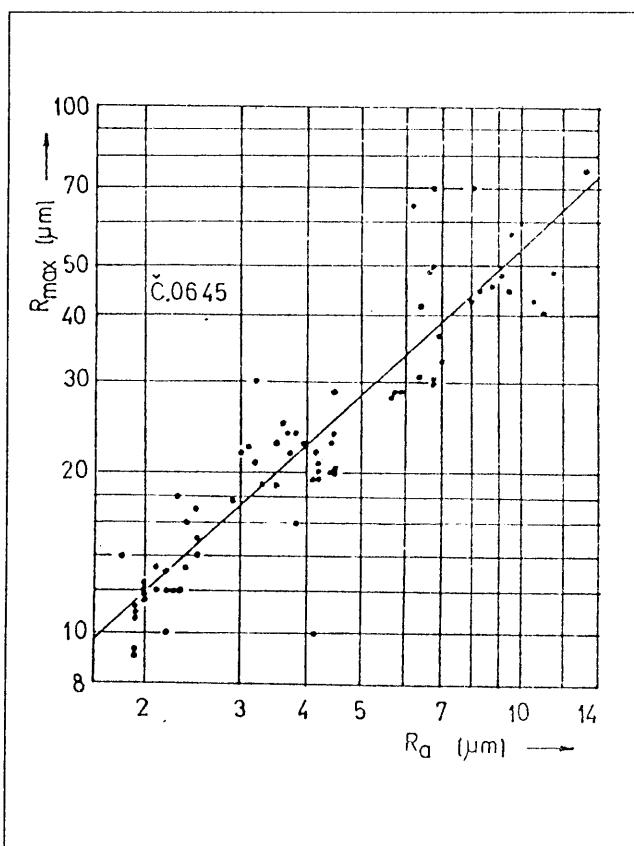
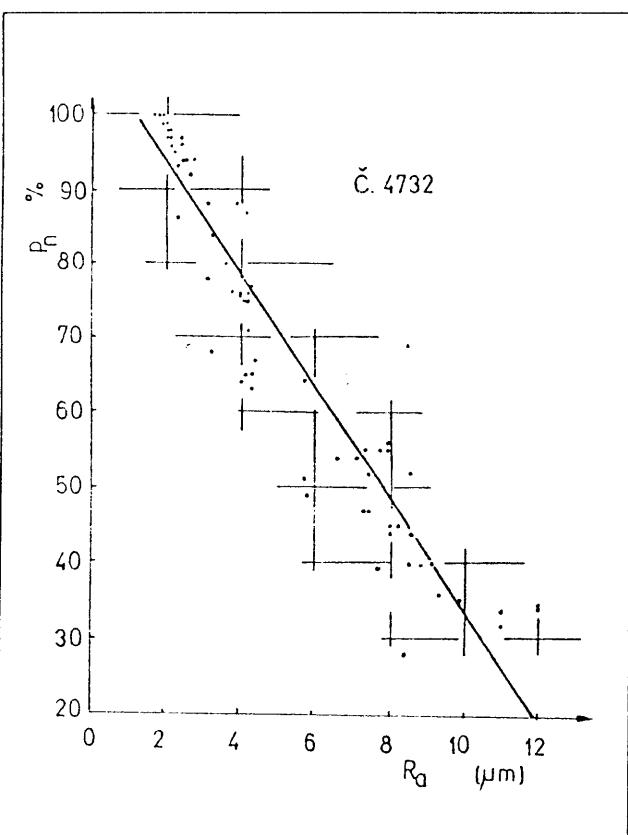


Sl. 1.
Fig. 1.
Puc. 1.



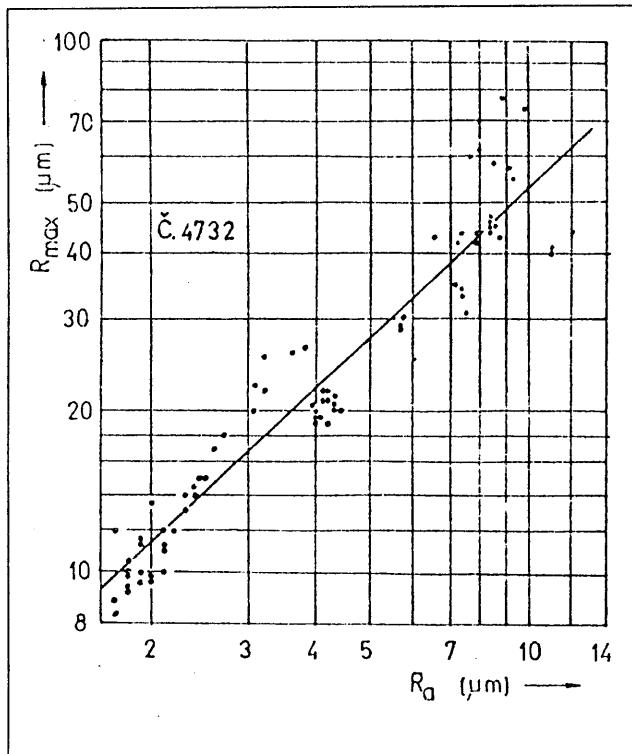
Sl. 2.
Fig. 2.
Puc. 2.

Sl. 3.
Fig. 3.
Puc. 3.

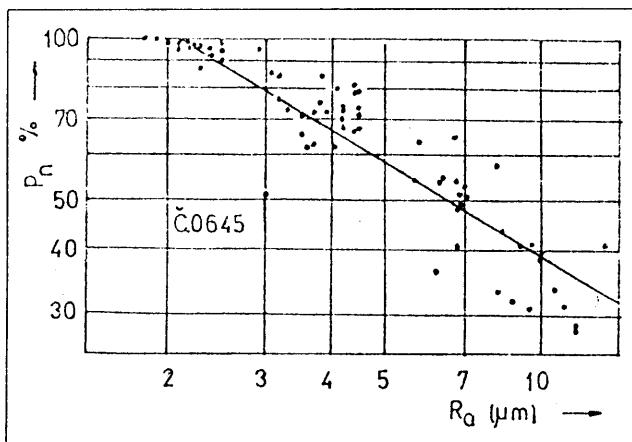


Sl. 4.
Fig. 4.
Puc. 4.

Sl. 5.
Fig. 5.
Puc. 5.



Sl. 6.
Fig. 6.
Puc. 6.

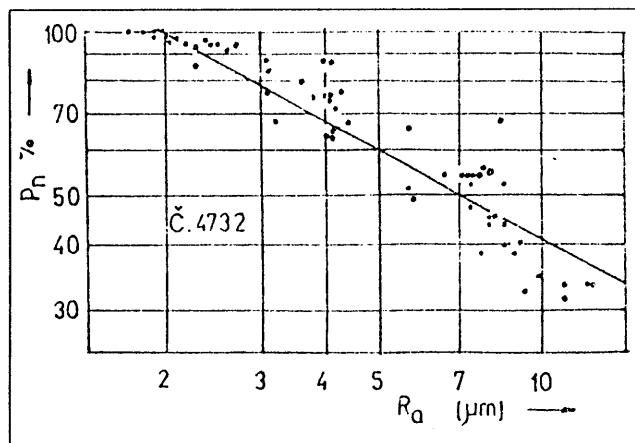


Sl. 7.
Fig. 7.
Puc. 7.

3. ANALIZA DOBIJENIH REZULTATA

Nakon obrade eksperimentalnih podataka, prikladnost matematičkih modela možemo vrednovati preko vrednosti koeficijenta korelacije, ali i na osnovu veličina eksponenata u eksponencijalnoj zavisnosti.

Kao što je poznato, ukoliko je koeficijent korelacije blži jedinici koreaciona veza je jača. Međutim, ako je eksponent u eksponencijalnoj vezi blizak jedinici ukazuje da između nezavisno i zavisno promenljive postoji linearna zavisnost.



Sl. 8.
Fig. 8.
Puc. 8.

U skladu sa gore izloženim može se generalno zaključiti da su u svim izvedenim zavisnostima pripadajući koeficijenti korelacije vrlo visoki ($r > 0.88$).

U zavisnosti $R_{max} = B \cdot R_a$ vrednost eksponenta a bliska je jedinici (za Č.0645 $a=0.94$, a za Č.4732 $a=0.96$), pa je moguće za $R_{max}=f(R_a)$, kao prostiju primeniti linearnu zavisnost $R_{max}=a \cdot R_a + b$, ali su u njoj koeficijenti korelacije nešto niži (za Č.0645 $r=0.88 < 0.92$ i za Č.4732 $r=0.88 < 0.96$).

Tablica 1

Model	Materijal obradka		Č.0645	
	R_{max}		p_n	
	$b \cdot R_a^a$	$a \cdot R_a + b$	$B \cdot R_a^a$	$a \cdot R_a + b$
\bar{x}	4.00775	4.7560	4.15474	4.7690
\bar{y}	22.87110	27.0870	66.71680	71.4269
σ_x^2	1.74850	7.7560	1.75475	2.7879
σ_y^2	1.76506	217.8350	1.43303	22.4550
b (B)	6.16320	2.3992	145.5030	106.1370
a	0.93606	5.1968	-0.58961	-7.2778
r	0.92050	0.8780	0.9264	0.9036

Model	Materijal obradka		Č.4732	
	R_{max}		p_n	
	$b \cdot R_a^a$	$a \cdot R_a + b$	$B \cdot R_a^a$	$a \cdot R_a + b$
\bar{x}	4.10779	4.920	4.142	4.9345
\bar{y}	22.8711	27.631	67.4428	72.0769
σ_x^2	1.85478	8.694	1.8456	2.9532
σ_y^2	1.8643	300.994	1.4386	23.3751
b (B)	5.87092	2.0800	149.0265	109.0871
a	0.96247	5.1928	-0.5578	-7.5003
r	0.95453	0.8825	0.9399	0.9476

Interesantno je primetiti da je pri našim uslovima za Č.0645 dobijeno $R_{max} = 6.16 \cdot R_a^{0.94}$ (T.1), i u odnosu na [1] samo je neznatna rezlika u eksponentu (0.98).

Veličina eksponenta u zavisnosti $p_n = B \cdot R_a^a$ znatno je manja i iznosi za Č.0645 $a = -0.60$, a za Č.4732 $a = -0.56$, što ukazuje na značajno odstupanje od linearne zavisnosti. U linearnom matematičkom modelu $p_n = a \cdot R_a + b$, kod Č.0645 postignut je $r = 0.9$, a kod eksponencijalnog $r = 0.93$, međutim, može se primetiti da je za Č.4732 u eksponencijalnom matematičkom modelu dobijen neznatno manji koeficijent korelacije ($r = 0.94$) u odnosu na linearni ($r = 0.95$).

4. ZAKLJUČCI

Na osnovu napred izloženog moje se zaključiti:

- ▶ da se za korelaceione matematičke modele, koji povezuju pojedine parametre hrapavosti obrađene površine, pri završnoj obradi na stugu, mogu usvojiti eksponencijalne i linearne zavisnosti i
- ▶ za ispitivane materijale, u predlozenim matematičkim modelima, postoji vrlo jaka koreaciona veza između posmatranih parametara.

LITERATURA

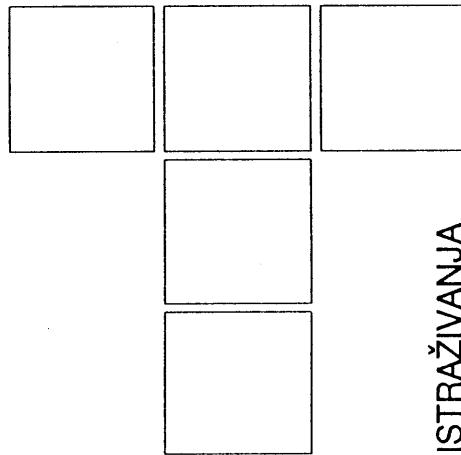
- [1 .] DJAĆENKO, P. E., i dr., 1959, **O razrobotke projekta međunarodnoga standarta na šerohovatost poverhnosti**, Kačestvo poverhnosti detalja mašin, Trudi seminara po kačestvu poverhnosti, Sbornik 4, Izdatelstvo AN SSSR, Moskva.
- [2 .] KOVAČ, P., 1980, **Hrapavost obrađene površine u funkciji parametara rezanja pri završnoj obradi na strugu**, Magistarski rad, Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad.
- [3 .] KOVAČ, P., SEKULIĆ, S., 1981, **The systems approach to the use of response surface methodology on the quality of the surface finish in turning**, Effectiveness, quality and humanity of production systems, Proc. VI International conference on production research - ICPR 81, Vol. 1, Effectiveness of production research system, Aug., 29., 1981, Novi Sad.
- [4 .] KOVAČ, P., SEKULIĆ, S., 1981, **Sistemski prilaz primeni višefaktornog plana eksperimenta na kvalitet obradene površine pri završnoj obradi na strugu**, Zbornik radova VI međunarodne konferencije za proizvodna istraživanja - ICPR'81, 24-29 aug., 1981, Novi Sad.
- [5 .] SEKULIĆ, S., KOVAČ, P., 1986, **Korelacija između najveće visine neravnina i srednjeg aritmetičkog odstupanja profila od srednje linije obrađene površine**, Tribologija u industriji, god. VIII, br. 1.
- [6 .] SEKULIĆ, S., KOVAČ, P., 1987, **Korelacija između procenta nošenja i srednjeg aritmetičkog odstupanja profila od srednje linije obrađene površine pri završnoj obradi na strugu**, Zbornik radova Međunarodnog savetovanja o novim proizvodnim sistemima i tehnologiji, AMST'87, okt. 1987, Opatija.
- [7 .] SEKULIĆ, S., KOVAČ, P., 1987, **Korelacija medzi jednotlivymi parametrami drsnosti obrobeneho povrchu pri jemnom sustruzeni**, Prednášky 3. Symposium INTERTRIBO'88, I diel, April 27, 1987, Vysoke Tatry.
- [8 .] CEBALO, R., 1987, **Korelacija između hrapavosti brušene površine kod različitih postupaka brušenja**, Tribologija u industriji, god. IX, br.2.
- [9 .] VUKADINOVIĆ, S., 1973, **Elementi teorije verovatnoće i matematičke statistike**, Privredni pregled, Beograd.

Correlation between Some Roughness Parameters of the Machined Surface in Finish Turning

The relationship between individual roughness parameters of a machined surface are approximately given by tables. In order to determine more accurate relationships, experimental results were processed for statistically valid sample ($N = 78 > 50$) and point to strong correlation between roughness parameters.

Соотношение отдельных параметров шероховатости обработанной поверхности при окончательной обработки точением

Соотношение отдельных параметров шероховатости обработанной указаным способом в таблицах даются приблизительных значениях. С целью определения более точных соотношений авторами статистически обработаны отрывные данные для образца ($N=78 > 50$) и показана большая взаимозависимость параметров шероховатости.



Prognoziranje veličine habanja radijalnih hidromotora

1. UVOD

Prognoziranje radne sposobnosti i resursa rada mehanizama uopšte pripada disciplini TEHNIČKA DIJAGNOSTIKA. Dijagnostika podrazumeva parametarsku dijagnostiku maštine u celini i dijagnostiku detalja. Zbog ovoga je potrebno poznavanje veličine habanja materijala od kojih su izrađeni pokretni detalji. Bez poznavanja veličine habanja nije ni moguće projektovanje savremenih maština i uređaja visoke pouzdanosti i dugog veka trajanja. I pored postojanja u literaturi više matematičkih modela za prognoziranje habanja u zavisnosti od vrste habanja, pokazalo se da su ovi modeli nepraktični za primenu u praksi. Problem je što habanje materijala nije svojstvo materijala, već zavisi od kombinacije svih materijala i komponenti zahvaćenih procesom habanja, pa se habanje mora posmatrati kao opšta karakteristika sistema. Dalje se habanje mora posmatrati u funkciji kako radnih promenljivih tako i strukture sistema. Osnovne radne promenljive su vrsta pomeranja, opterećenje, brzina, temperatura i trajanje operacije. Strukturu sistema čine elementi sistema, svojstva elemenata i interakcije među elementima.

U radu je izložen matematički model za prognoziranje veličine habanja radijalnog hidromotora dobijen na osnovu ispitivanja dva industrijska modela hidromotora.

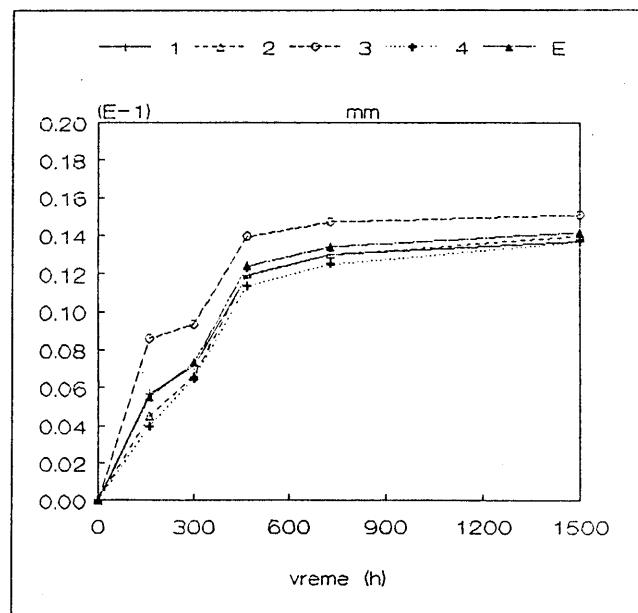
2. ISPITIVANJE HIDROMOTORA

Da bi se napravio matematički model prethodno je potrebno da se utvrdi koji sklop presudno utiče na radnu sposobnost hidromotora. U tu svrhu je korišćena sistemski analiza procesa habanja hidromotora [1] na osnovu koje je utvrđeno da radna sposobnost hidromotora dominantno zavisi od stanja klipa u cilindru rotora.

Za pravljenje funkcije integralne zavisnosti habanja klipa od vremena, u određenim vremenskim razmacima je merena promena prečnika klipa. Merenje prečnika klipova je vršeno na elektronskom dvokoordinatnom aparatu MITUTOYO. Pri merenju klipova na elektronskom dvokoordinatnom aparatu dobijeno je 16 vrednosti za jedan klip, a mereno je 4 klipa na jednom motoru i 6 klipova na drugom motoru. Podaci su statistički obrađeni, a na sl. 1. je prikazana dobijena integralna zavisnost habanja klipa u funkciji vremena [2, 3].

3. IZBOR MATEMATIČKOG MODELA

Stvaranje metoda prognoziranja u opštem slučaju predpostavlja rešenje sledećih zadataka:



Sl. 1.
Fig. 1.
Ris. 1.

- 1) izbor kontrolnih parametara stanja i njihovih graničnih vrednosti na osnovu izučavanja procesa promene radne sposobnosti;
- 2) obrada dobijenih dijagnostičkih informacija;
- 3) izbor matematičkog modela ili metoda prognoziranja;
- 4) ocena rezultata prognoziranja.

Predloženi model je regresionog tipa. Pri rešavanju zadataka individualnog prognoziranja ovaj metod omogućava dobijanje ocene pokazatelja sigurnosti i dugovečnosti svakog konkretnog mehanizma. Za prognoziranje je neophodno da se prethodno odredi ocena statističkih karakteristika parametara tehničkog stanja i greške merenja dijagnostičkih obeležja.

Razmotrimo metodičke osnove dobijanja ocene koeficijenata linearne regresije pomoću metoda najmanjih kvadrata i extrapolaciju regresionog metoda. Proces promene parametara tehničkog stanja u toku ispitivanja obično se opisuje regresionim modelom

$$Y(t) = B^T \cdot F(t) + \varepsilon(t) \quad 3.1$$

gde je $Y(t)$ - veličina kontroljajućeg parametra;
 $B = [b_1; b_2; \dots; b_k]^T$ - vektor koeficijenata modela;
 $F(t) = [\varphi_1(t), \varphi_2(t), \dots, \varphi_k(t)]$ - vektor nekih funkcija nezavisne promenljive t ;
 $\varepsilon(t)$ - greška posmatranja;
 T - znak transponovanja.

Pri korišćenju metoda najmanjih kvadrata, predpostavljamo, da rezultati merenja nemaju sistematsku grešku, tj. matematičko očekivanje je $M[\varepsilon(t)] = 0$, i karakteriše se jednakom disperzijom $\sigma_\varepsilon^2 = \text{const.}$, a greške posmatranja u različitim momentima vremena nisu u korelaciji, tj.

$$\text{cov} [\varepsilon(t_i), \varepsilon(t_j)] = 0 \quad i = j$$

Ako model odgovara procesu koji opisujemo to se disperzija σ_ε^2 , vezana sa greškom merenja ε određuje po formuli

$$\sigma_\varepsilon^2 = s_0^2 = \frac{1}{(n-k)} \cdot \sum_{i=1}^n [Y(t_i) - y(t_i)]^2$$

gde je: n - broj merenja;
 k - broj koeficijenata koji učestvuju u modelu;
 $y(t)$ - izmerena veličina parametra koji se kontroliše.

Adekvatnost usvojenog regresionog modela je nemoguće proveriti metodama teorije planiranja eksperimenta, pošto u datom slučaju nedostaje disperzija reproduktivnosti. Ocena adekvatnosti modela izvodi se proverom statističke hipoteze o adekvatnosti dva alternativna modela ili po rezultatima njegove extrapolacije, tj. po oceni tačnosti prognoziranja.

3.1. Matematički model sa linearnim koeficijentima linearno nezavisnih funkcija

Dijagnostička obeležja definisana parametrima habanja se određuju uvek sa nekom sistemskom greškom $\varepsilon(t)$ povezanom sa stohastičkim karakterom procesa koji se prati i greškom merenja. Tehničko stanje hidromotora se opisuje jednačinom

$$Y(t) = \psi(B, x) + \varepsilon(t) \quad 3.1.1$$

gde je: $\psi(B, x)$ - funkcionalna zavisnost modela

$B = [b_1; b_2; \dots; b_k]^T$
i vektora argumenta x , koji se javljaju kao funkcije nezavisne promenljive.

Smatramo da greška $\varepsilon(t)$ ima normalnu raspodelu sa nultim matematičkim očekivanjem i unapred nepoznatom ocenom S_0^2 disperzije σ_0^2 .

Pravljenje matematičkog modela prognoziranja 3.1.1. počinje sa izborom determinisane osnove procesa promene tehničkog stanja hidromotora $\psi(B, x)$. Za to se na osnovu fizičkog procesa habanja klipova hidromotora i izučavanja sprovedenih tokom ispitivanja bira jedan ili nekoliko alternativnih modela promene stanja klipova u vidu jednačine (3.1.1).

Po rezultatima eksperimenta pravimo statističku diskriminaciju svakog para modela ψ_m i ψ_e pomoću odnosa sličnosti. Taj zadatak se svodi na srađenje ocena zaostalih disperzija modela po kriterijumu Fišera:

$$S_0^2 = \frac{Q}{(n-k)} \quad 3.1.2$$

gde je $Q = \sum_{i=1}^n [\psi(B, x) - y(t)]^2$ - zaostala suma kvadrata
 n - broj merenja,
 k - broj koeficijenata koji učestvuju u modelu,
 $y(t_i)$ - eksperimentalna vrednost parametra stanja,
 B - ocena vektora koeficijenta modela.

Pri ispunjenju uslova

$$\frac{S_{\text{om}}^2}{S_{\text{oe}}^2} > F_{1-\alpha}(v_m, v_e)$$

gde je $F_{1-\alpha}(v_m, v_e)$ - slučajna promenljiva raspodele

Fišera pri nivou verovatnoće α i za stepene verovatnoće $v_m = n-k_m$ i $v_e = n-k_e$, usvaja se model ψ_e .

Ako je razlika disperzija S_{om}^2 i S_{oe}^2 statistički neznačljiva, to se obično usvaja prostiji model. Da li je neki model prostiji to se ocenjuje stepenom nelinearnosti i brojem koeficijenata koji učestvuju u jednačini za ocenjivanje procesa.

Kao dijagnostičko obeležje, koje određuje tehničko stanje hidromotora, javlja se srednja integralna vrednost habanja klipova. Sledi da se proces promene određujućeg parametra, koji opisuje jednačina (3.1.1), predstavlja pozitivnom neopadajućom funkcijom čiji je izvod ravan brzini habanja, ograničenoj konačnim brojem. Ta osobina suštinski smanjuje broj mogućih matematičkih modela, koji opisuju promenu radne sposobnosti hidromotora.

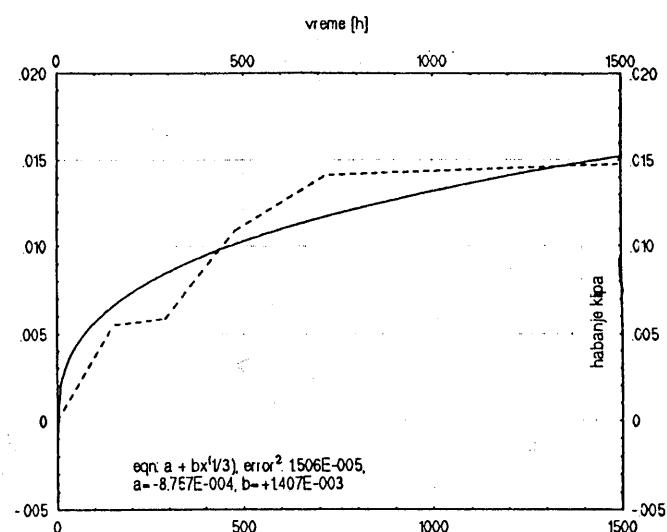
Analiza krivih, koje predstavljaju habanje klipova hidromotora, je pokazala da mogu biti predstavljene modelima tipa linearnim po koeficijentima

$$y(t) = b_0 + b_1 t^\alpha + b_2 t^\beta + \dots + b_k t^\tau + \varepsilon(t) \quad 3.1.3$$

Za takve zavisnosti zadatak izbora optimalnog modela se svodi na argumentaciju broja članova jednačine. U sledećoj tabeli su prikazani različiti matematički modeli, dobijeni pri analiziranju rezultata dijagnostičkih ispitivanja hidromotora. Tu je prikazana zaostala suma kvadrata (disperzija neadekvatnosti) i zaostala disperzija, računata za razmatrane modele.

Matematički model za opisivanje procesa habanja	zaostala suma kvadrata	broj stepeni slobode	zaostala disperzija
$4.985 \cdot 10^{-5} - 4.046 \cdot 10^{-5} \cdot x - 2.081 \cdot 10^{-3} \cdot x^{1/3} + 7.589 \cdot 10^{-4} \cdot x^{2/3}$	0.62	2	0.31
$-3.15 \cdot 10^{-4} + 1.024 \cdot 10^{-3} \cdot x^{1/3} + 3.488 \cdot 10^{-5} \cdot x^{2/3}$	1.37	3	0.46
$-8.757 \cdot 10^{-4} + 1.407 \cdot 10^{-3} \cdot x^{1/3}$	1.51	4	0.38

Na slikama 2 i 3 je prikazana grafička interpretacija prvog i trećeg modela iz prethodne tabele.



Sl. 3.
Fig. 3.
Ris. 3.

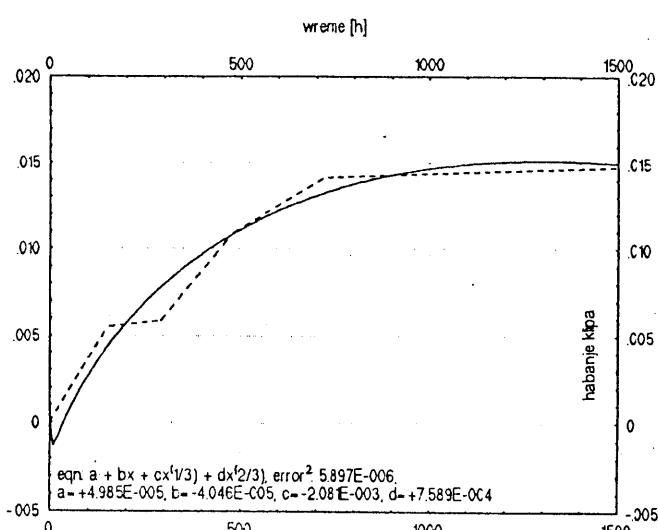
4. ZAKLJUČAK

Analizom tabličnih vrednosti funkcija može se zaključiti da uvećanje broja koeficijenata, više od dva, u matematičkom modelu sa linearnim koeficijentima ne daje statistički značajno sniženje zaostale disperzije σ_0^2 . To znači da se mogu usvojiti funkcije sa dva člana. Osim toga funkcija sa četiri koeficijenta data na prvom mestu, za veće vrednosti vremena dobija talasasti oblik.

Rešenje zadatka prognoziranja metodom statističke analize procesa sprovedeno je na računaru PC 386 sa softverskim paketom EASY PLOT.

LITERATURA

- [1.] VLADETA BULJAK: *Sistemska analiza procesa habanja radikalnih hidromotora*, Beograd, HIP-NEF 1990.
- [2.] VLADETA BULJAK, SNEŽANA KOSTIĆ, DRAGAN STRUJIĆ: *Matematičko modeliranje funkcije habanja*, Kopaonik, JUPITER 1992.
- [3.] VLADETA BULJAK: *Matematički model ponašanja materijala u parovima trenja hidromotora*, magistarska teza, Beograd, 1992.
- [4.] I. S. KUZMIN, V. N. RAŽIKOV, *Melko modulnye cilindričeskie zupčatye peredači*, Mašinostroenie, Leningrad, 1987.66



Sl. 2.
Fig. 2.
Ris. 2.

M. JANKOVIĆ, A. MARINKOVIĆ

Prilog izvođenju Rejnoldsove parcijalne diferencijalne jednačine za porozna klizna ležišta

ISTRAŽIVANJA

1. UVOD

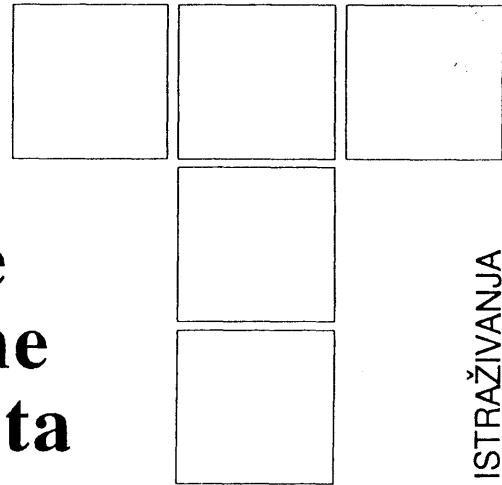
Problematiku poroznih kliznih ležišta počeli su tridesetih godina ovoga veka da izučavaju i objavljiju rade mnogi naučnici od kojih su bili najistaknutiji Falz, Lupfert, Hummel i Heidebrock.

S obzirom na mogućnost primene u gotovo svim granama industrije, sledećih godina naglo raste i proizvodnja ove vrste ležišta. Zbog toga, naročito posle drugog svetskog rata, sve više naučnika biva zainteresovano za izučavanje poroznih ležišta.

Uporedo sa mnogobrojnim eksperimentalnim ispitivanjima ponašanja ležišta u određenim uslovima rada, vrše se i teorijska istraživanja koja pre svega objašnjavaju suštinu nekih pojava uočenih tokom eksploatacije ležišta a takođe i ukazuju na neke od mogućnosti za njihovo poboljšanje. Konferencija "Podmazivanje i habanje" koja je održana u Londonu krajem 1957. godine, na neki način predstavlja prekretnicu i nagli podsticaj teorijskog istraživanja u oblasti poroznih kliznih ležišta.

Ranije, zbog oskudnih teorijskih saznanja proračun ove vrste ležišta zasnivao se na uslovima graničnog podmazivanja. Međutim, kako su u novije vreme razvojem računarske tehnike porasle i mogućnosti numeričkog rešavanja složenih jednačina i sistema jednačina javile su se razne teorije i načini proračuna poroznih kliznih ležišta. Dobijeni rezultati su pokazali da ova ležišta mogu da rade i u oblasti hidrodinamičkog podmazivanja. Mnogi naučnici kao što su Morgan, Cameron, Rouleau, Rodes, Murti, Cusano i drugi izučavali su hidrodinamičku teoriju podmazivanja i proračun poroznih kliznih ležišta

*Dr Momčilo Janković, dipl. ing., Mašinski fakultet
Univerziteta u Beogradu
Aleksandar Marinković, dipl.ing., Mašinski fakultet
Univerziteta u Beogradu*



podelivši ih, zavisno od odnosa njihove dužine i unutrašnjeg prečnika, u tri grupe:

- ▶ kratko ležište
- ▶ dugo ležište
- ▶ ležište konačne dužine

Problem određivanja uslova nošenja i trenja klizanja navedenih ležišta sveo se na rešavanje Rejnoldsove i parcijalne diferencijalne jednačine za pritisak u sloju maziva. Ove jednačine u literaturi su najčešće date u konačnom obliku za rešavanje, dok se postupak njihovog izvođenja može naći u literaturi samo za obična ili tzv. masivna klizna ležišta.

Ovim radom autori ukazuju na način kako se, polazeći od postavki dinamike viskoznog fluida i uvodeći određene pretpostavke za strujanje maziva kroz porozni materijal, može izvesti Rejnoldsova parcijalna diferencijalna jednačina koja se uzima kao početna za rešavanje pri proračunu poroznih radikalnih kliznih ležišta.

2. REJNOLDSOVA JEDNAČINA

Pod savršenim fluidom podrazumeva se takav fluid u kojem pri strujanju, između delića nema tangencijalnih napona, to jest nema trenja. U Ojlerovoј diferencijalnoj jednačini za savršen fluid:

$$\frac{d \vec{v}}{dt} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \cdot \nabla p \quad (1)$$

član $\frac{1}{\rho} \cdot \nabla p$. odgovara unutrašnjim silama.

Pošto u prirodi nemamo savršenih već se radi o viskoznim fluidima, kod kojih pri kretanju između delića postoji trenje, član $\frac{1}{\rho} \cdot \nabla p$. potrebno je zameniti članom $\frac{1}{\rho} \cdot \vec{F}_v$.

Za viskozan fluid je prema [1] i [2]

$$\vec{F}_v = -\nabla p + \eta \cdot \Delta \vec{v} + \frac{\eta}{3} \cdot \nabla \operatorname{div} \vec{v} \quad (2)$$

gde η predstavlja koeficijent dinamičke viskoznosti, pa je očigledno da poslednja dva člana jednačine potiču od trenja. Ako se zna da je koeficijent kinematske viskozne trenje $v = \frac{\eta}{\rho}$, jednačina strujanja viskoznog fluida ili Navije - Stoksova jednačina u vektorskom obliku glasi:

$$\frac{d\vec{v}}{dt} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \cdot \nabla p + v \cdot \Delta \vec{v} + \frac{v}{3} \cdot \nabla \operatorname{div} \vec{v} \quad (3)$$

Kada se uzme da je jednačina kontinuiteta za nestišljiv fluid $\operatorname{div} \vec{v} = 0$ onda prethodno napisana Navije - Stoksova jednačina postaje:

$$\frac{d\vec{v}}{dt} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \cdot \nabla p + v \cdot \Delta \vec{v} \quad (4)$$

gde su: v - brzina strujanja fluida
 F - rezultujuća zapreminska sila (po jedinicama mase fluida)
 p - pritisak fluida
 η - dinamička viskoznost fluida
 v - kinematska viskoznost fluida
 ρ - gustina nestišljivog fluida ($\rho = \text{const.}$)

Usvojene su i sledeće pretpostavke:

U razmatranom problemu možemo uzeti da se brzina strujanja fluida ne menja u toku vremena. Ako se uz to zanemari dejstvo zapreminskih sila onda jednačinu Navije - Stoksa možemo pisati u obliku:

$$\nabla p = \eta \cdot \Delta \vec{v} \quad (5)$$

Prepostavlja se takođe da čaura poroznog kliznog ležišta miruje, a da se rukavac od neporoznog materijala obrće, što je i najčešći slučaj u praksi. Pored toga prepostavljeno je da se strujanje maziva odvija samo kroz porozni materijal ležišta.

Za usvojeni model poroznog kliznog ležišta, prema [3] i [4] koji je prikazan na slici 1. i s obzirom na navedene pretpostavke, Navije - Stoksovu jednačinu je pogodno pisati u skalarmom obliku preko sledećih jednakosti:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad \frac{\partial p}{\partial z} = \eta \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad (6)$$

U prethodnom izrazu (6) su:

u - komponenta brzine strujanja maziva u x pravcu
 w - komponenta brzine strujanja maziva u y pravcu
 $y = y - H$ prema modelu kliznog ležišta prikazanom na slici 1.

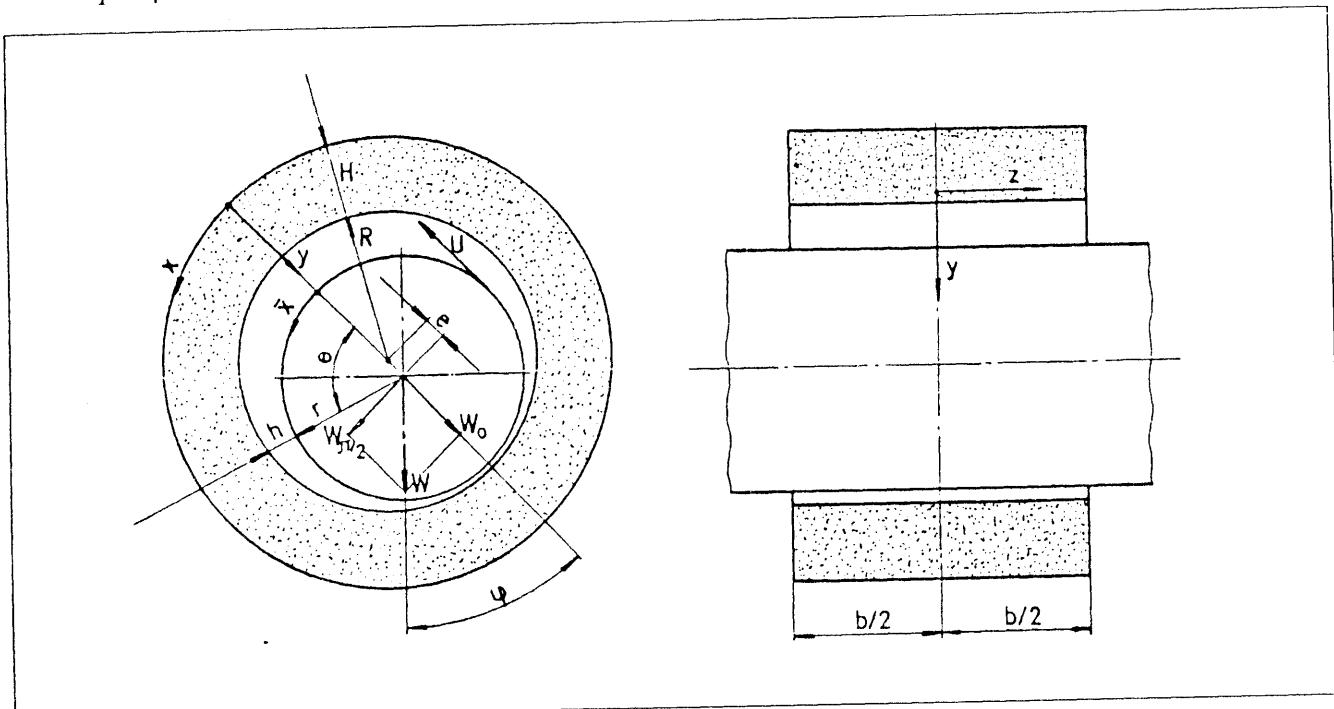
Hidrodinamički pritisak u sloju maziva i komponente brzine njegovog strujanja mogu se izraziti kao:

$$p = p(x, z) \quad u = u(x, y, z) \quad w = w(x, y, z) \quad (7)$$

Posle dve integracije jednačina (6) po y biće:

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial x} &= \frac{\dot{y}^2}{2} = \eta \cdot u + \dot{y} \cdot f_1(x, z) + g_1(x, z) \\ \frac{\partial p}{\partial z} &= \frac{\dot{y}^2}{2} = \eta \cdot w + \dot{y} \cdot f_2(x, z) + g_2(x, z) \end{aligned} \quad (8)$$

Funkcije $f_1(x, z)$; $f_2(x, z)$; $g_1(x, z)$; $g_2(x, z)$ mogu da se odredе iz graničnih uslova, s obzirom na pretpostavku da



Sl. 1. Matematički model poroznog kliznog ležišta
 Mathematical model of porous sliding bearing
 Математическая модель пористого подшипника скольжения

čaura ležišta miruje, a da se rukavac obrće tako da mu je obimna brzina U . Granični uslovi prema (3) glase:

$$\begin{aligned} u(x, 0, z) &= 0 & u(x, h, z) &= U \\ w(x, 0, z) &= 0 & w(x, h, z) &= 0 \end{aligned} \quad (9)$$

gde je $h = f(x)$ debljina sloja maziva. Jednačine (8) sada se mogu pisati kao:

$$\begin{aligned} u &= \frac{1}{2\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot (\dot{y}^2 - \dot{y} \cdot h) + U \cdot \frac{\dot{y}}{h} \\ w &= \frac{1}{2\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \cdot (\dot{y}^2 - \dot{y} \cdot h) \end{aligned} \quad (10)$$

Za mazivo kao nestišljiv fluid može da se napiše jednačina kontinuiteta u sledećem obliku:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (11)$$

Ako navedenu jednačinu (11) pomnožimo sa $d\dot{y}$ i izvršimo integraciju po y biće:

$$\int_0^h \frac{\partial u}{\partial x} \cdot d\dot{y} + \int_0^h \frac{\partial v}{\partial y} \cdot d\dot{y} + \int_0^h \frac{\partial w}{\partial z} \cdot d\dot{y} = 0 \quad (12)$$

odnosno:

$$\frac{\partial}{\partial x} \int_0^h u \cdot d\dot{y} + \frac{\partial}{\partial z} \int_0^h w \cdot d\dot{y} = U \cdot \frac{\partial h}{\partial x} + v_o - v_h \quad (13)$$

ovde su v_o i v_h komponente brzine strujanja maziva na unutrašnjoj površini čaure i spoljašnjoj površini rukavca u pravcu \dot{y} .

Posle integracije jednačine (13), uz korišćenje jednačina (10) dobija se:

$$\begin{aligned} \frac{1}{12\eta} \cdot \frac{\partial}{\partial x} (h^3 \frac{\partial p}{\partial x}) + \frac{1}{12\eta} \cdot \frac{\partial}{\partial z} (h^3 \frac{\partial p}{\partial z}) &= \\ = -\frac{U}{2} \cdot \frac{\partial h}{\partial x} + v_o - v_h & \end{aligned} \quad (14)$$

S obzirom da rukavac ležišta nije porozan, brzina strujanja maziva na njegovoj spoljnoj površini bice:

$$v_h = U \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \quad (15)$$

Ako se prepostavi da je materijal porognog ležišta homogen i izotropan, a da je strujanje maziva laminarno onda se pomoću Darsijevog zakona za brzinu strujanja kroz porozni materijal prema [4] može odrediti komponenta brzine v_o :

$$q = -\frac{\Phi}{\eta} \cdot \nabla p^* \quad (16)$$

ovde je : q - protok fluida (brzina filtriranja)

Φ - propustljivost porognog materijala

p^* - pritisak u poroznom materijalu

Na površini dodira maziva i čaure ležišta ($y = H$) može se uzeti $v_o = q_y$ gde je H debljina porozne čaure prema šlici 1. pa dakle sledi:

$$v_o = q_y = -\frac{\Phi}{\eta} \cdot \left(\frac{\partial p^*}{\partial y} \right)_{y=H} \quad (17)$$

Ako se jednačine (15) i (17) zamene u (14) dobija se modifikovana Rejnoldsova jednačina u obliku:

$$\begin{aligned} \frac{1}{12\eta} \cdot \frac{\partial}{\partial x} (h^3 \frac{\partial p}{\partial x}) + \frac{1}{12\eta} \cdot \frac{\partial}{\partial z} (h^3 \frac{\partial p}{\partial z}) &= \\ = -\frac{U}{2} \cdot \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\Phi}{\eta} \cdot \left(\frac{\partial p^*}{\partial y} \right)_{y=H} & \end{aligned} \quad (18)$$

Prema [3] a s obzirom na Ocvirkovo uprošćenje, uz pretpostavku da se radi o beskonačno kratkom ležištu $b < < 2r$ pa je $\frac{\partial p}{\partial x} \ll \frac{\partial p}{\partial z}$, sledi završni oblik Rejnoldsove parcijalne diferencijalne jednačine za kratko porozno klizno ležište:

$$\frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{U}{2} \cdot \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\Phi}{\eta} \cdot \left(\frac{\partial p^*}{\partial y} \right)_{y=H} \quad (19)$$

3. ZAKLJUČAK

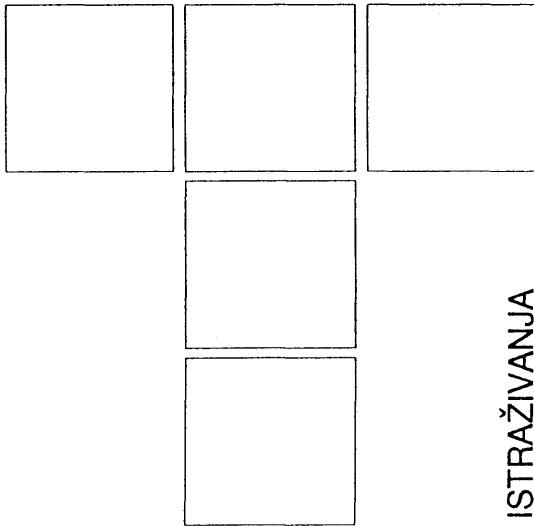
Izvedeni oblik Rejnoldsove jednačine (19), kao što je rečeno, predstavlja polaznu osnovu za proučavanje kratkih poroznih radikalnih kliznih ležišta jer se njenim numeričkim rešavanjem mogu razmatrati kako uslovi nošenja tako i vrednosti koficijenta trenja klizanja.

Namera autora je bila da se ovim radom, a i daljom saradnjom, dopriene razvoju teorijskih istraživanja iz ove oblasti u našoj zemlji. Rezultate dobijene ovim istraživanjima, uz korišćenje iskustava teorijskih istraživanja u svetu, potrebno je naravno i verifikovati eksperimentima, tj. analizom ponašanja ležišta u eksplataciji, za čega i kod nas poslednjih godina postoje velike mogućnosti. Ovo bi bilo od velikog značaja za domaću industriju, naročito proizvođače sinterovanih kliznih ležišta radi kompletnijeg sagledavanja kvaliteta njihovih proizvoda u odnosu na vodeće u svetu.

LITERATURA

- [1.] R. AŠKOVIĆ, *Osnovi hidraulike i pneumatike*, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, 1978.
- [2.] G. HAJDIN, *Mehanika fluida*, Građevinska knjiga, Beograd, 1983.
- [3.] W. T. ROULEAU, *Hydrodynamic lubrication of narrow press-fitted porous metal bearings*, Journal of Basic Engineering, march 1963, 123-128
- [4.] P. R. K. MURTI, *Hydrodynamic lubrication of short porous bearings*, Wear, 19 (1972), 113-115

*R. JEČMENICA, V. DROBNJAK, R. ĆIRIĆ,
D. GOLUBOVIĆ, M. MILOŠEVIĆ*



ISTRAŽIVANJA

Tehno-ekonomkska analiza opravdanosti primene tehnologije zavarivanja pri proizvodnji zavojnih burgija

1. UVOD

U procesima proizvodnje zavojnih burgija danas su u primeni različite tehnologije. Najzastupljenije su tri tehnologije: **glodanjem, brušenjem i valjanjem**. Koja će tehnologija biti primenjena uglavnom zavisi od vrste brzoreznih čelika koji su trenutno u opticaju i ekonomskih ograničenja koja postavljaju kupci alata. Upravljanjem kvaliteta i cena zavojnih burgija dobijenih po ovim trima tehnologijama, uočavaju se znatne razlike.

U ovom radu analiziraćemo samo uticaj tehnologije zavarivanja, koja se može pojaviti u nekim slučajevima proizvodnje zavojnih burgija, na tehno ekonomске pokazatelje opravdanosti njene primene.

Tehnologija izrade reznih alata, zavarivanjem trenjem (ZT), u Fabrići rezognog alata u Čačku, gde je i proizvedena prva mašina za ZT, stara je preko tri decenije. Toliko je otprilike stara i primena ove tehnologije u domaćoj proizvodnji reznih alata. Ovom tehnologijom moguće je, zavisno od vrste alata i postupka njegove izrade, uštedeti znatne količine brzoreznih čelika, zameniti ih sa čelicima za poboljšanje koji su i do 15 puta jeftiniji od brzoreznih. Ovaj pokazatelj je posebno intresantan ako se ima u vidu da se samo u FRA godišnje proizvede preko 60 000 000 komada reznih alata i utroši preko 5 000 tona uvoznog i deficitarnog brzoreznog čelika.

Bez obzira na relativno dugu tradiciju u primeni ovih tehnologija u uslovima domaće proizvodnje reznih alata, može se konstatovati da ona još nije u zadovoljavajućoj

meri zastupljena, pogotovo kod kraćih reznih alata, specijalnih alata, alata manjih dimenzija i alata kod kojih se rezni deo formira topлом plastičnom deformacijom.

Neke od ovih vrsta alata proizvode se masovno i dugo-ročno. Treba ovom prilikom naglasiti, respektujući napred iznete činjenice, da zbog složenijeg oblika ovih vrsta alata, sve manjeg rastojanja zavarenog spoja od rezognog dela alata, izrade ove vrste alata na visokoproduktivnim i specijalizovanim mašinama, primene novih vrsta osnovnih materijala i stalnog trenda pooštavanja zahteva u pogledu uštede materijala i kvaliteta alata, sve je izraženija potreba za optimizacijom tehnologije zavarivanja trenjem (ZT).

Zavarivanje trenjem je moguće primeniti za zavarivanje danas velikog broja korišćenih materijala ne samo u proizvodnji reznih alata već i šire. Primena ove tehnologije u uslovima domaće proizvodnje znatno zaostaje u odnosu na svetske trendove. Iako je akcenat ovog rada na tehno-ekonomskim aspektima opravdanosti primene ove tehnologije kod proizvodnje zavojnih burgija, neke napomene vezane za kvalitet alata dobijenih zavarivanjem trenjem moramo naglasiti. Naime, u teorijskoj analizi ponašanja osnovnih materijala (OM), brzoreznog čelika Č.7680 i ugljeničnog čelika za poboljšanje Č.1730 pri zavarivanju trenjem potrebno je poći od opšte prihvremenih stavova o ponašanju ovih materijala pri termičkoj obradi i plastičnoj deformaciji sa zaključnim definisanjem njihovog ponašanja pri zavarivanju trenjem. Kako pojava **pukotina** (prslina) i **krtog loma** neposredno uz spoj na delu od Č.7680 predstavlja najčešću i najtežu grešku, to je neophodna i veoma detaljana analiza uzroka ovih pojava kao i njihova eliminacija ili pak svođenje na minimalno moguće razmere.

*R. Ječmenica, D. Golubović, Tehnički fakultet Čačak,
V. Drobniak, R. Ćirić, M. Milošević, FRA Čačak*

Dalje, pitanje kriterijuma izbora optimalnih režima zavarivanja trenjem brzoreznih čelika sa čelicima za poboljšanje, pa i Č.7680 sa Č.1730, je i danas veoma aktuelno. Zbog mogućnosti bržeg dobijanja pouzdanih informacija, upotrebljivih u proizvodnji reznih alata, ispitivanja metodama sa i bez razaranja se uglavnom izvode na uzorcima u zavarenom stanju i posle žarenja. Među korišćenim metodama metalografska ispitivanja imaju veoma značajnu težinu. Raspoloživi literaturni i drugi pokazatelji o metalografskoj karakterizaciji trenjem zavarenih spojeva ovih čelika su nesistematisovani, nedovoljni i nepouzdani, pa ovo iziskuje potrebu za definisanjem oblika grešaka koje se mogu pratiti metalografskim postupcima i određivanjem kriterijuma za metalografsko ispitivanje.

Merenje termičkog ciklusa i analiza karaktera plastične deformacije Č.7680 i Č.1730 u oblasti zavarenog spoja pružaju mogućnosti za regulaciju procesa još u toku zavarivanja trenjem i određivanje veze ovih veličina sa parametrima procesa i osobinama zavarenog spoja. Oblik termičkog ciklusa utiče na osobine zone uticaja topote i sklonost Č.7680 ka pojavi pukotina (prslina). Karakter tečenja materijala utiče na istiskivanje nepoželjnih faza iz spoja, kao i na raspored i oblik karbidne faze. Proučavanje ovih uticaja omogućilo bi potpuniju i korektniju kontrolu procesa zavarivanja trenjem.

Topla plastična deformacija metala pri proizvodnji reznih alata omogućava postizanje značajne uštede na troškovima brzoreznih čelika i povećanja proizvodnosti. Potrebno je ustanoviti uticaj iste na osobine zavarenog spoja kao i ispitati mogućnosti izrade reznih alata sa zavarenim spojem na spiralnom - zavojnom delu toploplastičnom deformacijom.

2. OSNOVNE KARAKTERISTIKE ZAVARIVANJA TRENJEM

Zavarivanje trenjem je postupak zavarivanja pritiskom pri kome se spoj ostvaruje plastičnom deformacijom trenjem zagrejanih dodirnih površina osnovnih materijala. Zagrevanje pri ovoj vrsti varenja vrši se preobraženom mehaničkom energijom, od snage potrebne da bi se savladao torzioni moment sila trenja, u toplostnu energiju. Po svojoj prirodi zagrevanje trenjem je neravnomerno po poprečnom preseku pa se u ovim operacijama mora posvetiti znatna pažnja ovome problemu.

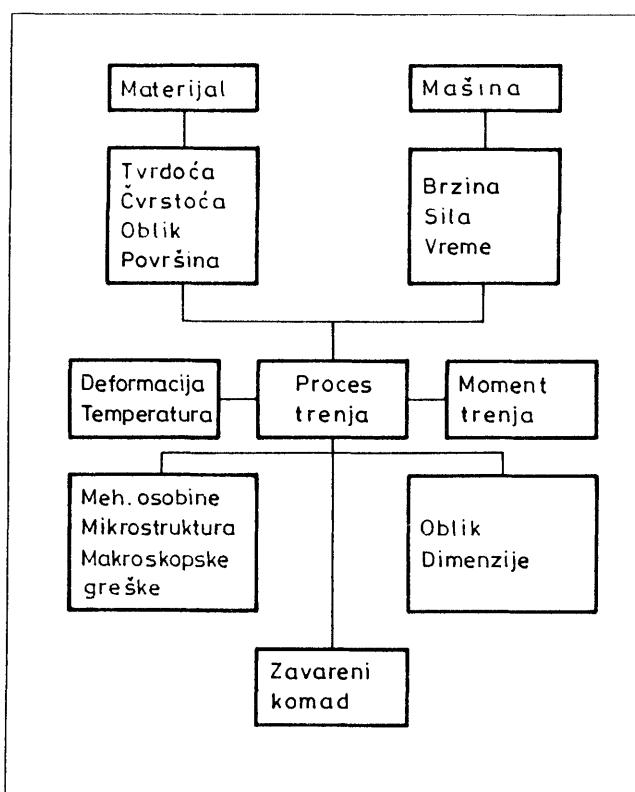
Najjednostavniji slučaj zavarivanja trenjem je čeno zavarivanje okruglih delova punog ili prstenastog poprečnog preseka, ali se u principu mogu variti i profili znatno složenijih preseka. U procesu zavarivanja obično se okreće jedan deo, moguće je i oba ali je to ređe, pri čemu u toku procesa obrtanja na njih deluju aksijalne sile istih pravaca a suprotnih smerova, (vidi sliku 3).

U odnosu na druge postupke zavarivanja, ovaj postupak ima niz prednosti pored ostalog i zbog odsustva tečne faze i zagrevanja samo malog dela zapremine zavarivanih delova.

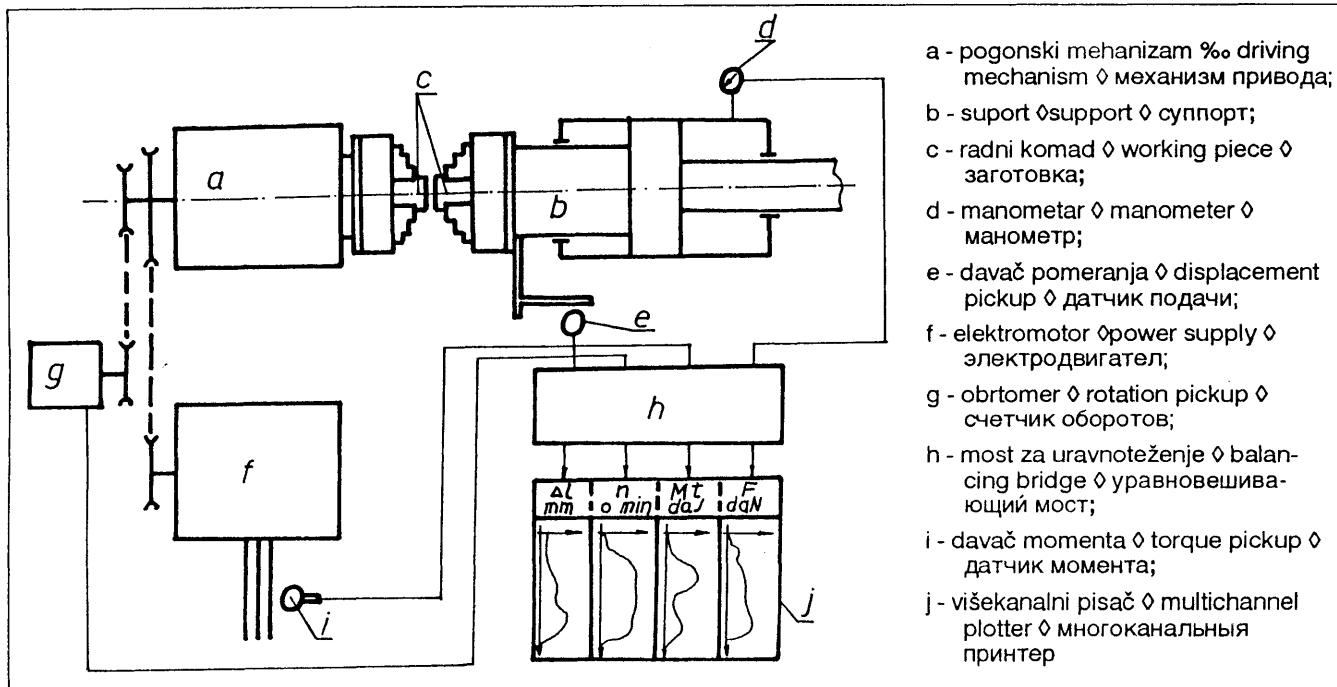
Zavarivanje trenjem, u principu, može se obaviti u nekoliko varijanti:

- **zavarivanje sa kontinualnim pogonom**, gde se toplostna energija generiše u zoni trenja obrtanjem jednog ili pak oba zavarivana dela, posle čega se obrtanje prekida a delovi izlazu delovanju aksijalnih sila sučeljavanja. Osnovni parametri procesa su: *obimna brzina* v zavarivanih komada, pritisak trenja P_t , vreme trenje T_t , pritisak sabijanja P_s i vreme sabijanja T_s .
- **inerciono zavarivanje**, gde se rotirajući delovi mašine sa uzorkom pre početka trenja ubrzaju do nekog kritičnog broja obrtaja i u toku trenja predaju energiju zavarivanim delovima. Osnovni parametri pri ovoj vrsti varenja su: početni broj obrtaja n , masa rotirajućih delova M , pritisak sabijanja P_s i vreme delovanja pritisaka saabijanja T_s .
- **kombinovano zavarivanje trenjem** predstavlja kombinaciju prethodna dva zavarivanja i može se izvesti u niz varijanti. Osnovni parametri ovog procesa su: broj obrtaja n , pritisak trenja P_t , vreme trenja T_t , vreme kočenja T_k , pritisak sabijanja P_s i vreme sabijanja T_s .

Regulacija procesa zavarivanja trenjem obavlja se preko parametara vezanih za performanse mašine, osobina materijala koji se zavaruju, promenljivih veličina koje prate ovaj proces i kontrolom zavarenih spojeva videti sledeću shemu:



Sl. 1 Shematski prikaz uticajnih parametara na proces zavarivanja trenjem
Influential parameters for friction welding process
Параметры, влияющие на процесс сваривания трением



Sl. 2 Shema jednog obradnog sistema za zavarivanje
Machining system for friction welding
Обрабатываючая система для сварки трением

Brojne vrednosti navedenih parametara uglavnom i najvećim procentom zavise od prirode osnovnih materijala, oblika i kvaliteta površina po kojima se vrši spajanje delova i na kraju od tehničkih karakteristika uređaja na kome se navedeno zavarivanje vrši.

Obimna brzina v, izražava se preko brojeva obrtaja zavarivanih predmeta i treba da se kreće u granicama

$$v = \pi \cdot d \cdot n = (1.2 - 6.0) \text{ [m/min]} \quad (1)$$

gde je : d [mm] srednji prečnik zavarivanih delova, n [ob/min] broj obrtaja zavarivanih delova

U slučaju zavarivanja ugljeničnih i legiranih čelika, što je upravo slučaj pri proizvodnji reznih alata, ova vrednost treba da je oko $3 \cdot 10^4$ o/min.

Aksijalna brzina v_a, treba da se kreće u granicama 1.5 do 2 [m/s].

Pritisak trenja P_t treba da se kreće u granicama od 10 do 200 [N/mm²].

Vreme trenja, koje je pored pritiska trenja jedan od veoma uticajnih parametara na kvalitet zavarenih spojeva u kome se generiše veoma velika količina toplote, kreće se u granicama 1 do 50 [sek].

Vreme sabijanja T_s, obično iznosi 2 do 3 [sek] mada je kod zavarivanja konstruktivnih čelika sa legiranim alatnim čelicima sa velikim sadržajem ugljenika, wolframa, molibdena i kobalata ovo vreme nešto duže.

Toplotna energija Q, generisana u procesu trenja, računa se na osnovu sledećeg empirijskog obrasca:

$$Q = \frac{2 \cdot p \cdot n \cdot d \cdot \mu \cdot t}{1281.60} \quad (2)$$

- a - pogonski mehanizam %o driving mechanism ◊ механизма привода;
- b - suport ◊ support ◊ суппорт;
- c - radni komad ◊ working piece ◊ заготовка;
- d - manometar ◊ manometer ◊ манометр;
- e - davač pomeranja ◊ displacement pickup ◊ датчик подачи;
- f - elektromotor ◊ power supply ◊ электродвигатель;
- g - obrtomer ◊ rotation pickup ◊ счетчик оборотов;
- h - most za uravnoveženje ◊ balancing bridge ◊ уравновешивающий мост;
- i - davač momenta ◊ torque pickup ◊ датчик момента;
- j - višekanalni pisač ◊ multichannel plotter ◊ многоканальный принтер

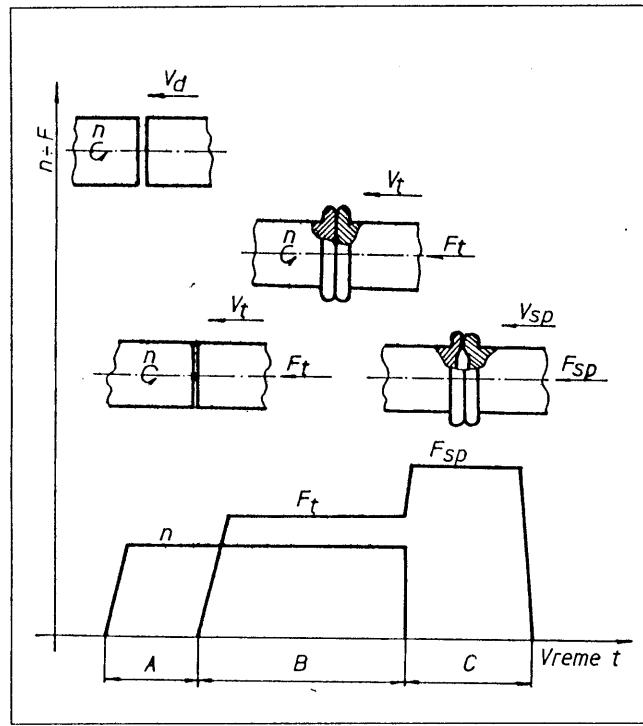
gde je: p [N/mm] - srednji aksijalni pritisak,
n [o/min] - broj obrtaja varenih elemenata,
d [mm] - srednji prečnik varenih elemenata,
 μ - koeficijent trenja,
t [s] - vreme trajanja procesa varenja

Da podvučemo još jednom, zavarivanje trenjem spada u grupu zavarivanja pod pritiskom pri čemu su osnovni materijali, materijali koji se spajaju, u čvrstom stanju. Metali koji su dovoljno plastični, kao naprimjer što su Al, Cu, Si, ..., zavaruju se na hladno, dok se kod drugih materijala plastičnost veštački povećava zagrevanjem kontaktnih površina na temperaturu koja je niža od temperatura topljenja. Mehanička energija se delimično transformiše u toplotnu, što uzrokuje smanjenje energetskih gubitaka, a pored toga energija je lokalizovana na uske zone odnosno površine koje se spajaju.

2.1 Obradni sistem i tehnološki proces zavarivanja trenjem

Na slici 2. prikazan je jedan obradni sistem za zavarivanje trenjem, koji nećemo posebno komentaristati.

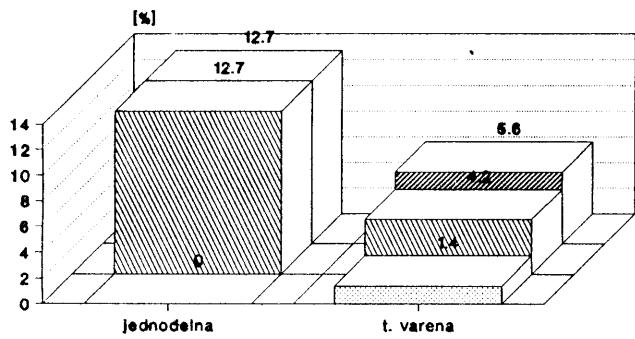
Elementi koji se zavaruju postavljaju se u čeljusti obradnog sistema. Jedan od elemenata počinje da se okreće dok se drugi aksijalnom silom F_t pritiska uz njega. Zbog sila trenja čela elemenata se brzo zagreju do stanja plastičnosti. Posle vremena trenja T_t , obrtanje se zaustavlja i dodatnom silom F_{sp} , u toku vremena sabijanja T_p , elementi se čvrsto spoje. Tok tehnološkog procesa zavarivanja sa parametrima koji ga definišu prikazan je na shemi broj 3.



Sl. 3 Shema toka tehnološkog procesa zavarivanja trenjem
Technological process of friction welding
Технологический процесс сварки трением

3. TEHNO-EKONOMSKA ANALIZA PRIMENE VARENJA TRENJEM

TROŠKOVI MATERIJALA U CENI ALATA za burgiju $\varnothing 15$

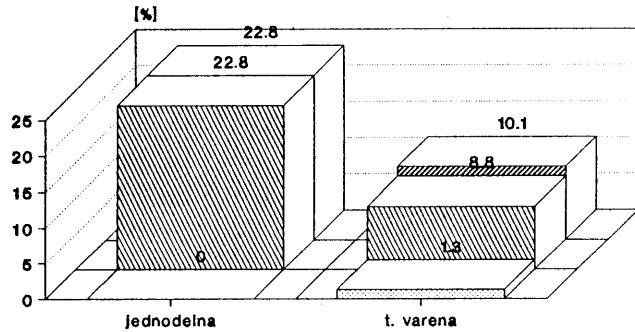


Troškovi materijala u ceni alata za burgiju $d=15 \text{ mm}$
Material costs in tool price for drill $d = 15 \text{ mm}$
Расходы материала в стоимости инструмента для сверла $d=15 \text{ мм}$

4. ZAKLJUČAK

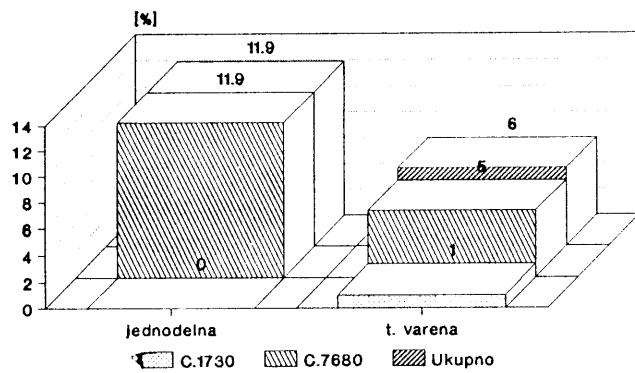
- ▶ Proces spajanja metala korišćenjem topote nastale trenjem je znatno ekonomičniji od ostalih procesa zavarivanja,
- ▶ Zavarivanje trenjem se obavlja sa relativno malim utrošcima električne energije, vreme zagrevanja je veoma kratko, retko prelazi 40 sek po zahvatu,

TROŠKOVI MATERIJALA U CENI ALATA za burgiju $\varnothing 100$



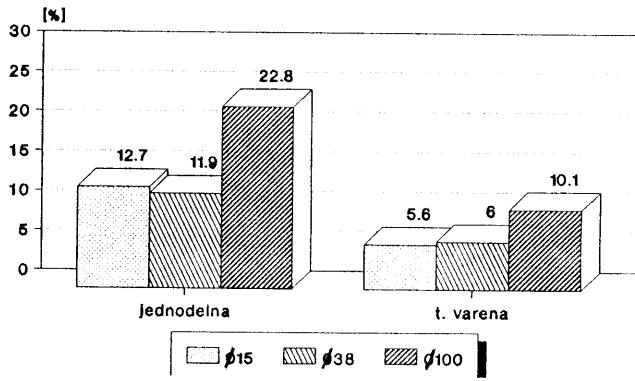
Troškovi materijala u ceni alata za burgiju $d=100 \text{ mm}$
Material costs in tool price for drill $d = 100 \text{ mm}$
Расходы материала в стоимости инструмента для сверла $d=100 \text{ мм}$

TROŠKOVI MATERIJALA U CENI ALATA za burgiju $\varnothing 38$



Troškovi materijala u ceni alata za burgiju $d=38 \text{ mm}$
Material costs in tool price for drill $d = 38 \text{ mm}$
Расходы материала в стоимости инструмента для сверла $d=38 \text{ мм}$

TROŠKOVI MATERIJALA U CENI ALATA burgije



Troškovi materijala u ceni alata za burgije
Material costs in tool price for drills
Расходы материала в стоимости инструмента для сверла

- ▶ Mehanička i druga svojstva zavarenih spojeva ne razlikuju se od svojstava osnovnih materijala,
- ▶ Proces spajanja se izvodi sa malim tehnološkim dodacima za mehaničku obradu, što je veoma bitan pokaza-

- telj imajući u vidu da se kod proizvodnje reznih alata radi o masovnoj ili velikoserijskoj proizvodnji,
- Mašine za varenje trenjem ne zahtevaju visokokvalifikovanu radnu snagu, a priprema i eksploracija ovih obradnih sistema su relativno proste

Ako se respektuju svi napred izneti pokazatelji i napomene učinjene u vezi sa brzoreznim čelicima kao generalni zaključak može se izvesti da se ovoj tehnologiji proizvodnje reznih alata mora posvetiti znatno veća pažnja kako u pogledu širenja spektra njene primene tako i rada na razvoju i daljem unapređenju iste. Tehno-ekonomski pokazatelji, koji su ovde samo naznačeni, to nedvosmisleno potvrđuju.

LITERATURA

- [1.] VILJ V. I.: **Svarka metalov trenjem**, Mašinostroenie, Moskva, 1970,
- [2.] A. N. DOBROVIDOV: **K voprosu o vibore optimaljnih režimov svarki trenjem bistrorežuće stali**, R6M5, SP 3/1975.
- [3.] ĆIRIĆ R.: **Prilog analizi osobina trenjem zavarenih spojeva Č.7680 sa Č.1730**, Mag. rad, TMF, Beograd, 1986.
- [4.] JEČMENICA R.: **Tribološke karakteristike zavojnih burgija dobijenih različiti tehnologijama izrade**, Mag. rad, Mašinski Fakultet Kragujevac, 1980.
- [5.] JEČMENICA R.: **Prilog razvoju modela za tehnoekonomske analize efektivnosti proizvodnih sistema mašinogradnje**, Doktorska disertacija, TF, Cačak, 1986.
- [6.] DROBNJAK V.: **Toplotne pojave pri brušenju spiralnih burgija iz punog**, Doktorska disertacija, Fakulteta za strojništvo, Ljubljana, 1984.

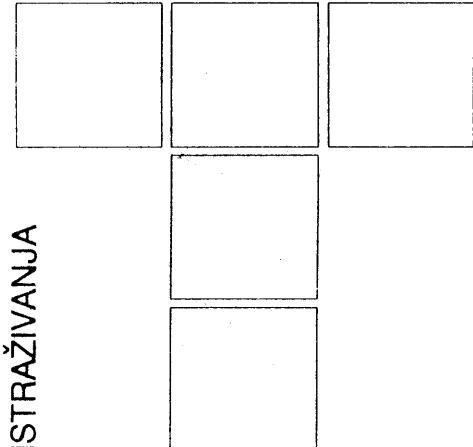
Techno-economic Analysis of Justification for Application of Friction Welding in Manufacturing of Spiral Drills

Today different technologies are applied in spiral drills production processes. The most common are three tecnologies: milling, grinding and rolling. Which one is to be applied depends, to a great extent, on the type of available highspeed steels and economic limitations imposed by the customers. In comparing the quality and prices of spiral drills obtained by these three technologies, considerable differences are observed.

We shall analyze only the effect of welding technology, applied only in some cases of spiral drills production, on techno-economic indicators of its justified application.

Техноэкономический анализ целесообразности применения технологии сварки при изготовлении спиральных свёрл

Внастоящее время при изготавлении спиральных свёрл применяются различные технологические способы, среди которых наиболее частыми являются фрезерование, шлифование и накатывание. Какой из них будет применяться преимущественно зависит от типа имеющихся биссторежущих требований, предъявляемых заказчиками. Сравнение качества и себестоимости полученных таким образом свёрл обнаруживает явные различия. В настоящей работе анализируются близкие технологии сварки, применяемой лишь в некоторых процессах изготавлениявинтовых свёрл, на техноэкономические показатели целенаправленности её применения.



R. MITROVIĆ

Istraživanje uticaja radijalnog zazora na graničnu učestalost obrtanja kotrljajnih ležaja koji se podmazuju plastičnim mazivom

1. UVOD

Potreba za različitim tipovima kotrljajnih ležaja sa razvojem mašinske tehnike dolazi sve više do izražaja, tim pre što se poslednjih nekoliko decenija unutrašnja konstrukcija ležaja nije značajnije menjala, a zahtevi za ležajima koji se obrću velikim učestanostima obrtanja sve su veći. To povećanje se ne odnosi samo na specijalne ležaje za mehaničke prenosnike u avioindustriji i proizvodnji alatnih mašina, nego i na obične - standardne.

Poznato je da i u slučaju veoma povoljnih radnih uslova nije moguće neograničeno povećavati učestanost obrtanja kotrljajnih ležaja. Povećanjem učestanosti obrtanja, povećavaju se i centrifugalne sile koje dodatno opterećuju delove kotrljajnih ležaja, otpori trenja, netačnost kretanja - vibracije i dr. Energija koja se u ležaju troši na savlađivanje otpora trenja između kotrljajnih tela i staza kotrljanja, kotrljajnog tela i kaveza i hidrodinamičkih otpora maziva, pretvara se u toplotu koja prouzrokuje zagrevanje ležaja i uležištenja. Količina toplote proizvedena u ležaju proporcionalna je energiji koja se troši na savlađivanje otpora trenja.

Uloga maziva kod ležaja sastoji se kako u smanjenju gubitaka energije usled trenja, tako i u odvođenju proizvedene toplote sa spregnutih površina. Za podmazivanje kotrljajnih ležaja najviše se koriste tečna i plastična maziva. Uticaj plastičnih maziva na radnu sposobnost kotrljajnih ležaja pri velikim učestanostima obrtanja

nedovoljno je istražen. Posebno je važno da se utvrde uticaji veličine opterećenja, količine i vrste maziva, radijalnog zazora i temperaturske stabilizacije na radnu sposobnost ležaja pri velikim učestanostima obrtanja. Kvantitativno vrednovanje uticaja pojedinih konstruktivnih i triboloških parametara na radnu sposobnost kotrljajnog ležaja pri velikim učestanostima obrtanja pre svega je važno za optimalno iskorišćenje osobina ležaja u obrtnim sklopovima mašina i uređaja i u istraživačkom radu na razvoju unutrašnje konstrukcije ležaja u cilju postizanja boljih eksploatacionih karakteristika.

2. GRANIČNA UČESTANOST OBRTANJA KOTRLJAJNIH LEŽAJA

Vodeći svetski proizvođači ležaja ne daju informacije o tome kako određuju karakteristike brzohodnosti. U svojim katalozima daju orientacione vrednosti maksimalne dozvoljene učestanosti obrtanja, dopunjene preporukama o radnim uslovima pri kojim ležaji mogu pouzdano da rade. Terminologija koja se koristi u ovoj oblasti u različitim izvorima je vrlo neujednačena. Koriste se na primer termin dozvoljena učestanost obrtanja, maksimalna dozvoljena učestanost obrtanja, granična učestanost obrtanja. Ovi termini ili uopšte nisu definisani ili su prezentirani dosta neprecizno pa njihovo značenje u velikoj meri zavisi od intuitivnog shvatanja. Opštevažeće za sve proizvođače je da se najveća učestanost obrtanja može dostići samo pri malim opterećenjima i dobrom podmazivanju odnosno hlađenju.

Dr Radivoje Mitrović, docent, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu

U cilju preciznijeg definisanja graničnih stanja brzohodnosti kotrljajnih ležaja koji se podmazuju uljem, prof. Bošaček sa VUT - Brno [1] predložio je sledeće definicije:

Kritična učestanost obrtanja (n_{H} , n_b) kotrljajnog ležaja je ona učestanost obrtanja pri kojoj se sa određenom verovatnoćom javlja neki od slučajeva graničnog stanja odnosno otkaza ležaja

Granična učestanost obrtanja (n_M , n_m) kotrljajnog ležaja je najveća učestanost obrtanja, pri kojoj ležaj pouzdano radi sa nominalnim opterećenjem i podmazivanjem u upravljanom topotnom polju i ustaljenom radnom stanju sa 90%-tnom verovatnoćom rada bez otkaza

Osnovna učestanost obrtanja (n_Z , n_z) kotrljajnog ležaja je najveća učestanost obrtanja, pri kojoj ležaj radi sa propisanim opterećenjem i podmazivanjem u upravljanom topotnom polju i ustaljenom radnom stanju sa 95%-tnom verovatnoćom rada bez otkaza i propisanim graničnim temperaturama, vibracijama, trenjem i habanjem

Nominalna učestanost obrtanja (n_k) kotrljajnog ležaja je najveća učestanost obrtanja data od strane proizvođača, pri kojoj ležaj sa odgovarajućim stepenom sigurnosti radi bez otkaza, pod radnim uslovima koje je utvrdio proizvođač

Dozvoljena učestanost obrtanja (n_D) kotrljajnog ležaja je najveća učestanost obrtanja pri kojoj ležaj pouzdano radi u određenom uležištenju, pri datom radnom opterećenju, podmazivanju i hlađenju i definisanim topotnom polju u zahtevanom periodu vremena sa P% verovatnoćom i zahtevanim granicama temperature, vibracija i habanja

Relativna učestanost obrtanja (f) kotrljajnog ležaja je bezdimenzionalni broj, koji predstavlja odnos date i nominalne učestanosti obrtanja:

$$f_M = \frac{n_M}{n_K}; \quad f_Z = \frac{n_Z}{n_K}; \quad f_i = \frac{n_i}{n_K}; \quad \dots$$

Indeksi u oznakama za pojedine učestanosti obrtanja se odnose: velika slova na grupu ležaja, a mala na jedan ležaj.

Određivanje granične učestanosti obrtanja kotrljajnih ležaja koji se podmazuju uljem, vrši se na uređaju sa cirkulacionim podmazivanjem, pri čemu mazivo ima ulogu i rashladnog medijuma. Kada je reč o određivanju granične učestanosti obrtanja kotrljajnih ležaja koji se podmazuju plastičnim mazivom, ne može se koristiti isti način podmazivanja odnosno hlađenja uređaja, prvenstveno zbog toga što nije moguće ostvariti apsolutno zaptivanje ležaja i prodiranje ulja u slobodnu zapreminu ležaja koja se podmazuje plastičnim mazivom. Prodiranje ulja za hlađenje u ležaj napunjen plastičnim mazivom poremetilo bi regularnost ispitivanja. Zbog toga se odvo-

đenje topote sa uređaja za ispitivanje u ovom slučaju vrši prirodnom konvekcijom.

Granična učestanost obrtanja kotrljajnih ležaja zavisi od veličine i raspodele opterećenja na kotrljajna tela, energetskih gubitaka u ležaju, uslova podmazivanja, vrste i količine maziva i drugih faktora. Raspodela opterećenja na kotrljajna tela pri tome zavisi od veličine radikalnog zazora (koji je funkcija unutrašnje geometrije ležaja) i centrifugalnih sila na kotrljajnim telima čija veličina zavisi od učestanosti obrtanja. Uticaj nekih od ovih faktora može se ustanoviti teorijskom analizom, a za određene je potrebno izvršiti i eksperimentalna ispitivanja. Detaljna analiza uticaja ovih faktora na graničnu učestanost ležaja prikazana je u [4].

3. UNUTRAŠNJI RADIJALNI ZAZOR

Radikalni zazor kotrljajnog ležaja predstavlja "srednju vrednost ukupnih pomeranja koja su upravna na osu prvrta ležaja, pri čemu je jedan prsten pomerljiv, a drugi miruje" (JUS M.C3.754). Pri tome se pretpostavlja da su prečnici staza kotrljanja prstenova i kotrljajna tela, njihov oblik i položaj idealno tačni. Teorijski, radikalni zazor ležaja e može se izračunati iz izraza:

$$e = D_1 - D_2 - 2 \cdot D_K$$

gde je D_1 - prečnik staze kotrljanja spoljašnjeg prstena
 D_2 - prečnik staze kotrljanja unutrašnjeg prstena
 D_K - prečnik kuglice (slika 1).

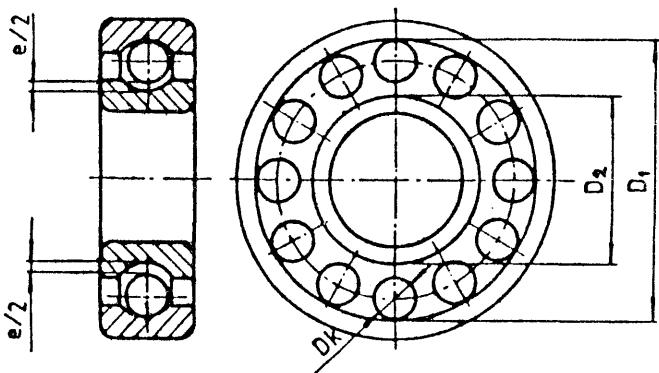
Prema ISO 5593 unutrašnji radikalni zazor ležaja definiše se kao "srednja aritmetička vrednost radikalnog rastojanja za koje se jedan prsten ili kolut može pomeriti u odnosu na drugi iz jednog krajnjeg položaja u suprotni krajnji položaj, pri različitim ugaonim položajima, bez delovanja spoljašnjeg opterećenja. Srednja vrednost uključuje u sebe i pomeranje prstenova ili kolutova u različitim ugaonim položajima, međusobno i sa garniturom kotrljajnih tela".

U zavisnosti od stanja ležaja razlikuju se tri vida unutrašnjeg radikalnog zazora: fabrikacioni, montažni i radni.

Propisivanje fabrikacionog radikalnog zazora ležaja, od koga u velikoj meri zavisi veličina radnog zazora ležaja, ima za cilj da obezbedi odgovarajuće:

- raspodelu opterećenja na kotrljajna tela ležaja;
- tačnost obrtanja (krutost) ležaja;
- nivo vibracija ležaja u toku rada;
- nivo buke ležaja u toku rada;
- gubitke trenja u ležaju i
- temperaturu ležaja.

Ako je radni radikalni zazor u ležaju mali (blizak nuli) otpori kretanju kotrljajnih tela po stazama kotrljanja biće "veliki", a time i radna temperatura ležaja. Sa aspekta pouzdanosti povoljniji je veći radikalni zazor, a sa aspekta raspodele opterećenja na kotrljajna tela radikalni zazor treba da je što manji.



Sl. 1 - Radijalni zazor kugličnog jednorednog ležaja
Radial clearance of single - line ball bearing
Радиальный зазор однорядного шарикоподшипника

Radni radikalni zazor se može odrediti iz izraza:

$$e_r = e_f \Delta e_u - \Delta e_a - \Delta e_\delta - \Delta e_c$$

gde je: e_r - radikalni zazor ležaja;

e_f - fabrikacioni zazor;

Δe_u - promena zazora u ugradnji ležaja usled preklopa između unutrašnjeg prstena i vratila, odnosno spoljašnjeg prstena i kućišta;

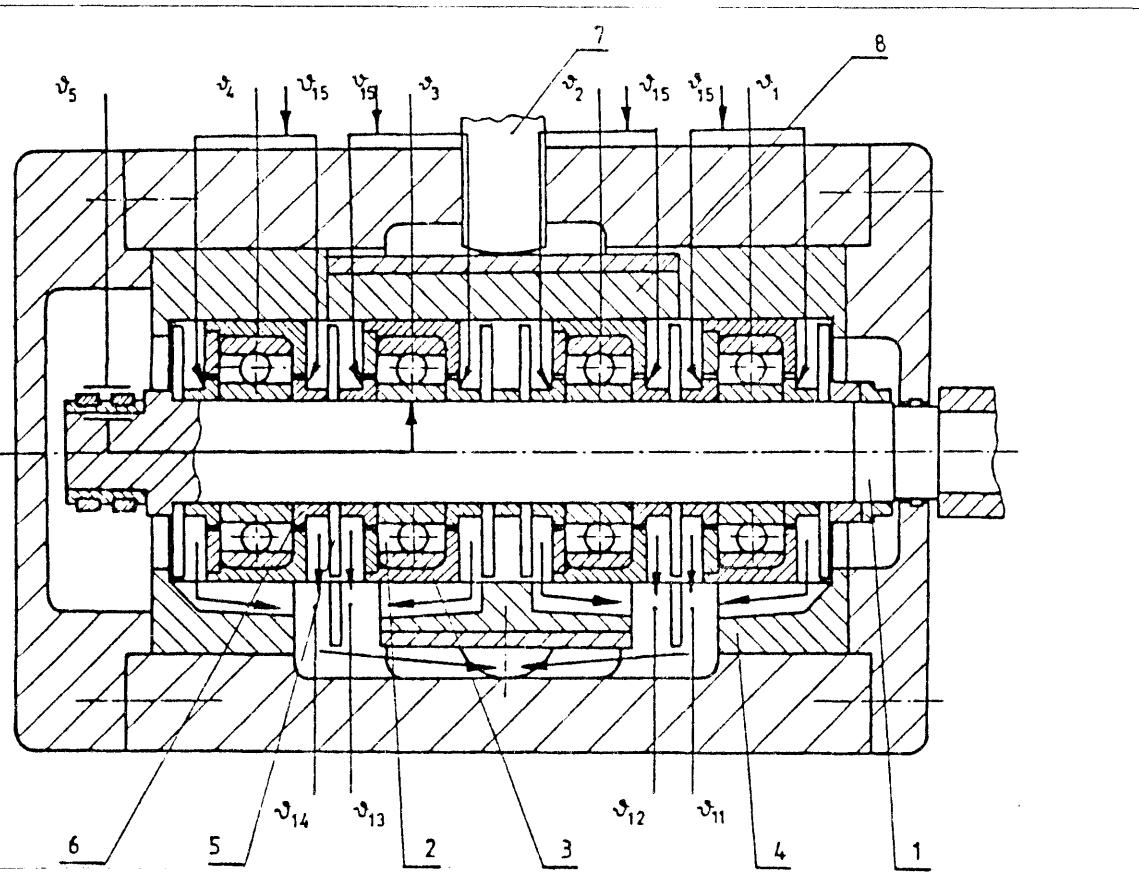
Δe_a - promena zazora usled temperaturskih dilatacija;

Δe_δ - promena zazora usled deformacija pod dejstvom spoljašnjeg opterećenja;
 Δe_c - promena zazora usled dejstva centrifugalnih sila.

4. EKSPERIMENTALNO ISTRAŽIVANJE UTICAJA RADIJALNOG ZAZORA NA GRANIČNU UČESTANOST OBRTANJA

Sva eksperimentalna ispitivanja uticaja radikalnog zazora na graničnu učestanost obrtanja kotrlajnih ležaja obavljena su na VUT - Fakulta strojni u Brnu na uređaju za određivanje granične učestanosti obrtanja kotrlajnih ležaja MFO-01. Uredaj omogućava ispitivanje četiri ležaja istovremeno. Konstrukcija sklopa vratila i kućišta prikazana je na slici 2.

Ležaji 2 montiraju se na vratilo 1 sa malim preklop. Dva srednja ležaja se nalaze u čauri 8, na koju se preko klipa 7 dovodi spoljašnje opterećenje $2F_r$. Ležaji su međusobno izolovani tekstolitnim čaurama 4 i prstenovima 5. Spoljašnji prstenovi ležaja su ugrađeni u izolacione čaure 3, a unutrašnji prstenovi naležu na izolacione čaure 6. Toplotna izolacija ispitivanih ležaja omogućava precizno praćenje temperaturskih promena u svakom od ispitivanih ležaja. Merenje temperature na unutrašnjem prstenu v_5 omogućava praćenje temperaturskih prome-



Sl. 2. Konstrukcija glave uređaja za ispitivanje kotrlajnih ležaja
Design of the head of rolling bearing testing device
Конструкция головки испытывания подшипников качения

na koje su izraženje u prelaznim režimima rada. Merenje temperature unutrašnjeg prstena vrši se samo na jednom ležaju. Na svakom od ispitivanih ležaja meri se temperatura spoljašnjeg prstena. Osim toga, moguće je meriti i vibracije na svakom od ispitivanih ležaja.

Ispitivanja su vršena pri čisto radijalnom opterećenju konstantnog pravca i intenziteta. Opterećenje se izračunava iz izraza za radni vek ležaja i za računski radni vek ležaja od 10 000 časova ono iznosi:

$$F_r = \frac{C}{(0.6 \cdot n_k)^{1/\alpha}}$$

gde je: C - dinamička nosivost ispitivanog ležaja;
 n_K - nominalna učestanost obrtanja;
 α - eksponent u jednačini radnog veka ležaja
 (α=3 za kuglične i α=10/3 za valjkaste ležaje).

Tokom ispitivanja opterećenje se ne menja. Učestanost obrtanja se menja i to tako što ispitivanje započinje sa učestanošću obrtanja koja približno odgovara 0.25n_K i traje do uspostavljanja topotne ravnoteže uležištenja i okoline. Zatim se učestanost obrtanja povećava tako da temperaturski skok ne bude suviše veliki. Ispitivanje se završava u trenutku kada radna temperatura ležaja prekorači graničnu vrednost. Tokom ispitivanja kontrolišu se temperature na svakom od ispitivanih ležaja, učestanost obrtanja i opterećenje i vrši korekcija pošto sa vremenom dolazi do pada pritiska u hidrauličkom agregatu za opterećenje.

S obzirom da su ova ispitivanja kratkotrajna jer je osnovna intencija da se geometrija ležaja tokom ispitivanja bitnije ne promeni kako bi se na istim ležajima izvršilo više ispitivanja i rezultati ispitivanja mogli uporediti, toje kao kriterijum graničnog stanja ležaja korišćena granična temperatura ležaja. Ovome u prilog ide činjenica da su svi merodavni faktori koji limitiraju rad ležaja (veličina opterećenja, radijalni zazor odnosno raspodela opterećenja na kotrljajna tela, učestanost obrtanja, vrsta i količina maziva) direktno manifestuju promenom radne temperature ležaja.

Za podmazivanje ležaja korišćeno je plastično mazivo koje proizvođači kotrljanih ležaja koriste u redovnoj proizvodnji.

5. ANALIZA REZULTATA ISPITIVANJA

Raspodela spoljašnjeg radijalnog opterećenja na kotrljajna tela ležaja je neravnomerna. Ukupno spoljašnje opterećenje sa jednog prstena na drugi prenosi se preko nekoliko od ukupno (z) kuglica, što zavisi od veličine radijalnog zazora, intenziteta opterećenja, unutrašnje geometrije ležaja i drugih faktora.

Uticaj radijalnog zazora na raspodelu opterećenja na kotrljajna tela ležaja manifestuje se tako što se sa po-

većanjem zazora smanjuje veličina opterećene zone, a intenzitet opterećenja koje prenosi najopterećenija kuglica povećava. Zbog toga je i ukupna kontaktna deformacija spregnutih delova na mestu najopterećenije kuglice veća. Tačnost obrtanja i gubici usled trenja su manji [3].

U literaturi [2] je pokazano da se sa povećanjem radijalnog zazora u ležaju nosivost smanjuje. Uticaj veličine radijalnog zazora na temperaturu ležaja pri povećanju učestanosti obrtanja detaljno je izložen u [3]. Pri eksperimentalnim ispitivanjima korišćeni su kuglični kotrljajni ležaji 6204 sa minimalnim i maksimalnim vrednostima zazora domaće proizvodnje - IKL. Podaci o ležajima dati su u tabeli 1. Za ovaj ležaj u Tehničkom katalogu PZL iz 1986. godine propisane su sledeće vrednosti zazora - tabela 2.

Tabela 1.

Ležaj br.	9	10	11	12	13	14	15	16
e / μm	8	8	9	9	27	26	27	29

Tabela 2.

	Unitrašnji radijalni zazor ležaja 6204				
	C2	normalni	C3	C4	C5
mm	μm	μm	μm	μm	μm
18-24	0-10	2-20	13-28	20-36	28-48

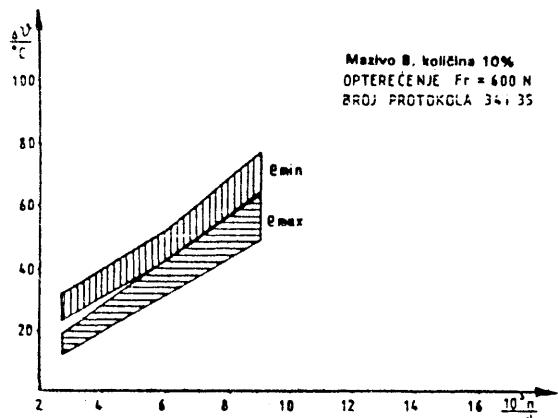
Ispitivanja su izvršena na ležajima sa minimalnim i maksimalnim vrednostima radijalnog zazora i različitim količinama plastičnog maziva. Radijalno opterećenje je isto za sva ispitivanja i iznosi 600N pri različitim učestanostima obrtanja.

Na slici 3 su prikazani uporedni rezultati merenja radne temperature ležaja u funkciji od učestanosti obrtanja i minimalne, odnosno, maksimalne vrednosti radijalnog zazora za količinu maziva u ležaju od 10% slobodne zapremine, a na slikama 4 i 5 prikazani su rezultati merenja za iste ležaje napunjene sa 20%, odnosno 30% slobodne zapremine ležaja.

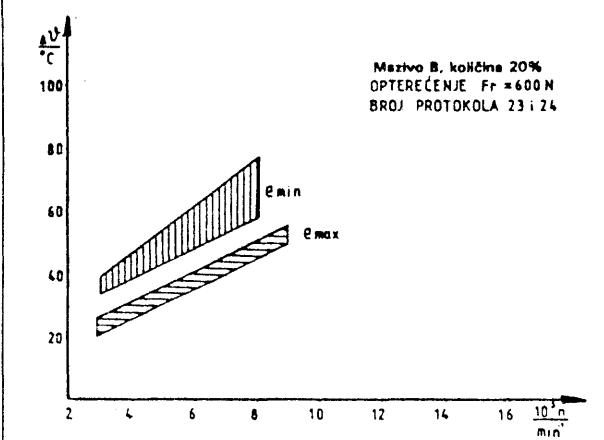
Na slici 6 su prikazani uporedni rezultati ispitivanja za ležaje sa minimalnim i maksimalnim vrednostima radijalnog zazora u funkciji od količine maziva u ležaju i učestanosti obrtanja u trodimenzionalnom pravougaonom koordinatnom sistemu.

Na osnovu dobijenih rezultata može se konstatovati sledeće:

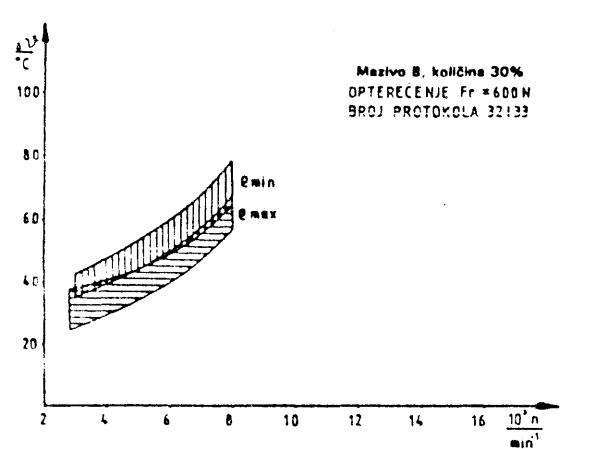
Radne temperature kotrljajnih ležaja sa minimalnim vrednostima radijalnog zazora su veće od temperatura ležaja sa maksimalnim vrednostima zazora. S obzirom da



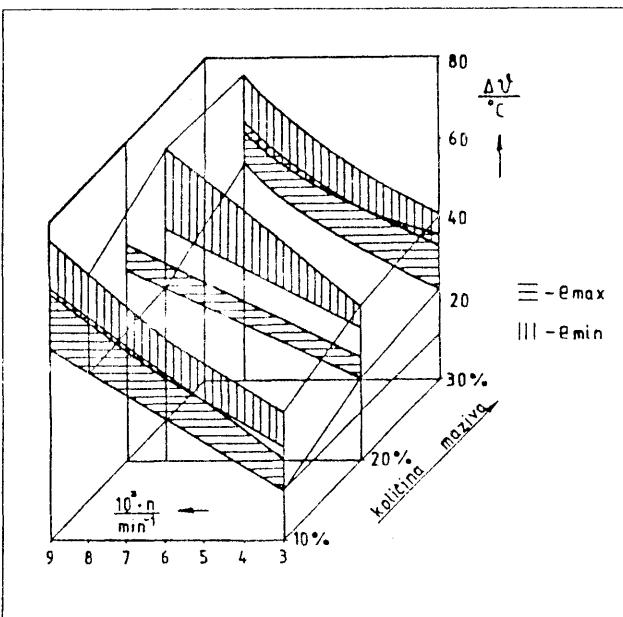
Sl. 3.
Fig. 3.
Ris. 3.



Sl. 4.
Fig. 4.
Ris. 4.



Sl. 5.
Fig. 5.
Ris. 5.



Sl. 6.
Fig. 6.
Ris. 3.

se sa povećanjem unutrašnjeg radijalnog zazora u ležaju, gubici energije potrebne za savladivanje otpora trenja u ležaju se smanjuju, to je logično da će se topotna ravnoteža pri istim uslovima odvođenja topline, kod ležaja sa većim zazorom uspostavljati na nižoj temperaturi. Uspostavljanje topotne ravnoteže za ležaje napunjene većom količinom maziva, odvija se na većoj temperaturi, pošto su tada i hidrodinamički otpori maziva veći, pa se za savladivanje ovih otpora troši veća količina energije, koja se pretvara u topotu.

6. ZAKLJUČAK

- Granična učestanost obrtanja ležaja predstavlja važnu karakteristiku za pravilan izbor ležaja. Ona zavisi od niza faktora: veličine opterećenja, vrste i količine maziva, unutrašnje geometrije, radijalnog zazora, klase tačnosti izrade delova ležaja i deformacije uležištenja.
- Sa smanjenjem unutrašnjeg radijalnog zazora povećava se radna temperatura ležaja, odnosno smanjuje granična učestanost obrtanja.
- Sa povećanjem količine maziva u ležaju povećavaju se hidrodinamički otpori maziva, kao i radna temperatura ležaja.
- O ovim činjenicama posebno treba voditi računa prilikom propisivanja, odnosno izbora veličine fabrikacionog radijalnog zazora ležaja.

LITERATURA

- [1.] BOHAČEK F.: *Analiza a hodnoceny rychobežnosti valivih ložisek*, Doctorska disertačni prace, Brno, 1979.
- [2.] KOVALIEV M. P., NARADEЦКИЙ M. Z.: *Расчет высокоточных шарикоподшипников*, Москва 1980.
- [3.] MITROVIĆ R. *Analiza uticaja elastičnih deformacija unutrašnjeg radijalnog zazora kotrljajnog kugličnog ležaja na raspodelu opterećenja na kotrljajna tela i nosivost*, Magistarska teza, Beograd, 1987.
- [4.] MITROVIĆ R.: *Istraživanje uticaja konstruktivnih i triboloških parametara kotrljajnog kugličnog ležaja na radnu sposobnost pri velikim učestanostima obrtanja*, Doktorska disertacija, Beograd, 1992.

Investigation of Influence of Radial Clearance on the Critical Speed of Rolling Bearings Lubricated With Grease

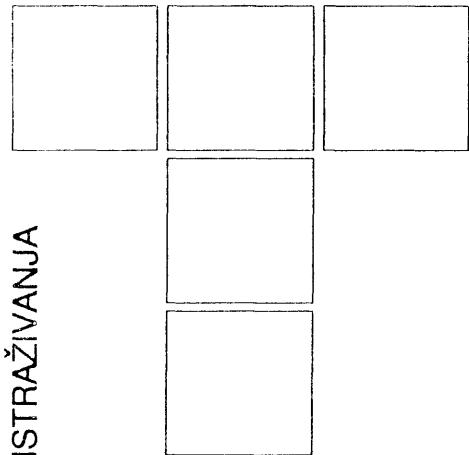
Critical speed of rolling bearings depends on many factors: loading, type and quantity of lubricant, internal geometri, radial clearance, quality grade of bearing parts fabrication, bearing deformation, etc.

The work presents result of experimental investigations carried out in order to determine the influence of radial clearance on the critical speed of ball bearings lubricated with various quantities of grease.

Исследование воздействия радиального зазора на предельную частоту вращения подшипников качения, смазываемых пластичной смазкой

Предельная частотность вращения подшипников качения зависит от ряда факторов: схемы нагрузки, вида и количества смазки, внутренней геометрии, радиального зазора, класса точности изготавления частей подшипника, деформации обоймы и др.

В настоящей работе показаны результаты экспериментальных исследований влияния радиального зазора на предельную частотность вращения шариковых подшипников качения, которые смазываются различными количествами пластичной смазки.



S. PYTKO, J. PYTKO, K. WIERZCHOLSKI

Technical Model of Human Joints - The Most Excellent Bearings

1. INTRODUCTION

The study carried out by authors [1, 8, 9, 11, 12] in which the structure and operation of articulation endoprostheses commonly used, as well as an attempt of presenting the mechanism of damaging the human articulations, has appreciably contributed to writing this paper.

In order to conceive the operation of the human articulations from the tribological viewpoint there will be presented both the structure and tribological properties of contemporary bearings - mainly of those that are commonly applied in the internal combustion engines.

If we assume in our considerations that friction processes occurring without hydrodynamic and hydrostatic lubrication takes place by the adhesion theory given by Bowden [2], hence a model of such a bearing can be presented as in Fig. 1. It is an example when the pin's motion in the bearing starts and velocity is almost zero.

It arises out of this theory that bearing material should be hard and at the same time very soft. We are not going to analyze what bearing materials have such a property, but it is known that the engineers have worked out such materials as well as bearing shells of several layers so as the features said might be satisfied. An example is a bearing material based on tin 83% - 90% with stibium and copper, called "babitt metal" (marked SnSb11Cu6) and in use for many years. In the structure of this alloy there are hard crystals in a soft matrix thus we have a possibility

of getting at good tribological properties. Considering a contemporary multilayer bush (Fig. 1b) the following parts may be distinguished:

- a shell made of hard materials - D
- a surface layer of a bearing material A, C.

In the contemporary and modern bearings made, for example, by Glasier Co [4] the bearing shell (Fig. 1b) is made of low carbon steel. It is usually a band iron on which a 0.1 - 6 mm (it depends on the sizes) slide layer made of hard bearing alloys - C is laid, and it gets coated (in mm) galvanically or creamily by a thin film - A, obtaining thus very low values of friction coefficients. Such a bearing bush is somewhat similar to the human articulations structure being a more perfect bearing - it will be referred to hereinafter.

In other cases, e.g. in toothed gears (Fig. 2b) EP oil additions may in extreme cases form a film having very low values of tangential stresses [3]. In the bearing described they were laid earlier, e.g. galvanically, and here they come up in consequence of a reaction of EP additives with the metal at higher temperatures just before seizure. There may be such solutions that this layer is got at during the bearing being in operation by adding up properly prepared copper compounds (Fig. 2a) or PTFE (polytetrafluoroethylene) into lubricating oil; those agents get deposited in the uneven niches, giving at the contact zones very low stress values.

Below some tribological problems of the human articulations have been presented. Based upon the hip joint it was proved that it is the most excellent bearing with a spherical pin operating with a motion similar to the drilling one. Among many human organs the hip joint has

Stanisław Pytko, The Technical University of Mining and Metallurgy in Cracow

Jolanta Pytko - Polonczyk, The University of Medical in Cracow

Krzysztof Wierzcholski, The Technical University in Szczecin

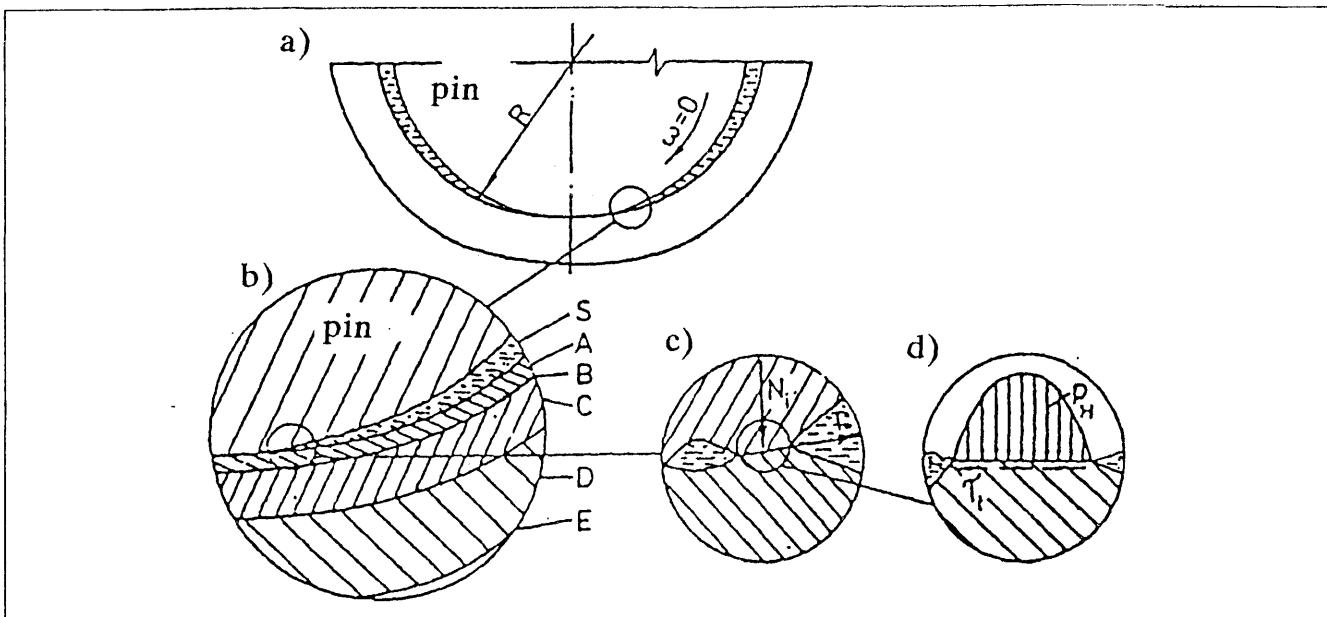


Fig. 1 Scheme of a slide bearing: S - lubricant layer, A - surface layer of very small τ_b , C - bearing alloy of thickness in mm, D - steel shell, E - protection layer.

Šema kliznog ležaja: S - podmazujući sloj, A - podmazujući sloj vrlo malog τ_b , C - ležišna legura debeline u mm, D - čelična ljuska, E - zaštitni sloj

Схема подшипника скольжения: С - слой смазки, А - поверхносийный слой очень низкого τ_b , Ц - подшипниковый сплав толщиной в мм, Д - стальная оболочка, Е - защитный слой

been recently removed and that commonly, and later replaced with an endoprosthesis.

It is stated that the operating time of endoprostheses in the human body is variable and depends on:

- the tribological and mechanical quality of the materials,
- size accuracy,
- the correctness of the operation performed,

► the adaptation of the patient's body to the endoprosthetic materials.

In the technical and medical references there are many publications about the damages of the coxa in which the causes there to are tried to be presented [1, 5, 8, 13].

Those papers quoted, as well as many different not presented have implied the idea of presentation of another viewpoint, viz. mechanics and tribology of the hip joint.

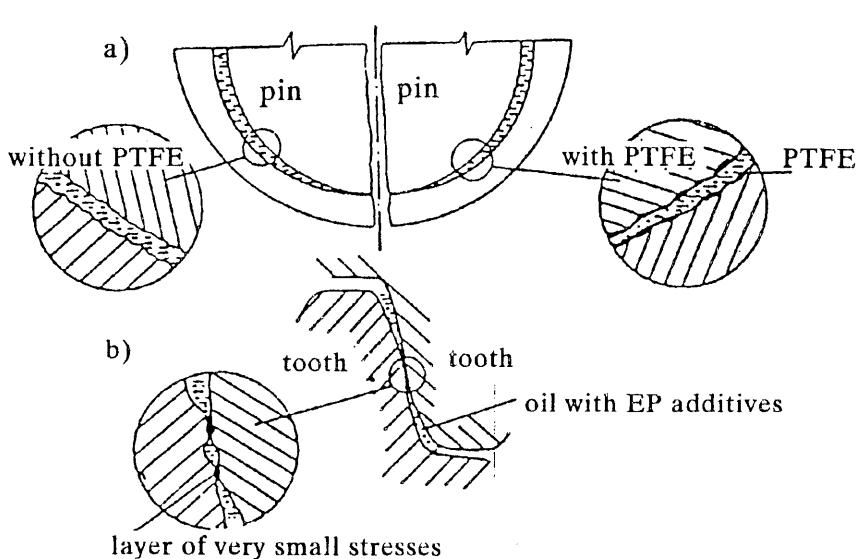


Fig. 2 Scheme of cooperating teeth of a toothed wheel and a pin with a bush:

a - cooperation of pin with bush, b - cooperation of two teeth

Šema sprezanja zubaca zupčanika i čivije sa diskom: a - sprezanje živje sa diskom, b - sprezanje dva zupca

Схема сопряжения зубьев шестерни и шайбфита с диском :

а - сопряжение шайбфита с диском, б - сопряжение двух зубьев

2. THE MEDICO - TECHNICAL ARTICULATION MODEL

In Fig. 3 there is an exemplary anatomical drawing of the coxa showing its operation [6]. From the anatomical viewpoint the coxa is a bone having a shape similar to a ball, covered with a cartilage contacting via synovia with a bone having a bowl - like hollow, also covered with a cartilage.

Everybody, who has ever examined a spherical bearing, knows how hard it is to adjust the pin to the bowl so that the contact of both the parts is as high as possible.

The coxa has such a perfect structure donated by nature that it constitutes an ideal bearing because of:

- the mating coxa capitulum (a spherical pin) and the bush having a bowl-like shape are covered with an elastic outer layer and due to this they get adjusted very easily,
- the bone adjacent to the cartilage is porous and non-uniform from the viewpoint of materials strength. (Fig 3.) [4].

Therefore, it can damp sudden loads and deformations it is practically known how well bearing vibrations are damped by a cast-iron frame having graphite inclusions corresponding to the bone's porosity:

- between the articulation capitulum there is a liquid synovia that separates the elastic layers,
- the elastic cartilage layer has a particular structure, (Fig. 4) corresponding with bearing alloys and which prevents any point contact of one cartilage with the other, even under very heavy loads.

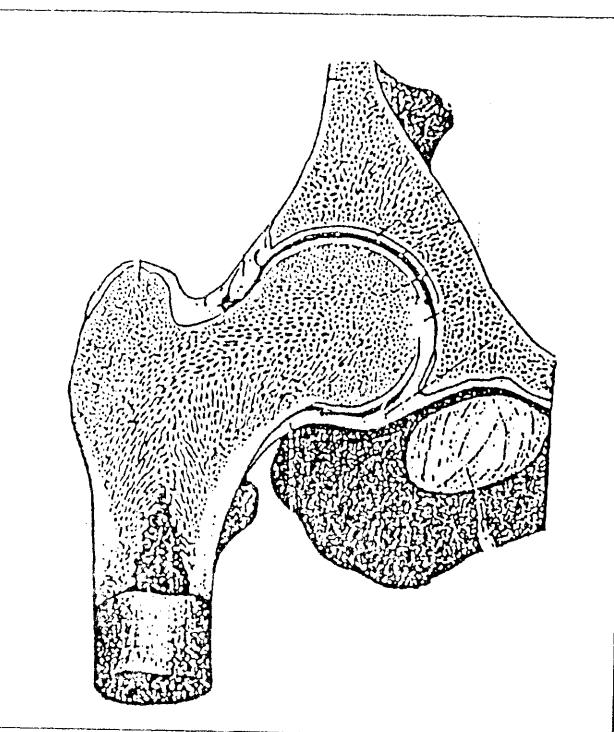


Fig.3 Anatomic a joint [6]
Anatomija zgloba
Анатомия сустава

The articulation surfaces are covered with a glassy cartilage [5] (Fig. 4). This cartilage is composed of two layers - the cartilage itself and in some articulations there is also perichondrium built of a compact and vascularized tissue. It is interesting that the cartilage consists of two parts:

- cells in the tissue (chondrocytes 1 - 10% volume) - corresponding to hard components in a bearing alloy,
- a matrix woven of slender collagen fibers - giving elasticity.

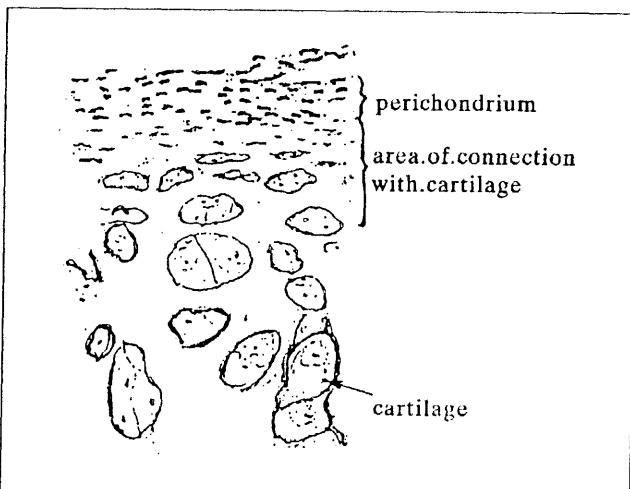


Fig.4 Glassy cartilage structure [5]
Struktura staklaste hrskavice
Структура стеклянисійного хрпца

The perichondrium is capable of making cartilage (regeneration) in the case of its losses. The cartilage thickness is various and depends on the pressure value in the articulation; it implies that the articulation head and acetabulum are always adjusted one to the other. The cartilage (perichondrium) surface is very smooth, glossy and gives small values of friction coefficient in the case of any contact with the other cartilage. It is essential that in each articulation the hardness of the capitulum cartilage is higher than of the acetabulum. A similar effect occurs in a machine bearing - the bush alloy's hardness is smaller than that of the pin material. The mature articulation cartilage is not innervated, therefore no pain at heavy loads acting on the joint. There is no either blood vessels nor lymphatic ones. Chondrocytes are fed via diffusion. In paper [13] it is given that the cartilage intercellular substance consists of:

- the basic substance, viz. a fibre network immersed in a jelly - like matrix giving the mechanical properties to the cartilage,
- glycosaminoglycans being polymers.

A specific m-cell substance contains 75 - 80% water, 5 - 14% collagen, 14 - 18% proteoglycans (glycosaminoglycans) [16]. The cartilage fibres have a diameter of 5 - 100 nm, as well as a high mechanic strength. They constitute a spatial structure presented in Fig. 5. Just under the layer's surface the fibres run parallelly, whereas inside -

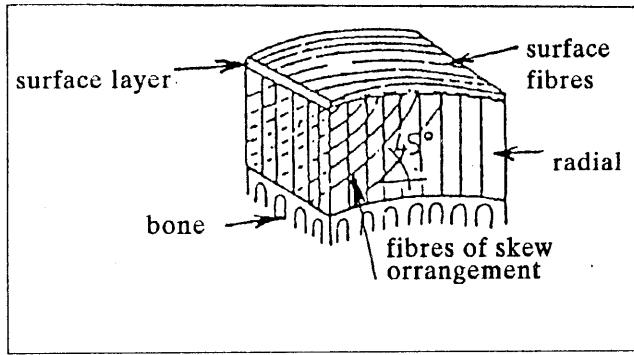


Fig. 5 Schematic presentation of the collagen structure in the joint cartilage [13]

*Šematski prikaz strukture kolagena u hrskavici zgloba
Схема структуры колагена в хряще сустава*

in two directions - radially and slantwise. The external fibres (parallel) have the highest strength. The cartilage's elastic properties are different on the articulation surface and depend on the pressure while loading the joint. It is found that at the places of the maximum load the cartilage's elastic limit is the highest, and the cartilage's tear resistance along the fibres is twice as much as transversely. E.g. the tear resistance on the coxa capitulum is ca 35 MN/m² along the fibres and only about 18 MN/m² vertically [13].

With increasing age of the man the cartilage's strength diminishes and it amounts to 30 MN/m² in the second decade of life, yet in the eighth, that is after seventy years - only half of this value (Fig. 6). The tear strength of the degenerative cartilage decreases similarly - by a half.

So as to prevent the direct contact of the human articulation's capitulum and acetabulum, similarly as in the machine bearings, between the surfaces of those parts there is a lubricant called synovia (joint oil). The synovia is stored in an articular capsule. It is a bright - pale yellowish liquid containing 95 - 97% water. The amount

of synovia produced is different - the maximum amount is in the knee joints - on an average about 300 ml.

Many interesting data about rheological properties of synovia are given in the paper by B. Wislicki [15]. According to the author said, from the biochemical viewpoint synovial liquid may be regarded as blood plasma dialysate containing in various proportions protein complexes with munkopolysaccharides viz. with hyaluronic acids. From the physical viewpoint those complexes are responsible for a jelly - like, gelish form and determine its Newtonian fluid properties. It is interesting that at shear velocities of an order of 1/100 s dynamic viscosity is at a level of 10 - 100 pose and increasing the shear velocity up to 100/s it falls down to 1/100 pose. Therefore, if the shear velocity diminishes, viscosity increases; it makes the articulation adjust perfectly to its operation so that the tangent forces are the minimum ones. In the people suffering from bad articulations, e.g. arthritis or damages of the cartilage, the rheological properties of synovia were different and similar to Newtonian fluid's ones.

Synovia causes smaller molecules to be pushed [15] into the cartilage; the bigger ones remain on the surface making a film for carrying greater pressures. Apart from that, an increase in loading synovia (pressure) brings about an increase in its viscosity improving thus lubricating conditions. Changes in viscosity also occur because of changes in temperature. Viscosity values drop with increase in temperature, yet not to the identic extent as in result of an increase in shear forces. This effect is important in the case we want to have the joint get prepared faster for variations in loads - it is important in professional sport. While comparing Fig. 7 with Fig. 1, one can notice a model similarity between the articulation bowl and the acetabulum.

In the articulation under proper operation such an amount of synovia (lubricating agent) is secreted that between the cartilages a constant film thereof is maintained permanently.

Thus, during the dislocation of the capitulum towards the bowl fluid friction comes up and its coefficient is of an order of 0.002 to 0.02 [15]. While jumping from a height, because of an overload, synovia gets pressed out of the zones of maximum pressures and direct contact between the cartilages of the head spherical part and of the bowl, is executed. If those two parts had not elastic layers, a contact over a very small area would be performed and it spells very big pressures with a permanent damage in the bone. Due to a perfect structure of the articulation and very elastic cartilage layers that increase the contact area while being deformed, there is no such a damage. In Fig. 8b. there is a contact in a model of a joint without the outer layer of elastic cartilage; instead, in Fig. 8c. a contact with this layer, is presented.

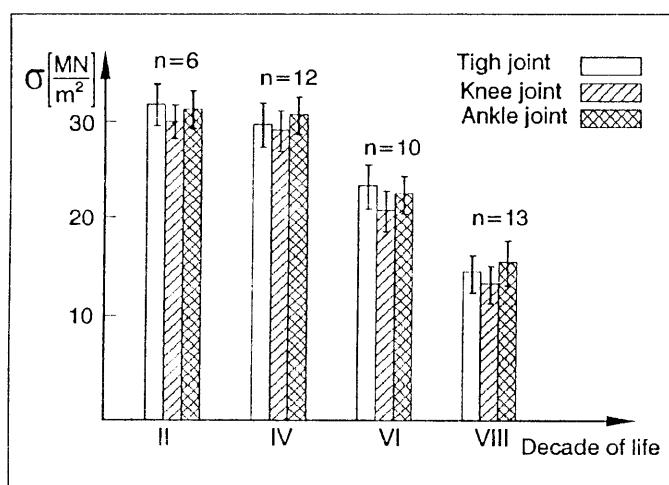


Fig. 6 Values of tear stresses of sound cartilage in joints depending on age and sampling spot. [13]

Vrednosti smičajnih napona zdrave hrskavice zavisno od starosti i mesta uzimanja uzorka

Величина падежей смесиций здорового хряща в зависимости от старости и места взятия пробы

3. A MATHEMATICAL MODEL FOR SYNOVIA FLOW IN THE ARTICULATION

The flow of an isothermal, non - Newtonian lubricating agent in a by- bearing gap using the curvilinear, orthogonal coordinates ($\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$) will be described using the equation of continuity and three momentum equations in the following general form: [7].

$$\frac{1}{h_1} \frac{\partial}{\partial \alpha_1} (\rho v_1) + \frac{\partial}{\partial \alpha_2} (\rho v_2) + \frac{1}{h_1} \frac{\partial}{\partial \alpha_3} (h_1 \rho v_3) = 0 \quad (1)$$

$$-\frac{\rho v_1^2}{h_1} \frac{\partial h_1}{\partial \alpha_3} = -\frac{\partial p}{\partial \alpha_3} + \frac{\partial}{\partial \alpha_2} (\eta_p \frac{\partial v_3}{\partial \alpha_2}) \quad (2)$$

$$0 = \frac{\partial}{\partial \alpha_2} (\eta_p \frac{\partial v_3}{\partial \alpha_2}) \quad (3)$$

$$0 = \frac{\partial p}{\partial \alpha_2} \quad (4)$$

The system of equations presented has the following four unknowns: three components of the vector of synovia flow in the gap (v_1, v_2, v_3) and pressure value (p), where:

α_1 - peripheral direction of the bone head,

α_3 - longitudinal or meridional direction of the bone

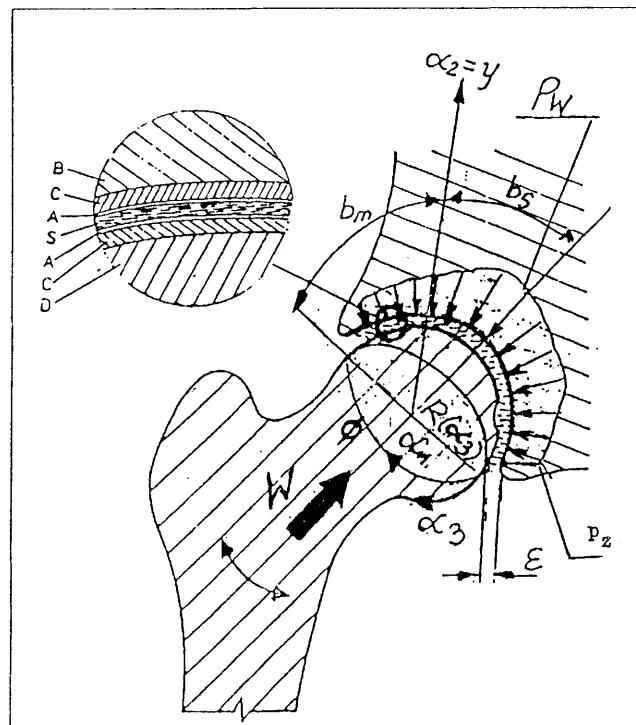


Fig. 7 Technical drawing of a hip joint: S - synovia, A - perichondrium B - pelvis bone, C - cartilage, D - hip bone, W - load capacity, p - pressure
Tehnički crtež zgloba kuka: S - synovia, A - perichondrium, B - karlična kost, D - kost kuka, W - kapacitet opterećenja, p - pritisak
Техническое изображение ведренного сустава: S - синовия, A - перихондриум, B - шаровая кость, D - бедренная кость, W - ёмкость нагрузки, p - нагрузки

head, α_2 - coordinate along the bio - bearing gap direction, $\eta_1(\alpha_3)$ - Lame's coefficient corresponding to proper coordinate systems, r - synovia viscosity, h_p - apparent viscosity of synovia, v_i , for $i = 1, 2, 3$, - the synovia flow velocity vector components, p - hydrodynamic pressure.

If the bio - bearing head should be simplified to the hemispherical shape, thus the spherical coordinate system is to be assumed:

$$\alpha_1 = 0, \alpha_2 = y, \alpha_3 = \chi$$

and at the following Lame's coefficients:

$$h_1 = R_0 \cdot \sin \chi_1; \chi_1 = \frac{\chi}{R_0}$$

where R_0 stands for the ball's radius (see Fig. 7).

According to the majority of the authors, among the models for apparent viscosities, the best accuracy in the description of the experimental data is reflected by Suttyerby's formula: [15]

$$\eta_p = \eta_\infty + (\eta_0 - \eta_\infty) \frac{\operatorname{arsh}(\beta \theta)^{N-1}}{\beta \theta}; N > 1 \quad (5)$$

where N - flow index - for $N = 1$ it means a fluid having the properties of the Newtonian one with dynamic viscosity η_0 . Symbol η_0 stands for (also) the characteristic average value of dynamic viscosity of such a fluid at which Q tends to zero. Symbol η_∞ means a typical size value of the fluid's dynamic viscosity when θ tends to infinity.

The model presented describes a fluids having thixotropic and also viscoelastic properties, due to that it contains the time constant β . This constant characterizes, to a certain extent, elastic effects of the lubricating fluid. Symbol θ stands for the deformation rate of the lubricating fluid. The product $\beta \theta$ has dimensionless values. Symbol arsh is inverse function towards hyperbolic sine called area hiperbolici. For a thixotropic fluid the apparent viscosity value decreases not linearly with increasing value of the deformation rate [7].

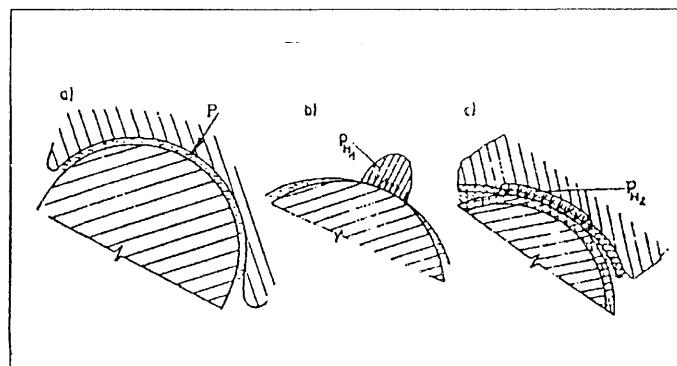


Fig. 8 The state of joint load: a, b - pressure without cartilage
c - pressure with cartilage
Stanje opterećenja zgloba: a, b - pritisak bez hrskavice, c - pritisak sa hrskavicom
Соостояние сустава под нагрузкой:
a, b - давление без хряща, c - давление с хрящем

The relation (5) is hard to be practically applied. Thus, we perform an expansion into power series of the area function obtaining:

$$\frac{\operatorname{arsh}(\beta \theta)}{(\beta \theta)} = 1 - \frac{1}{6} (\beta \theta)^2 + \frac{3}{40} (\beta \theta)^4 \dots \quad (6)$$

By raising both the sides of equation (6) onto the power having the exponent $N-1$ and expanding the power in the neighborhood of the point $\beta\theta$ into Maclaurine's series, we get at:

$$\left[\frac{\operatorname{arsh}(\beta \theta)}{(\beta \theta)} \right] = 1 - \frac{1}{6} \beta^2 (N-1) \theta^2 + \dots \quad (7)$$

The deformation rate is described by the formula:

$$\dot{\theta} \approx \frac{\partial v_1}{\partial \alpha_2}; \quad \frac{\partial v_1}{\partial \alpha_2} >> \frac{\partial v_3}{\partial \alpha_2} \quad (8)$$

After performing transformation, model (5) may be presented in the following approximate form:

$$\eta_p = \eta_\infty - \frac{1}{6} (\eta_0 - \eta_\infty) \beta^2 (N-1) \left(\frac{\partial v_1}{\partial \alpha_2} \right)^2 \quad (9)$$

This relation can be easily applied in the mathematical models of the problem studied.

In the case of lubricating fluid having the properties of the Newtonian power model, apparent viscosity is determined by formula [7]:

$$\eta_p = m \left| \frac{\partial v_1}{\partial \alpha_2} \right|^{n-1} \quad (10)$$

where m is the synovia consistence coefficient expressed in Ns/m^2 , yet the power exponent n second s is a flow index. By substituting formula (9) into equations (2), (3) it is possible to solve them and to find the bio - bearing's operational parameters.

3.1. Boundary Conditions

The synovia (bio-lubricant) flow in the gap is caused by a dislocation of the bone head. This dislocation is brought about by a semi-circular or a reciprocating motion of the human extremity. Hence, on the surface of the bone head we assume:

$$v_1 = \omega R, \quad v_2 = 0, \quad v_3 = 0 \quad \text{for } \alpha_2 = 0 \quad (11)$$

where; $R = R(\alpha_3)$ is the distance of the point on the head's rotary surface from the head's axis on the straight line perpendicular to this surface in the head's rotary motion or R is the distance from the bone head's surface to the bone's end measured on its axis in the case of reciprocating motion.

Symbol ω stands for the angular velocity of the rotary motion.

The bone acetabulum is immobile, therefore:

$$v_1 = 0, \quad v_2 = 0, \quad v_3 = 0 \quad \text{for } \alpha_2 = \varepsilon \quad (12)$$

where ε - the articulation gap's height.

At the inlet into the articulation gap the pressure's value is extreme - p_z whereas inside the articulation the pressure value amounts to p_w (see Fig. 7). The pressure values distribution counteracts the thrust W that loads the bio-bearing and is transferred by the human extremity.

Should the origin of the coordinate system be placed at a point of any radial direction as in Fig. 7, we get the following boundary conditions:

$$v_1 = 0, \quad v_2 = 0, \quad v_3 = 0 \quad \text{for } \alpha_3 = -b_s \quad (13)$$

$$p = p^2 \quad \text{for } \alpha_3 = +6 b_m$$

3.2. The Integrating Procedure Used for Solving The Problem of Articulation lubrication

Formulae (9) or (10) are set into equations (2) and (3). From equation (3) regarding the conditions (11, 12) we find:

$$v_1 = \frac{\omega R}{\varepsilon} (\varepsilon - \alpha_2) \quad (14)$$

The flow rate component v_1 for synovia in the direction α_1 is set into equation (2), hence regarding the conditions (11), (12) the synovia velocity vector component v_3 will be found.

The components v_1 and v_3 set into the continuity equation (1) give the synovia flow rate vector component v_2 towards the gap thickness and depends on one integration constant. Setting the conditions (11) and (12) on the component v_2 we find the unknown integration constant and get at an information for the determination of the unknown pressure (p) function. On the pressure p function we lay the boundary conditions (13).

3.3. Approximate Solution Values

By setting formula (14) into (8), afterwards formula (8) into (9) we get at an approximate value of the bio-lubricant apparent viscosity:

$$\eta_p = \eta_\infty - (\eta_0 - \eta_\infty) \frac{N-1 \beta^2 \omega^2 R^2}{\varepsilon^2} \quad (15)$$

An approximate value of hydrodynamic pressure in the bio-bearing can be thus found from the formula:

$$p = \rho \left(\frac{v}{\varepsilon} \right)^2 = \rho \left(\frac{\eta_p}{\rho \varepsilon} \right)^2 = \frac{\eta_p^2}{\rho \varepsilon^2} \quad (16)$$

where: η_p - synovia's apparent viscosity in Ns/m^2 expressed in (15),

v - synovia's kinematic viscosity in m^2/s ,
 ρ - synovia s viscosity in kg/m^3 ,
 ϵ -gap height in m,
 N an index, $N > 1$,
 w - angular velocity of the bone in s^{-1}
 β - a coefficient characterizing elastic effects
 of synovia expressed in seconds,
 R - bone head's radius in m.

Analyzing formula (15) for $N > 1$ we get at the fall in apparent viscosity with increasing shear velocity of synovia and it is reflected in the papers by other authors [15].

The tests made show that synovial liquid's apparent viscosity diminishes with increasing shear velocities - in both the hip and knee joints.

3.4. A Numerical Example

Basing upon the formulae given and the data related with the properties of synovia liquid [15], the pressure values in the bio-bearing will be determined.

For the synovial liquid we get at an apparent viscosity from 0.01 to 10.00 Pas, but the difference $\eta_0 - \eta_\infty$ oscillates within 0.005 Pas to 5.000 Pas. The index has the values from $0.05 \cdot 10^{-5}$ to $1.0 \cdot 10^{-4}$ s. The gap height reaches the values from $2 \cdot 10^{-7}$ to $2 \cdot 10^{-5}$ m [15]. The viscosity of synovial liquid changes from $800 \text{ kg}/\text{m}^3$ to $850 \text{ kg}/\text{m}^3$. The index N takes values from 1.0 to 2.0. The higher N than 1 the bigger the differences between the properties of the synovial liquid and those of the classical ones of lubricants.

In our example be taken:

- synovial liquid s viscosity $\rho = 800 \text{ kg}/\text{m}^3$
- synovial liquid's apparent viscosity $\eta_0 = 1.10 \text{ Pas}$
- articulation gap height $\Theta = 10^{-5} \text{ m}$
- the index characterizing the synovial elastic effects $\beta = 10^{-5}$
- difference in apparent viscosities $\eta_0 - \eta_\infty = 1.0 \text{ Pas}$
- index N = 2.0
- extremity's linear velocity $\omega R = 1.0 \text{ m/s}$.

Set the numerical data into formulae (15) and (16), the following values are arrived at:

$$\eta_p = 1.10 \text{ Pas} - \frac{1}{6} 1.0 \text{ Pas} (2.0 - 1.0) \cdot$$

$$\frac{(10^{-5} \text{ s})^2 \cdot (1.0 \frac{\text{m}}{\text{s}})}{(10^{-5} \text{ m})^2} = 0.93 \text{ Pas} = 0.93 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}$$

$$p = \frac{(0.93 \text{ Pas})^2}{800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} (10^{-5} \text{ m})^2} = 1.088 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 108.8 \text{ bar}$$

Therefore, the pressure value in the bio-bearing examined amounts to 108.8 bar.

It should be noted that the coxa having an area of $2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ gives anaerodynamic lift of:

$$2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot 1.088 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 2176 \text{ N}$$

For example, while kicking a soccer ball, the player's coxa is loaded with a force of a value from 710 to 1000 N.

4. CONCLUSIONS

- By presenting the structure of the human coxa in this paper, it has been proved to be perfect. It has been also demonstrated that the technologists dealing nowadays with bearing materials attempt to get at a structure similar to that of the human coxa.
- Based upon the formulae given herein, a possibility of an exact determination of the values of pressure and aerodynamic lift caused in the coxa of an individual, is submitted.
- Based upon the formulae presented in this paper it can be stated that if the load of the coxa during, e. g. rehabilitating exercises or other efforts taken by a man, is or is not compensated by the aerodynamic lift arrived at in the coxa.

In the negative case the man cannot take up the efforts given without exposing to danger his coxa.

The authors would like to express their acknowledgments to Professor J. Piwnik, Dr J. Popko and Dr E. Staszek for precious remarks and references useful while making this paper.

REFERENCES

- [1.] CWANEK I., CISEK Z., KORYCKI M.: Tribology Of Idiopathic Form Of The Coxial Degenerative Disease - Tribology No 2/92 (in polish).
- [2.] BOWDEN F. P., TABOR D.: Friction And Lubrication, PWN 1962 (in polish).
- [3.] PYTKO S.: Principles Of Tribology And Lubricating, Technical University of Mining and Metallurgy Press, AGH no 1164, 1989 (in polish).
- [4.] KOZLOWIECKI H.: Slide Bearings Of Internal Combustion Engines, Published by WKiL, 1974.
- [5.] BOCHENEK A., REICHER M.: The Human Anatomy, PZWL. 1978 (in polish).
- [6.] KISS F., SZENTAGOTHAC : The Atlas Of Human Anatomy, PZWL 1975 (in polish).
- [7.] WIERZCHOLSKI K.: Lubrication Theory Of Slide Bearings, Monography, University Press, Technical University - Szczecin, University, ISSN 0209-1151, 1989.
- [8.] GRUJIĆ J., SOVILJ B., KRKLEC V., VUKELIĆ B.: Analiza triboloških procesa veštačkog zgloba kuka. Conference materials "Yutrib 1991".
- [9.] HOLLAND I., LINNEBRUEGGER A., TYCHSEN M.: Fundamentals of Friction, Tribologie und Schmierungstechnik, 6/1991.
- [10.] GULAJEW A. P. Metallography - WG-H., I958 (in polish).
- [11.] BOJAR Z., PRZETARKIEWICZ W: Formation Of Microstructure In The Cobalt Casting Alloy,

- Type Vitalium, Used In Surgical Implants. Mechanik No 9/1989 (in polish).
- [12.] JOST H. P.: Tribology; The First 25 Years and Beyond - Achievements, Shortcomings and Future Tasks, Meter. Kolloquium "Tribology 2000" Esslingen'92.
- [13.] POPKO J.: Degenarative Changes In The Joint Cartilage. Editing House of the University of Medicine at Bialystok, 1990 (in polish).
- [14.] PIWNIK J., POPKO J., MNICH Z., TREMBAC-ZOWSKI E.: Heterogeneity Of Mechanic Priorities Of Compact Bone Tissue. Podst. Fiz. Med. 1987. 22.2. (in polish).
- [15.] WISLICKI B.: About The Similarity Of Tribological Processes In The Technical Friction Knots And The Human Articulations. "Zagadnienia Eksploatacji Maszyn" Z. 3/15/1980 (in polish).
- [16.] CHARNLEY J.: The Lubrification of Animal Biomechanics, London, Institute of Mechan. Engineers 1959.
- [17.] OSTROWSKI K. (editor): Histology, PZWL Warsaw, 1988. (in polish)

Tehnički model ljudskih zglobova - najsavršeniji ležajevi

Ranija proučavanja [1, 8, 9, 11, 12] u kojima su korišćeni struktura i operacija artikulativnih endoproteza, kao i pokušaj predstavljanja mehanizma oštećenja ljudske artikulacije (kretanja) su znatno doprinela ovom radu. U cilju da se shvati rad ljudske artikulacije sa tribološkog aspekta ovde će biti predstavljena i struktura i tribološke osobine modernih ležajeva koji se uobičajeno koriste u motorima unutrašnjeg sagorevanja.

U savremenim i modernim ležajevima, kao na primer u onima koja pravi kompanija Glasier [4], košuljica ležaja (sl. 1.-b) je napravljena od nisko ugljeničnog čelika. To je obično trakasto gvođe na koje se nanosi sloj tvrde ležišne legure debljine 0.1 do 6 mm, zavisno od veličine, pa se zatim prevlači galvanski ili pastom tankim filmom, čime se postiže vrlo niske vrednosti koeficijenta trenja. Takav sklop ležišta je unekoliko sličan strukturi ljudske artikulacije mada je ovde reč o mnogo savršenijem ležaju.

Ovde su prikazani neki tribološki problemi ljudske artikulacije. Na osnovu zgloba kuka dokazano je da je najbolji ležaj sferna čivija koja radi pokretima sličnim onima pri bučenju. Među mnogim ljudskim organima i zglobovima je nedavno bio uklonjen i zatim zamenjen endoprotezom.

Radni vek endoproteze u ljudskom telu zavisi od:

- tribološkog i mehaničkog kvaliteta materijala,
- tačnosti dimenzija,
- ispravnosti izvodjenih operacija,
- prilagodjavanja organizma pacijenta na materijal endoproteze.

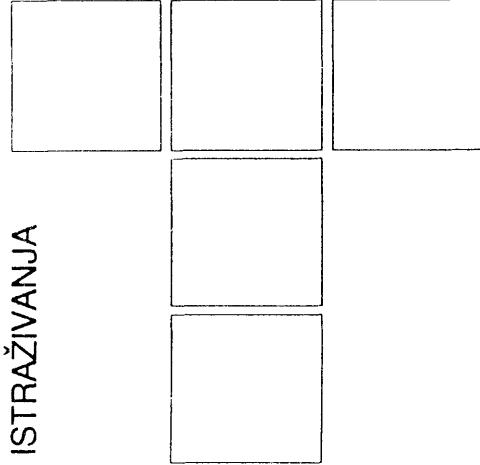
Техническая модель человеческих суставов - наиболее совершенных подшипников

Проводимые до настоящего времени исследования этого вопроса [1, 8, 9, 11, 12] способствовали в значительной мере настоящей работе. Чтобы рабочую человеческих суставов в аспекте трибологии здесь будущий представлены и структура и трибологические особенности современных подшипников, которые обычно используются в движителях внутреннего сгорания.

В современных подшипниках, каковы например те которые выпускает компания "Glasier", вкладыши прородительства (рис. 1-б) изготавлены из малоуглеродистой стали. Это ординарное полусферическое железо на которое наносится слой подшипникового сплава, толщиной 0.1 до 6 мм, что зависит от величины. Помимо нанесения гальваническое покрытие или тонкий слой пасты, в результате чего сильно снижается коэффициент трения. Такая структура подшипника в определенной мере напоминает структуру человеческих суставов, хотя здесь речь идет о гораздо более совершенном подшипнике.

В работе приказаны некоторые трибологические проблемы в работе человеческих суставов. На примере бедренного сустава, показано, что лучшим подшипником является шаровой шарик, совершающий движения подобные движениям при ??????. Среди многих органов человека и бедренные суставы с недавнего времени стали заменять внутренним протезом, век которого определяется следующими фактами:

- трибологическим и техническим качеством материала;
- точностью размеров;
- качеством операции;
- приспособлением организма к материалу протеза.



P. POPOVIĆ, D. VUKIČEVIĆ, LJ. JANKOVIĆ,
D. TEMELJKOVSKI, T. MARINKOVIĆ

Uticaj oblika mosta u alatu za izradu profila od Al i Al-legura na formiranje mrtvih zona

1. UVOD

Izrada šupljih profila od Al i Al-legura istosmernim istiskivanjem u topлом stanju predstavlja danas savremeni tehnološki postupak kojim se dobijaju kvalitetni proizvodi složenog oblika, sa uskim tolerancijama i zavidnim kvalitetom površine.

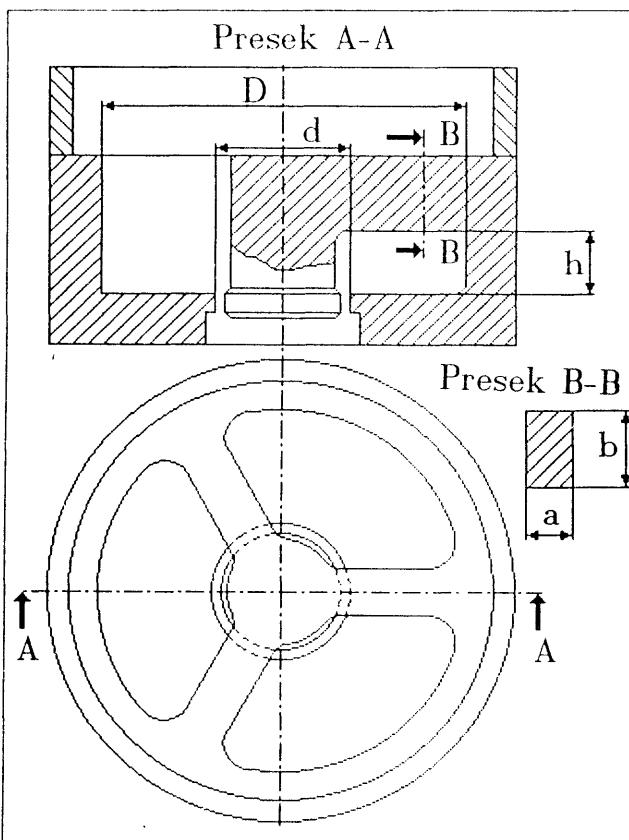
Početak industrijske izrade šupljih profila povezuje se sa izradom prvih specijalnih presa za istosmerno istiskivanje i odgovarajućih konstruktivnih rešenja alata (I. i C. Hansena iz 1837 god.), odnosno prvog alata sa mostom (A. Dicke iz 1897 god.) [1].

Od prvih alata, do sadašnjeg visokog nivoa ovog tehničkog postupka, predjen je dugačak put stalnih poboljšanja proizašlih iz proizvodne prakse i naučnih istraživanja, što se ogleda - naročito u poslednjoj deceniji - u dominaciji alata sa mostom široke lepeze njihovih konstruktivnih rešenja, pri čemu je alat sa mostom tako konstruktivno rešenje alata za izradu profila istosmernim istiskivanjem, pri kome most predstavlja nosač trna koji obezbeđuje šupljinu profila, što je prikazano na slici 1.

Posmatrano čisto teorijski, most može biti sa jednim ili više krakova. Međutim, iz praktičnih razloga koje nameće njegova čvrstoća i statičko-dinamička stabilnost, odnosno krutost, najmanji broj krakova u realnih alata je dva. Ilustracije radi, dvokraki most ustvari predstavlja prostu gredu opterećenu uzdužnim kontinualnim opte-

rećenjem i u središtu koncentrisanom silom (od opterećenja na trn alata).

Cilj ovog rada je da se izvrši identifikacija fenomena vezanih za uticaj oblika poprečnog preseka mosta u alata za izradu profila od Al-legura istosmernim istiskivanjem i ukaže na probleme s tim u vezi.



Slika 1. Alat za izradu cevi sa trokrakim mostom
Tool for production of the three-branched bridge
Шпилам для изготавления трубы
с трёхлучевым мостом

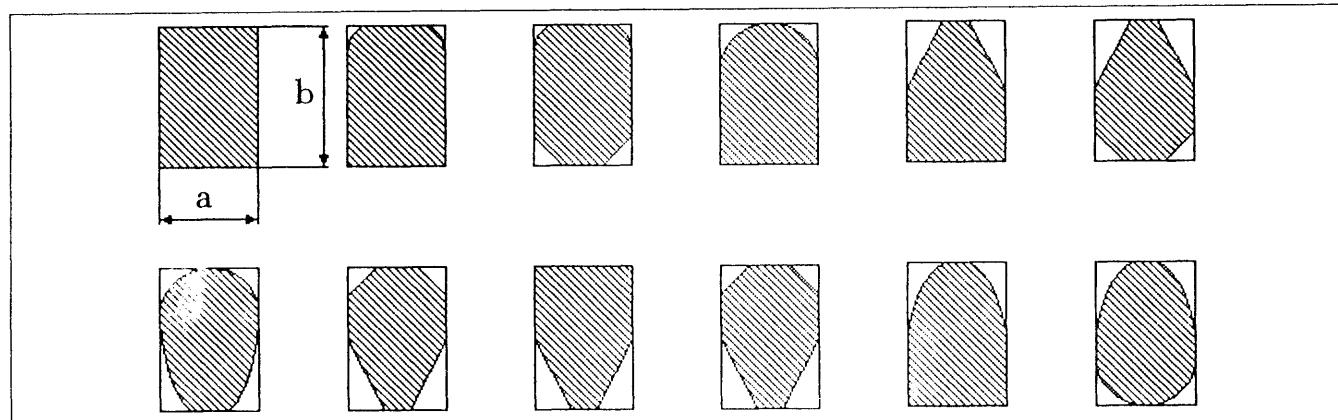
Prof. dr Predrag Popović,
Prof. dr Dušanka Vukičević
Prof. dr Ljubomir Janković,
Doc. dr Dragan Temeljkovski, Mašinski fakultet u Nišu,
Tomislav Marinković, dipl. ing., NISSAL - Niš.

2. OBLICI POPREČNOG PRESEKA MOSTOVA

Proizvodna praksa i rezultati istraživanja ukazuju da oblik i dimenzije poprečnog preseka mosta utiču na:

- formiranje, oblik i veličinu mrtve zone;
- oticanje materijala iz mrtve zone i njegov raspored po profilu;
- kvalitet zavarenog spoja na profilu i
- generalno tečenje materijala koji se plastično preoblikuje u alatu.

Iz ovih razloga definisani su oblici poprečnog preseka mosta eksperimentalnih alata, prikazani na slici 2., u kojima će se izvršiti sistematizovana istraživanja sa model-materijalima i realnim materijalima.



*Sl. 2. Oblici poprečnog preseka mosta
Shapes of the bridge cross section
Формы поперечного разреза моста*

3. REZULTATI ISTRAŽIVANJA

Preliminarna ispitivanja sa model-materijalom ukazuju da na visinu postavljanja mosta (h), a s obzirom na zahtevani kvalitet zavarenog spoja u šupljih profila, utiče čitav niz meritornih faktora, i to:

- prvenstveno širina profila (a), i to tako da sa povećanjem širine raste visina postavljanja mosta (h);
- plastična svojstva materijala izražena kroz granicu tečenja (R_v);
- oblik poprečnog preseka mosta;
- odnos prečnika profila (d) i prečnika komore alata (D),
- odnos širine mosta (a) prema njegovoj visini (b).

Uvodjenjem parametara, i to:

- parametra vitkosti poprečnog preseka mosta

$$f_v = \frac{a}{b} \quad (01)$$

- parametra redukcije

$$f_r = \frac{d}{D} \quad (02)$$

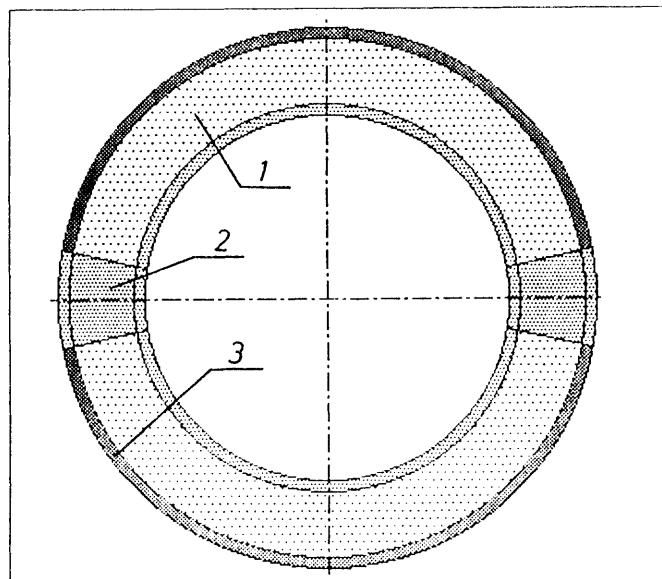
► i parametra oblika poprečnog preseka profila f_o .

može se postaviti opšti oblik funkcionalne zavisnosti visine postavljanja mosta u alatu za izradu profila istosmernim istiskivanjem u obliku:

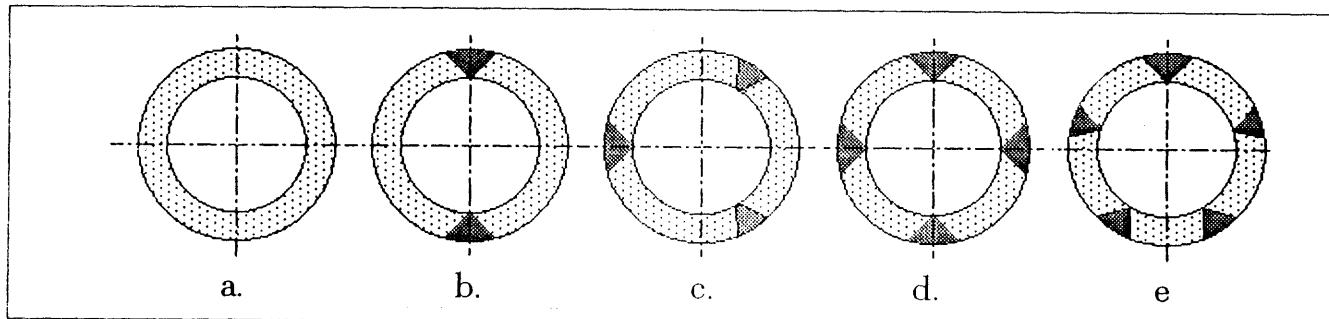
$$h = h(a, R_v, f_v, f_r, f_o) \quad (03)$$

Nalaženje ove funkcionalne zavisnosti (03) je cilj istraživanja koja se sprovode u okviru pomenutog projekta.

Iz do sada sprovedenih ispitivanja se vidi da raspored normalnih pritisaka, pa s tim u vezi i intenzitet sila trenja po površinama mosta zavisi prvenstveno od oblika njegovog poprečnog preseka, visinskog položaja mosta u alatu i svojstava materijala obradka, a što se direktno odražava na kvalitet zavarenog spoja po profilu.



*Sl. 3. Raspored materijala iz mrtvih zona po profilu;
1-Osnovni materijal; 2-Materijal iz mrtve zone mosta;
3-Materijal iz mrtve zone komore materijala
Distribution of dead zone materials along the profile:
1-Base material; 2-Bridge dead zone material;
3-Tool chamber dead zone material
Распределение материала из "мёртвых зон" по профилю:
1-основной материал; 2-материал из "мёртвой зоны";
3 - материал из "мёртвой зоны" камеры шпинделя*



Sl. 4. Zavareni spojevi cevi: bez mosta (a); sa dvokrakim (b); trokrakim (c); četvorokrakim (d) i petokrakim (e) mostom
Pipe welded joints: Tool without bridge (a); with two branched bridge (b); with three branched bridge (c);
with four branched bridge (d); with five branched bridge (e)

Сварные соединения труб: штамп без мостом (а); с двухрёхлечевым мостом (б); с четырёхрёхлечевым
мостом (в); с пятирёхлечевым мостом (г); с шестирёхлечевым мостом (д); с семирёхлечевым мостом (е)

O važnosti kvaliteta zavarenog spoja na profilu nije potrebno posebno ukazivati, ako se ima u vidu raspored materijala iz mrtvih zona po poprečnom preseku profila što je prikazano na sl. 3., kao i broj zavarenih spojeva, koji zavisi od broja krakova mosta, što je prikazano na sl. 4.

Kako intenzitet sila trenja na radnim površinama alata, iz svega rečenog varira u širokim granicama, što se direktno odražava na ravnometernost toka materijala kroz alat, želja je da se dobije što verodostojnija slika zakona promene sila trenja po radnim površinama alata, koji treba da posluže kao podloga za iznalaženje pouzdanijih inženjerskih metoda projektovanja i proračuna ovih vrsta alata.

4. ZAKLJUČAK

Na osnovi svega iznetog mogu se izvući sledeći zaključci:

1. Izborom oblika poprečnog preseka profila mosta može se uspešno sprečiti formiranje mrtve zone nad njim.

2. Isto tako, intenzitet sila trenja i zakon njihove promene po površinama mosta zavisi od oblika njegovog poprečnog preseka, što se sve odražava na kvalitet profila.

LITERATURA

- [1.] F. WEITZEL, MÜNSTER, Gestaltung und Konstruktion von Stangpreßwerkzeugen - Teil I, ALUMINIUM (1992), 9, S. 778-779.
- [2.] F. WEITZEL, Münster, Gestaltung und Konstruktion von Stangpreßwerkzeugen - Teil II, ALUMINIUM (1992), 10, S. 867-870.
- [3.] F. WEITZEL, Münster Gestaltung und Konstruktion von Stangpreßwerkzeugen - Teil III, ALUMINIUM (1992), 10, S. 959-964.

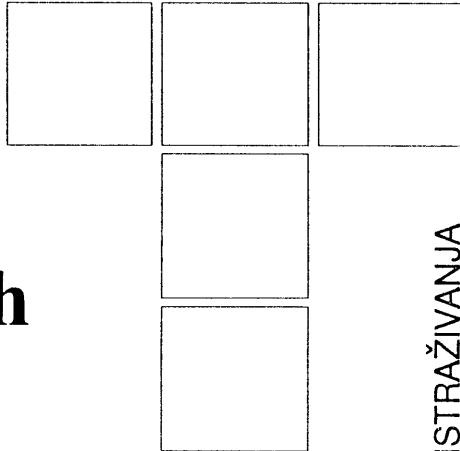
Ovaj rad predstavlja sastavni deo projekta: "Istraživanje inženjerskih metoda proračuna alata za istosmerno istiskivanje Al-legura", u čijem finansiranju učestvuju Republički fond za tehnološki razvoj Srbije i Preduzeće za preradu obojenih metala NISSAL iz Niša.

Influence of the Bridge Shaped Tools for Manufacturing Profiles of Al and Al-alloys on the Creation of Dead Zones

For manufacturing of hallow profiles of Al and Al-alloys on the one-way extraction the core-tools are used whose carrier is a bridge in the tools' working section. In practice bridges of various cross-section areas are used and this is respectively reflected upon the course of the material's plastic flow in the process of profiles' manufacturing and thus it affects the creation of dead zones which are reflected, among other things, in the appearance of friction forces which lead to changes of the stress-strain scheme in the material being reshaped plastically, as well as to the changes of load upon the tools elements. This paper pays a special attention to the analysis of the phenomena related to the creation of dead zones in order to find out an optimal form of bridges' cross section.

Воздействие формы моста в штампе для изготовления профилей из Al и Al-сплавов на формирование "мёртвых" зон

При изготавлении полых деталей из алюминия и его сплавов однородным выдавливанием используются штампы со стержнем, суппортом которого является мост в рабочей камере инструмента. На практике используются мостики с различными формами поверхности поперечного сечения, что по разному воздействует на пластическую ползучесть материала и в связи с этим на формирование "мёртвых" зон. "Мёртвые" зоны обуславливают возникновение сил трения, вызывающих изменение напряжения и деформации материала, под влиянием которых изменяется схема напряжений и деформаций в обрабатываемом материале, что сопровождается изменением нагрузки частей штампа. В настоящей работе особое внимание уделили анализу феномена формирования "мёртвых" зон, чтобы установить оптимальную форму поперечного сечения моста.



D. VUKIĆEVIĆ, D. TEMELJKOVSKI, P. POPOVIĆ

Neki aspekti relacija triboloških i mehaničkih svojstava materijala alata i obradka u tehnologijama plastičnosti

ISTRAŽIVANJA

1. UVOD

Poznato je, da bi se obezbedio uspešan proces izrade nekog elementa, neophodno je da postoji usaglašenost između potreba procesa (P_o), koje se mogu izraziti opštrom za zavisnošću:

$$P_o = P(f_{pmi}, f_{poj}, f_{pdk}) \quad (01)$$

i mogućnosti sredstava rada (M_o) pod čijim se dejstvom obavlja proces izrade elementa, što se može izraziti sa

$$M_o = M(f_{smx}, f_{say}, f_{spz}) \quad (01)$$

gde su f_{pmi} - parametri koji definišu materijal predmeta rada;

f_{poj} - parametri oblika predmeta rada;

f_{pdk} - parametri dimenzija predmeta rada;

f_{smx} - parametri aktivnog dela sredstava rada - mašine;

f_{say} - parametri pasivnog dela sredstava rada - alata i

f_{spz} - parametri pomoćnih sredstava rada.

Ta usaglašenost se ogleda u uslovu da je:

$$M_o \geq P_o \quad (03)$$

odnosno u sagledavanju vrednosti stepena usaglašenosti:

$$f_u = \frac{P_o}{M_o} \quad (04)$$

jer u slučaju:

$$M_o < P_o \quad (05)$$

proces oblikovanja materijala se ne može ostvariti, odnosno stepen usaglašenosti ima vrednosti veće od jedinice ($f_u > 1$), što ukazuje da su potrebe procesa veće od mogućnosti sredstava rada.

Prof. dr Dušanka Vukićević, Doc. dr Dragan Temeljkovski,
Prof. dr Predrag Popović, Mašinski fakultet u Nišu.

Da bi se identifikovali meritorni uticajni faktori procesa obrade materijala deformisanjem, moraju se sagledati uslovi u kojima se proces obavlja, a ti uslovi se ogledaju u:

- neposrednom dodiru radnih površina alata i predmeta obrade, odnosno u uslovima neposrednog njihovog kontakta;
- deformisanju materijala određenom brzinom i
- pri određenom njegovom stanju, pretpostavljajući da je vrsta materijala unapred određena, odnosno uslovljena.

Posledica prvog uslova je da se materijal:

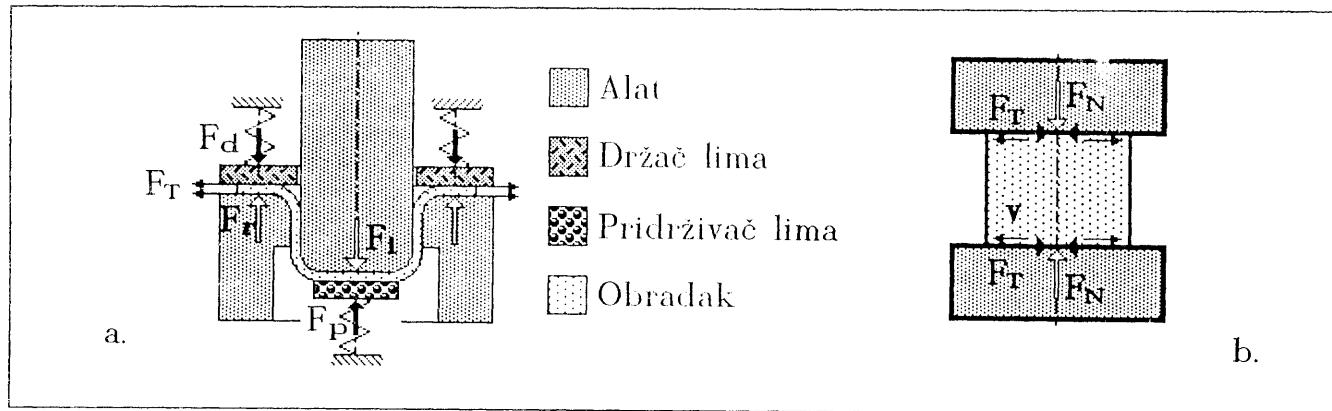
- plastično deformešte zbog dejstva spoljašnjeg opterećenja i
- da u zoni kontakta alata i obradka dodirna površina predmeta obrade klizi po radnim površinama alata.

Sasvim je razumljivo da ovo dovodi do pojave spoljašnjeg i unutrašnjeg trenja, pri čemu se pod pojmom spoljašnje trenje podrazumeva trenje na kontaktnim površinama alata i obradka, a pod pojmom unutrašnje trenje, trenje izazvano međusobnim pomeranjem čestica materijala, koja su posledica njegovog plastičnog tečenja.

2. SPOLJAŠNJE OPTEREĆENJE

Polazeći od klasičnog načina ostvarenja spoljašnjeg opterećenja na obradak alatom izrađenim od čvrstog materijala, uočava se da postoje sledeća spoljašnja opterećenja, i to:

- aktivna, pod kojim se pojmom podrazumevaju opterećenja čijim se dejstvom neposredno deformešte materijal, odnosno bez kojih je nemoguće obavljanje procesa obrade deformisanjem, kao što su napr. opterećenja koje ostvaruju izvlačač (F_i) i prsten za izvlačenje (F_r) u procesu dubokog izvlačenja, prikazana na slici 1. pod a., ili opterećenja koja ostvaruju radni delovi alata za sabijanje (F_N) na obradak pri slobodnom sabijanju, što je ilustrovano slikom 1. pod b.;



Sl. 1. Spoljašnja opterećenja pri dubokom izvlačenju (a) i sabijanju (b)
 Outer loading in deep drawing (a) and compression (b)
 Внешние на нагрузки при штамповке раскаткой (а) и сжатием (б)

- pomoćna, koja samo potpomažu proces oblikovanja materijala, kao što su opterećenja koja ostvaruju držaća lima (F_d) i pridrživač (F_p) u procesu dubokog izvlačenja, prikazana na slici i. pod a. i
- spoljašnje trenje (F_T), prikazano na slici 1. pod a. i b.

3. SPOLJAŠNJE TRENJE

Procesi obrade materijala deformisanje baziraju na unošenju neophodne količine mehaničke energije u materijal koji se preoblikuje. Ovo unošenje energije, odnosno stvaranje potrebnog spoljašnjeg opterećenja na obradak, se ostvaruje neposrednim direktnim dejstvom radnog tela - nosioca energije i kretanja - na njega, tj. prenošenje energije sa radnog tela na obradak se ostvaruje preko njihovih kontaktnih površina. Kako pri ovome dolazi do klizanja obradaka po kontaktnoj površini radnog tela - alata, to se na tim površinama javlja trenje, koje se suprostavlja klizanju materijala koji se obrađuje. Pri ovome, sile trenja mogu biti:

- posledica opterećenja koja ne izazivaju plastično deformisanje materijala (sile trenja koja izazivaju sile držača lima pri dubokom izvlačenju) i
- posledica opterećenja koja izazivaju njegovo plastično preoblikovanje (sile trenja na kontaktnoj površini pri sabijanju).

Iz iznetog se uočava razlika između trenja od klizanja na kontaktnim površinama u mašinskim konstrukcijama (mašina, aparata, uređaja i sl.), kome odgovara trenje od držaća lima pri dubokom izvlačenju i trenje na kontaktnim površinama alata i predmeta obrade u procesima obrade deformisanjem, kao što je sabijanje.

Radi objašnjenja ovog problema, na slici 2. prikazano je šematski sabijanje, odnosno dva elementa (alat i obradak) izrađena od različitih materijala (dve vrste čelika), čija su mehanička svojstva prikazana dijagramima $\sigma_p - \epsilon$, u kojima je:

$$R_{Ea} = R_{Eo} + \Delta\sigma \quad (06)$$

gde su: σ_p - normalni napon na pritisak;

ϵ - relativna deformacija;

R_{Ea} - granica elastičnosti materijala alata

(zbog male razlike između granice elastičnosti (R_E) i granice velikih izduženja (R_v) u ovim razmatranjima se pretpostavlja da je $R_E = R_v$);

R_{Eo} - granica elastičnosti materijala obradka i
 $\Delta\sigma$ - razlika granice elastičnosti materijala alata i materijala obradka ($\Delta\sigma = R_{Ea} - R_{Eo}$).

Ako se pretpostavi, radi uprošćenja razmatranja, da je veličina kontaktnе površine (A_k), tada intenzitet normalnog napona (σ) od pritiska:

$$\sigma = \frac{F_n}{A_k} \quad (07)$$

zavisi samo od intenziteta opterećenja (F_n), pa teorijski postoje četiri slučaja.

Pored toga, definisanjem parametra:

$$f_\sigma = \frac{\Delta\sigma}{R_{Ea}} = 1 - \frac{R_{Eo}}{R_{Ea}} \quad (08)$$

teorijski moguće varijante su:

I varijanta: $f_\sigma = 0$ kada je $R_{Eo} = R_{Ea}$

II varijanta: $0 < f_\sigma < 1$ kada je $R_{Eo} < R_{Ea}$

III varijanta $f_\sigma < 0$ kada je $R_{Eo} > R_{Ea}$.

iz čega proizlazi da se - generalno - vrednosti parametra (f_σ) kreću u dijapazonu $1 > f_\sigma \leq 0$.

Prvi slučaj. Da je spoljašnje opterećenje toliko, da su izazvani normalni naponi u alatu i obradku manji od granice elastičnosti njihovih materijala, tj. da je:

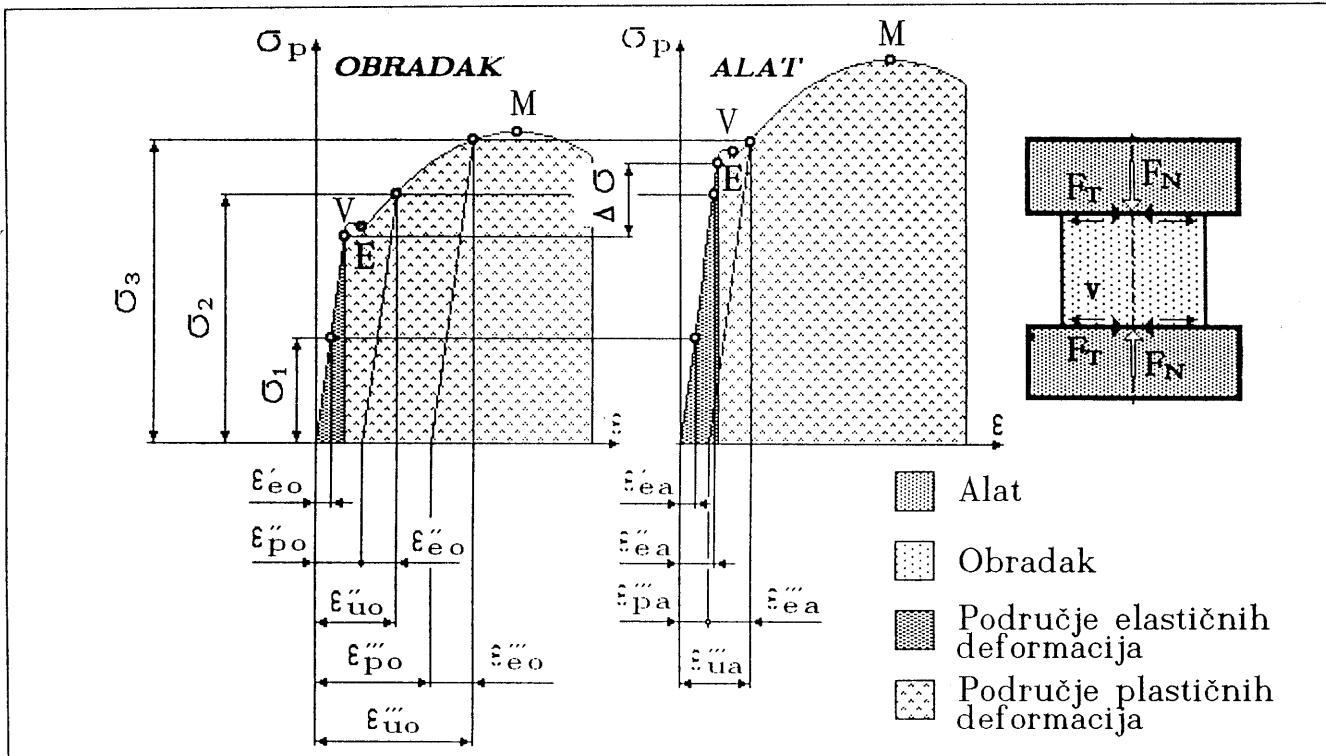
$$s_1 < R_{Eo} \quad i \quad \sigma_1 < R_{Ea} \quad (09)$$

a što znači da se oba elementa (alat i obradak) u zoni dodira samo elastično deformišu, što je izraženo i vrednostima elastičnih relativnih dilatacija ϵ'^{eo} i ϵ'^{ea} .

Ovo je slučaj u mašinskim konstrukcijama i opterećenja u obradi materijala koja ne izazivaju njegovo plastično deformisanje (držać i pridrživač lima pri dubokom izvlačenju), u kojih se veličina dodirnih površina elemenata koji klizaju određuje iz uslova da površinski pritisci na njihovim kontaktnim površinama moraju biti manji od granica elastičnosti materijala od kojih su izrađeni. Sila trenja se u ovom slučaju izražava Kulonovim zakonom

$$F_T = \mu \cdot F_N \quad (10)$$

gde je μ - koeficijent trenja.



Sl. 2. Dijagrami σ_p - ϵ za materijale obradaka i alata pri sabijanju
Diagram σ_p - ϵ for working piece and tool materials in compression
Диаграмма σ_p - ϵ для материала заготовки и инструмента при сжатии

Iz izloženog proizilazi da je u ovom slučaju irrelevantno da li je $R_{Eo} \leq R_{Ea}$, odnosno irrelevantna je vrednost parametra φ_σ .

Drugi slučaj. Da je:

$$R_{Eo} < s^2 < R_{Ea} \quad (11)$$

U ovom slučaju se obradak trajno deformiše, što je izraženo relativnom deformacijom

$$\epsilon''_{po} = \epsilon''_{uo} - \epsilon''_{eo} \quad (12)$$

gde su ϵ''_{po} - trajna plastična relativna deformacija obradka;

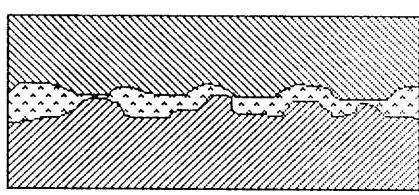
ϵ''_{uo} - ukupna deformacija obradka u opterećenom stanju i

ϵ''_{eo} - njegova elastična relativna deformacija u opterećenom stanju, dok se alat samo elastično deformiše, što je izraženo njegovom elastičnom relativnom dilatacijom ϵ''_{ea} .

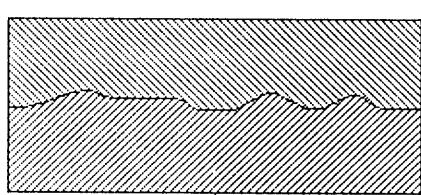
Iz iznetog jasno proizlazi da, pri obradi materijala plastičnim deformisanjem, dodirne površine obradaka se plastično deformišu i poprimaju oblik radnih površina alata, kako je prikazano na slici 3. pod b., odnosno sve neravnine radnih površina alata se odslikavaju na kontaktним površinama obradaka, što dovodi do sledećeg:

- da je stvarna dodirna površina u ovom slučaju daleko veća;
- da u uslovima visokih pritisaka nastaju zнатне sile molekularnog zahvata i
- da pri klizanju obradaka po alatu - njegove radne površine ustvari, "oru" odgovarajuću površinu predmeta obrade.

Ovo su razlozi da se koeficijent trenja u jednačini (10), koji odgovara uslovima u mašinskim sklopovima, ne može prihvati pri procesima obrade materijala deformisnjem. Samo orientaciono, i u približnim inženjerskim proračunima, može se koristiti jednačina (10), ali sa koeficijentom trenja (μ_d), koji je:



Sl. 3. Prikaz oblika dodirnih površina friкционog para: a. - u mašinskih konstrukcija i b. - pri obradi plastičnim deformisanjem
Representation of friction couple contact surfaces shapes: a - in machine structures; b - in plastic metal forming
Изображение форммы контактирующих поверхностей трения пары: а - в конструкциях машин; б - при обработке пластичной деформацией



$$m_d >> \mu \quad (13)$$

U ovom slučaju varijante: $f_\sigma = 0$ i $f_\sigma < 0$ nemaju praktičnog smisla, jer je u prvom slučaju $\Delta\sigma = 0$, a u drugom $\Delta\sigma < 0$, što je u koliziji sa postavkom (11).

Treći slučaj. Da je:

$$R_{Eo} > \sigma_3 > R_{Ea} \quad (14)$$

Ovaj slučaj predstavlja samo moguću matematičku interpretaciju bez mogućeg praktičnog značaja.

Četvrti slučaj. Da je:

$$\sigma_4 > R_{Eo} \quad i \quad \sigma_4 > R_{Ea} \quad (15)$$

U ovom slučaju bi se i alat i obradak plastično deformisali, što se ne sme u praksi dozvoliti.

Naime, prva i treća varijanta nemaju smisla, jer je u prvoj $\Delta\sigma = 0$ i u trećoj $\Delta\sigma < 0$, dok bi druga varijanta odgovarala po vrednosti parametra f_σ , ali je $\Delta\sigma > 0$ nedovoljno veliko, pa dolazi do plastičnog deformisanja i alata.

Na osnovi svega iznetog, a imajući još u vidu iz teorije plastičnog sabijanja da tangencijalni i normalni kontaktni naponi po kontaktnoj površini nisu ravnomernog intenziteta, proizlazi da $\Delta\sigma$ mora biti:

$$Ds \geq f_k \cdot (R_{mo} - R_{Eo}) \quad (16)$$

gde je: f_k - korekcioni faktor, koji se može izraziti kao proizvod parcijalnih korekcionih faktora:

$$f_k = \prod_{i=1}^6 f_{pki} \quad (17)$$

pri čemu je svaki parcijalni korekcioni faktor $f_{pki} > 1$.

Parcijalni korekcioni faktori obuhvataju:

- variranje mehaničkih svojstava materijala obradka i alata;

- variranje temperature na kontaktnim površinama alata i obradka, koje se odražavaju kako na mehanička svojstva materijala alata i obradka, tako i na koeficijent trenja;
- variranje kvaliteta radne površine alata, odnosno njegove pohabanosti i
- prisustvo raznih uključaka i tvrdih prljavština u materijalu obradka.

4. ZAKLJUČAK

Na osnovi svega iznetog mogu se izvući sledeći zaključci:

1. Ovim su postavljene teorijske osnove za sistematizovana obimnija i sveobuhvatnija eksperimentalna istraživanja i ispitivanja radi izračunavanja optimalne vrednosti korekcionog faktora f_k iznalaženjem vrednosti meritornih parcijalnih korekcionih faktora (f_{ki}), a u cilju povećanja veka alata i smanjenja neravnomernosti deformacije.
2. Dobijanjem optimalne vrednosti korekcionog faktora eliminise, se nepouzdani metod izbora materijala alata baziran na iskustvu.

LITERATURA

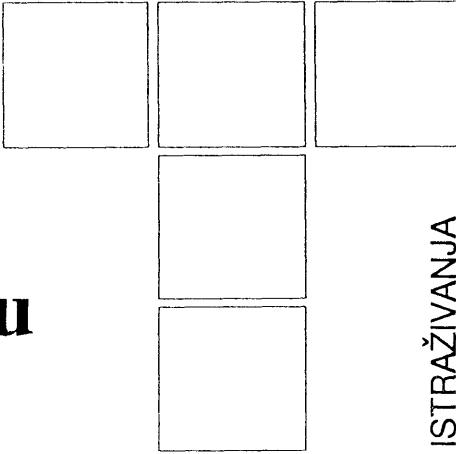
- [1.] H. ĐUKIĆ, P. POPOVIĆ: **Obrada deformisanjem - teorijske osnove**, Univerzitet u Mostaru, Mostar, 1988.
- [2.] B. MUSAFIJA: **Obrada metala plastičnom deformacijom**, Univerzitet u Sarajevu, Sarajevo, 1972.
- [3.] V. Vujović: **Obrada deformisanjem u mašinstvu - I deo**, Novi Sad, 1977.
- [4.] B. DEVEDŽIĆ, **Osnovi teorije plastičnog deformisanja metala**, Kragujevac, 1975.
- [5.] V. STOILJKOVIĆ, **Teorija obrade deformisanjem**, Niš, 1984.

Some Aspects of the Relations between Tribological and Mechanical Properties of Tools and Workpiece's Materials in Plasticity Technologies

It is known that in the process of material's plastic reshaping there are internal and external friction forces. It is also known that between the friction coefficients at gliding in engineering structures and between the friction coefficient in the processes of material plastic forming there are considerable differences manifested as the differences of their intensities. Starting from identification and analysis of the differences in sliding of a friction couple in engineering constructions and metal forming processes, necessary mechanical properties of tools and workpieces attributes are defined, namely, the relational parameters which can serve as the basis for choosing appropriate materials for tools manufacturing.

Некоторые аспекты трибологических и механических свойств материала инструмента и заготовки в технологии пластичности

Известно, что при пластичной деформации материала возникают внутренние и внешние силы трения и что между коэффициентом трения скольжения в конструкциях машин и коэффициентом трения при пластичной деформации материала есть существенные различия, проявляющиеся в их неодинаковой интенсивности. На основе идентификации и анализа различий, существующих между скольжением прущающей пары в конструкциях машин и процессами обработки деформированием, в насыщающей рабочее пространство необходимые механические свойства инструмента и заготовки, т. е. соотносительные параметры, которые могут послужить основой для выбора подходящего материала штанги.

A. VULIĆ, M. KOCIĆ[†]

ISTRAŽIVANJA

Uticaj povećanja temperature na promenu eksploracionog zazora kod kliznih ležišta od termoplastičnih masa

1. UVOD

Prisustvo triboloških procesa kod radikalnih kliznih ležišta je nepoželjna pojava kojoj se mora posvetiti posebna pažnja, kako u fazi projektovanja tako i u fazi eksploracije. Preciznim definisanjem opterećenja, racionalnim izborom materijala, poznavanjem uslova eksploracije i optimalnim konstruktivnim rešenjem konstruktor nastoji da svede trenje i habanje na minimum odnosno da obezbedi: minimalne gubitke energije, zahtevanu pouzdanost sklopa i dovoljan vek trajanja radikalnog kliznog ležišta.

Termoplastične mase, koje predstavljaju jedno od osnovnih obeležja tehnološkog razvoja pred kraj dvadesetog veka, nude širok dijapazon osobina (naročito tribolo-

ških), kao i mogućnosti da se korišćenjem odredjene vrste i količine dodatka (punioca) mogu dobiti materijali koji odgovaraju unapred zadatom opterećenju.

U poređenju sa metalnim posteljcama ležišta, termoplastične posteljice imaju prednosti i nedostatke koji se mogu razvrstatи како на слици 1, što uslovjava да се njihov postupak dimenzionisanja bitno razlikuje.

Analizom nedostataka (sl. 1) kod kliznih ležišta sa posteljicom od termoplastičnih masa uočavaju se pored izrazite zavisnosti mehaničkih karakteristika као што су лоша топлотна проводљивост и веће топлотно ширење него код метала што директно утиче на развој triboloških процеса у контакtnoj зони између вратила и постелjice о чему ће бити више рећи у овом раду.

KLIZNA LEŽIŠTA OD TERMOPLASTIČNIH MASA	
PREDNOSTI	NEDOSTACI
<ul style="list-style-type: none"> - dobra klizna svojstva - otpornost na koroziju - mogućnost rada bez podmazivanja - ekonomična i jednostavna izrada - hemijska neutralnost - mala težina - smanjeno zagadenje okoline - mogućnost prigušenja udara i oscilacija 	<ul style="list-style-type: none"> - ograničene mehaničke karakteristike - ograničena temperaturna postojanost - loša tоплотна проводљивост - осетљивост на влагу - веће топлотно ширење

Sl. 1. Prednosti i nedostaci ležišta od termoplastičnih masa
Advantages and disadvantages of thermoplastics bearings
Достоинства и недостатки постелјица из термоеластичних

Dr. Aleksandar Vulić, dipl. ing., vanr. prof.
Mašinski fakultet u Nišu, Beogradska 14.

Miomir Kocić, dipl. ing., Elektronska industrija

2. ANALIZA UTICAJNIH FAKTORA

Prvi korak u projektovanju kliznih ležišta je analiza uticajnih faktora koja obuhvata prikupljanje informacija o zahtevima koji se postavljaju kliznom ležištu kao elementu tribološkog sistema i kao elementu čitave konstrukcije u okviru koje će biti ugradjen. Ispravna analiza podrazumeva respektovanje svih uticajnih faktora na tribološko

Pravilan izbor zazora izmedju rotirajućeg elementa (vratila) i nepokretnog elementa (posteljice) je osnovni uslov ispravnog rada kliznog ležišta. Pri većim pritiscima povoljniji su manji zazori a pri manjim pritiscima povoljniji su veći radni zazori. Kod izbora zazora treba imati u vidu da veliki zazori smanjuju trenje odnosno ne proizvodi gubitke energije koji se manifestuje kroz zagrevanje ležišta, dok preveliki zazori prouzrokuju nemiran hod i vibracije [6, 5].



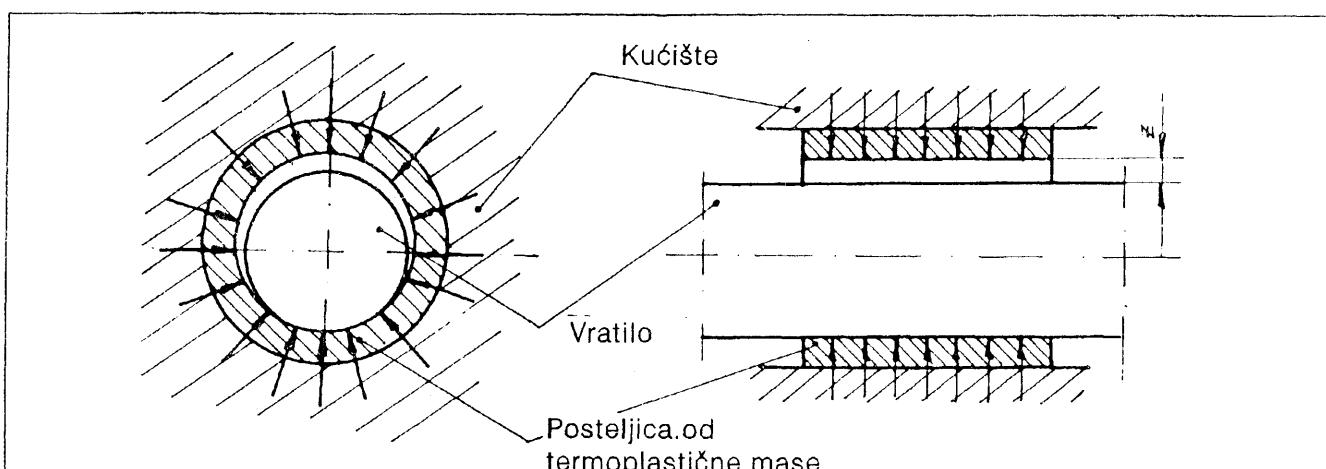
Sl. 2. Klasifikacija uticajnih faktora za ispravnu konstrukciju kliznog ležišta od termoplastičnih masa
Classification of influential factors for appropriate construction of the thermoplastics sliding bearing
Классификация факторов определяющих качество конструкции подшипника скольжения из термопластичной массы

opterećenje kliznog ležišta od termoplastičnih masa i njihova gruba klasifikacija data je na slici 2.

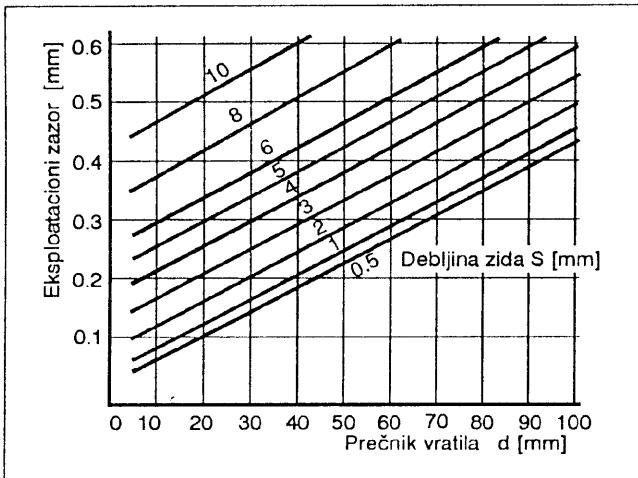
Prikupljanje ovih informacija, ukoliko nisu definisane projektnim zadatkom, treba da omogući sistematičan pristup definisanju tribološkog opterećenja i rešavanju konstrukcijskih problema. U radu će biti razmatran uticaj temperature na širenje posteljice od termoplastične mase i njenom uticaju na promenu eksploracionog zazora.

Karakteristično je za klizna ležišta od termoplastičnih masa da je montažni zazor veći od eksploracionog (radnog) zazora odnosno da usled zagrevanja posteljice dolazi do njenog širenja što ima za posledicu smanjenje zazora u toku rada (slika 3).

Veličina eksploracionog zazora mora biti takva da u slučaju ekstremnog povećanja zapremine posteljice (usled povećanja temperature ili vlažnosti okoline) omogući nesmetano okretanje vratila odnosno nesme doći do slepljivanja ležišta za vratilo.



Sl. 3. Smer širenja posteljice od termoplastične mase
Expansion sense of the thermoplastics bed
Направление расширения вкладыша из термопластичной массы



Sl. 4. Preporučene vrednosti eksploracionog zazora u zavisnosti od prečnika rukavca i debljine zida posteljice
Recommended values of exploitational clearance as a function of sleeve diameter and bed wall thickness
Рекомендование значения эксплуатационного зазора в зависимости от диаметра плача и толщины вкладыша

Na slici 4 date su empirijske preporuke za veličine eksploracionog zazora u zavisnosti od debljine termoplastične posteljice i prečnika rukavca [1].

Veličina promene zazora u toku rada termoplastičnog ležišta odnosno razlika između montažnog i eksploracionog zazora može se izraziti jednačinom:

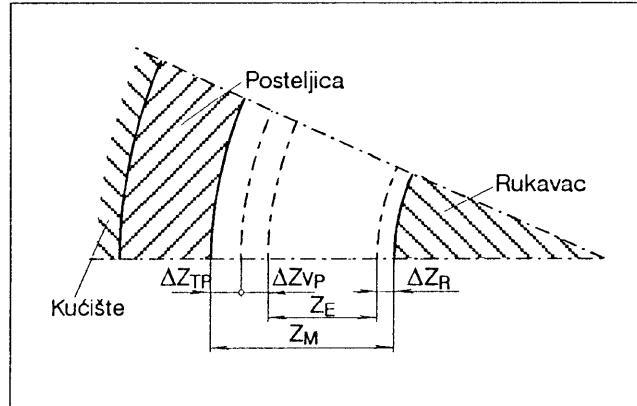
$$Z_E = Z_M - \Delta Z_{TP} - \Delta Z_{VP} - \Delta Z_R$$

gde su: Z_E - eksploracioni zazor,
 Z_M - montažni zazor,

ΔZ_{TP} - veličina promene zazora usled širenja posteljice pod dejstvom topline,

ΔZ_{VP} - veličina promene zazora usled širenja termopl. posteljice pod dejstvom vlage,

ΔZ_R - veličina promene zazora usled širenja rukavca pod dejstvom topline [3].



Sl. 5. Šematski prikaz promene zazora u toku rada termoplastičnog ležišta

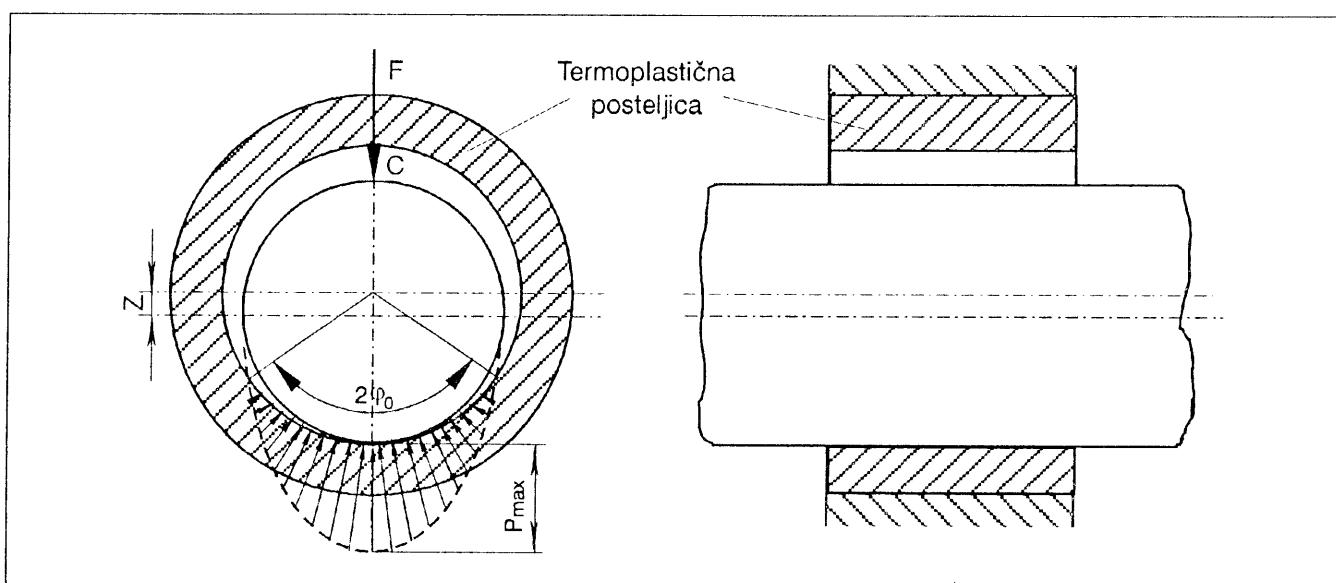
Schematic representation of clearance variation during thermoplastics bearing exploitation

Схема изменения зазора в процессе работы термопластичного подшипника

3. UTICAJ TEMPERATURE NA PROMENU EKSPLOATACIONOG ZAZORA

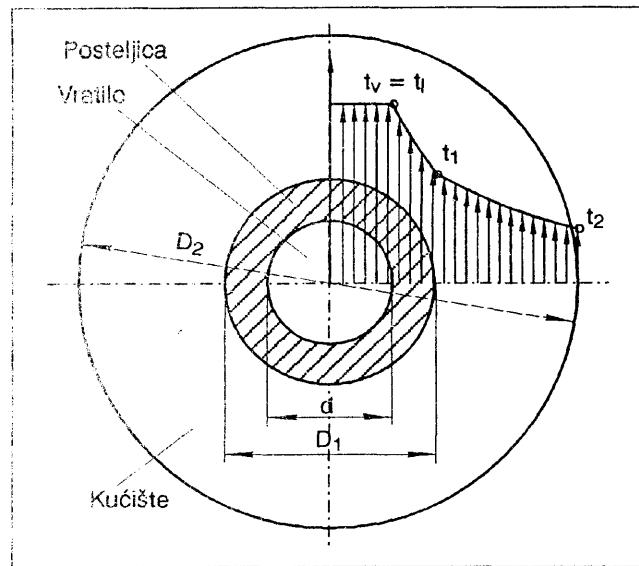
Na kontaktnoj površini izmedju posteljice i vratila, koja je ograničena širinom posteljice i uglom $2\phi_0$ (slika 6), kao posledica trenja razvija se toplota i ona se odvodi najvećim delom preko kućišta na okolni vazduh, dok manji deo preuzima rukavac i odvodi ga dalje aksijalno kroz vratilo [3, 4].

Konstruktivno rešenje i režim rada imaju bitan uticaj na raspored topline u kontaktnoj zoni izmedju rukavca i termoplastične posteljice. Druga bitna karakteristika pri zagrevanju termoplastičnog ležišta je znatno slabije provodjenje topline nego kod metala tako da se temperature na spoljašnjem i unutrašnjem prečniku bitno razlikuju (slika 7) [3].



Sl. 6. Raspored pritiska u kontaktnoj zoni rukavac - posteljica od termoplastične mase.
Pressure distribution in the contact zone of thermoplastics sleeve - bed

Распределение давления в зоне контакта плача - вкладыша из термопластичной массы



Sl. 7. Dijagram temperature kod posteljice od termoplastične mase, [3].

Temperature distribution in thermoplastics bed
Диаграмма температуры вкладыша из термопластичной массы

Veličina promene zazora usled zagrevanja termoplastične posteljice pod dejstvom topline može se prikazati kao na slici 8, odnosno može se odrediti obrascem:

$$\Delta Z_{TP} = \delta_k + \delta_T - \delta_d$$

gde su: δ_k - veličina uticaja kućišta,

δ_T - veličina promene debljine posteljice,

δ_d - veličina promene unutrašnjeg prečnika posteljice.

Metalno kućište je zagrejano na temperaturu t_2 koja je niža od temperature posteljice (slika 7) i u većini slučajeva je masivnije od posteljice, tako da ograničava njeno širenje odnosno povećanje spoljašnjeg prečnika posteljice. Veličina pomeranja kontaktne površine odnosno smanjenje unutrašnjeg prečnika zbog uticaja metalnog kućišta može se odrediti na osnovu empirijskih jednačina:

$$\delta_k = \frac{2 \cdot S_1^2 \cdot 10^5}{S_1^2 + 3} \cdot f \alpha_p \cdot (K_1 + 1) - 2 \cdot \alpha_k \cdot K_1 \cdot \Phi J$$

gde su: $S_1 = D_1/d$ - odnos spoljašnjeg i unutrašnjeg prečnika posteljice,

$S_2 = D_2/d$ - odnos spoljašnjeg i unutrašnjeg prečnika kućišta,

α_p - koeficijent toplotnog širenja posteljice,

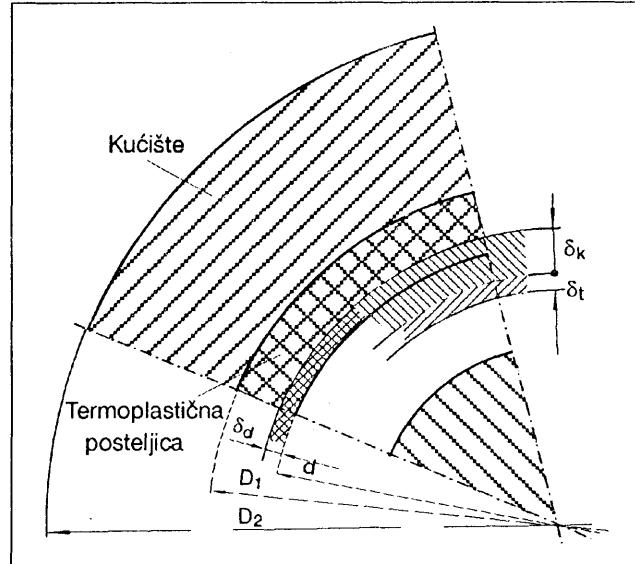
$K_1 = t_1/t_v$ - odnos temperatura posteljice,

$K_3 = t_2/t_1$ - odnos temperatura na spoljašnjem i unutrašnjem prečniku kućišta,

α_k - koeficijent toplotnog širenja kućišta,

$\Phi = K_3 + (1 - K_3) f(S_2)$ - funkcija geometrijskih karakteristika a vrednosti funkcije $f(S_2) = 1/2 \ln S_2 - 1/(S_2^2 - 1)$ mogu se očitati iz dijagrama na slici 9 [3].

$$f(S_2) = \frac{1}{2 \cdot \ln S_2} - \frac{1}{S_2^2 - 1}$$



Sl. 8. Promena eksploracionog zazora usled širenja posteljice pod dejstvom topline.

Variation of exploitative clearance as a function of the bed thermal expansion

Изменение эксплуатационного зазора от условленное тепловым расширением вкладыша

Promena debljine termoplastične posteljice usled povećanja temperature u kontaktnoj zoni može se odrediti obrascem:

$$\delta_T = \alpha_p \cdot 10^5 \cdot \frac{S_1 - 1}{2} \cdot (K_1 + 1)$$

gde su: α_p - toplotni kapacitet širenja posteljice,

$S_1 = D_1/d$ - odnos spoljašnjeg i unutrašnjeg prečnika posteljice,

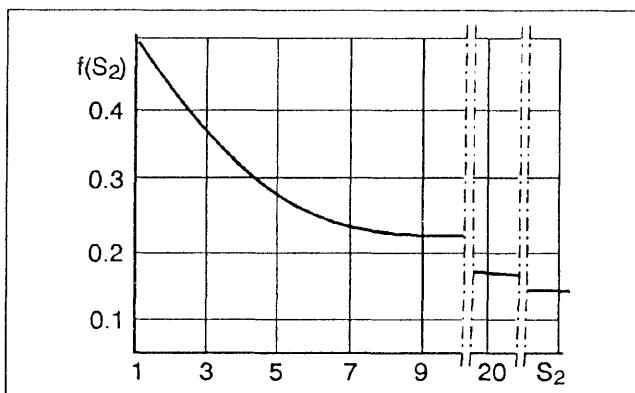
$K_1 = t_1/t_v$ - odnos temperatura na spoljašnjem i unutrašnjem prečniku posteljice.

Zagrevanjem termoplastične posteljice dolazi do povećanja njenog unutrašnjeg prečnika koji se može odrediti obrascem:

$$\delta_d = \alpha_p \cdot 10^5 \cdot \frac{K_1 + 1}{2}$$

gde su: α_p - temperaturni koeficijenat širenja posteljice,

$K_1 = t_2/t_v$ - odnos temperatura na spoljašnjem i unutrašnjem prečniku.



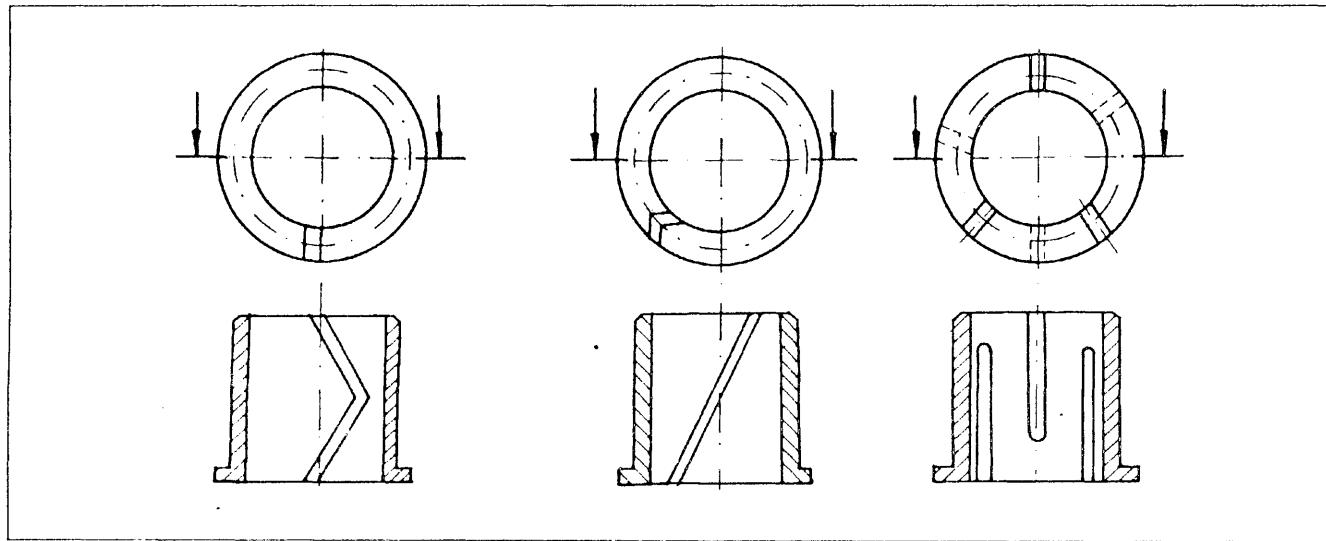
Sl. 9. Grafik funkcije $f(S_2)$

Diagram of a function $f(S_2)$

График функции $f(S_2)$

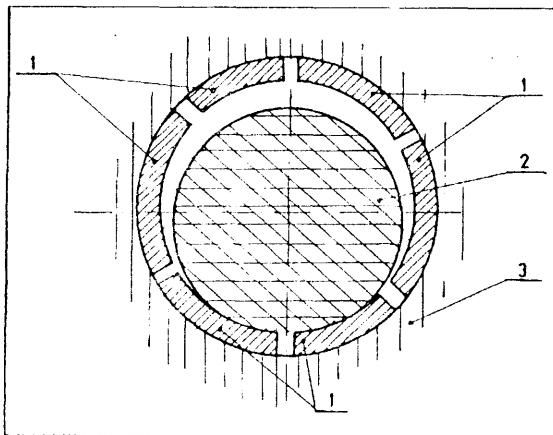
4. PRIMERI KONSTRUKCIJSKIH REŠENJA ZA KOMPENZACIJU UTICAJA TEMPERATURE

Pored svih zahteva definisanih projektnim zadatkom, zahteva tehnologije izrade i tehnologije montaže, konstrukcijsko rešenje posteljice od termoplastičnih masa treba da omogući i uspešnu kompenzaciju važnog nedostatka kao što je izrazito povećanje zapremine usled zagrevanja. Ova konstrukcijska rešenja se ne mogu generalizovati jer su striktno prilagodjena dатој konstrukciji i uslovima eksploatacije. U nastavku će biti dato nekoliko uspešnih odnosno u praksi proverenih rešenja.

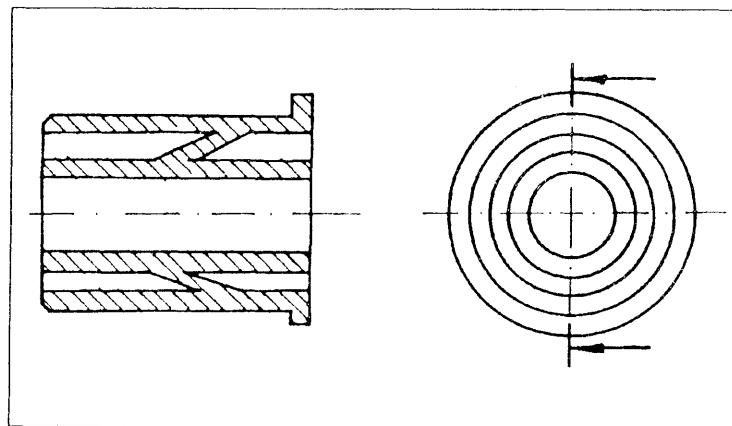


Sl. 10. Primeri termoplastičnih posteljica sa prorezom [4]
Examples of thermoplastic beds with slots
Термопластичные вкладыши с широрезами

Primeri kliznih ležišta dati na slici 10 sa prorezom za kompenzaciju temperaturnih dilatacija pokazali su se posebno uspešnim za manje dimenzije i male brojve obrtaja [4]. Za veliké prečnike jedno od uspešnih rešenja je izrada ležišta iz segmenata (slika 11) pri čemu zazori izmedju segmenata kompenziraju promenu zapremine dok se pričvršćivanje segmenata može izvesti vijcima sa upuštenom glavom ili različitim nastavcima [1].



Sl. 11. Termoplastično ležište iz segmenata
Thermoplastic bearing made of segments
Разъемный термопластичный вкладыш

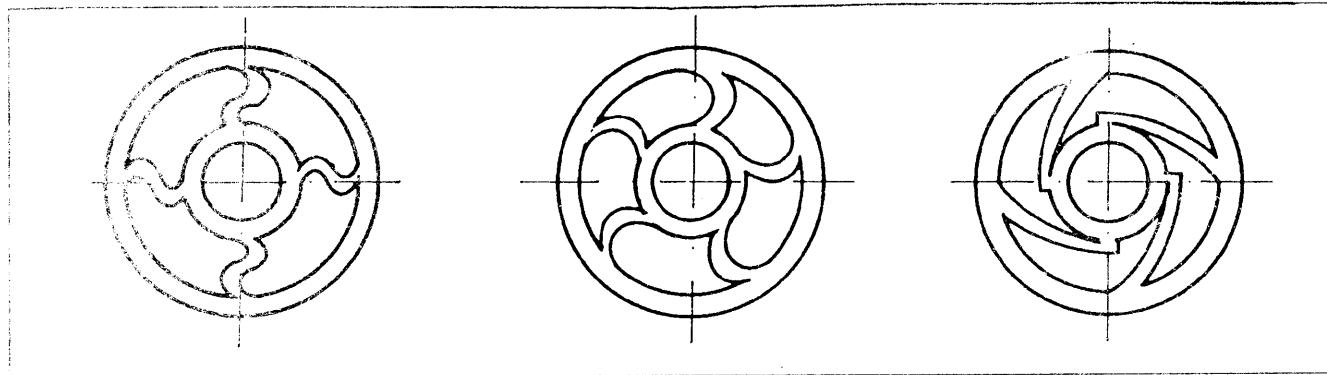


Sl. 12. Termoplastična posteljica sa konusom
Thermoplastic bed with a cone
Конический термопластичный вкладыш

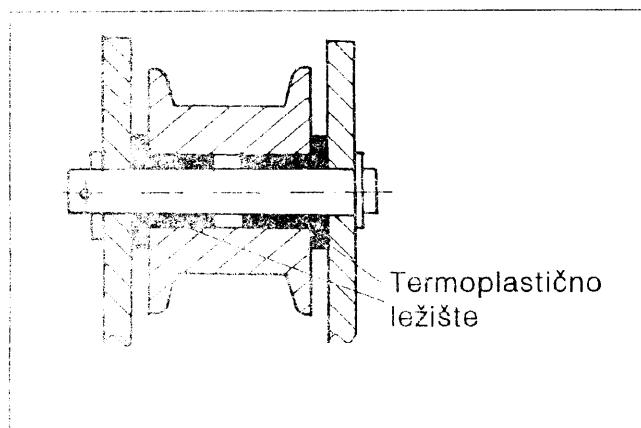
Kod malih opterećenja izradom dvozidne posteljice spojene konusom mogu se dobiti kvalitetna rešenja za kompenzaciju promene zazora usled zagrevanja kao na slici 12 [1].

U slučajevima kada pored zagrevanja imamo i vibracije kao što je to slučaj kod ležišta raznih elektromotora, uspešno su se pokazala rešenja data na slici 13.

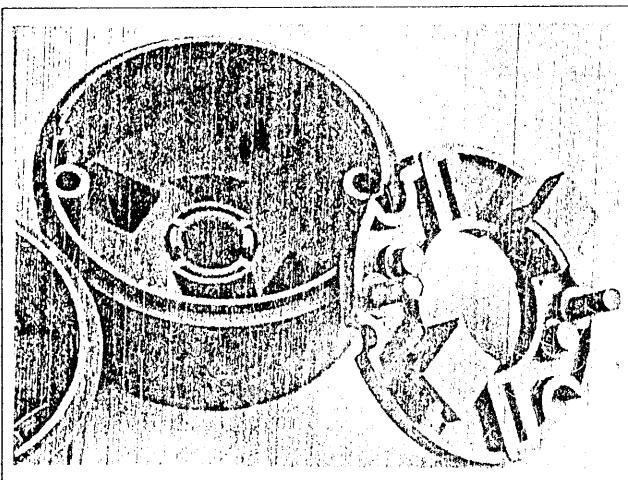
Navedena konstruktivna rešenja su predvidjena za proizvodnju injekcionim brizganjem i za montažu u serijskoj proizvodnji. Za veća opterećenja koriste se ležišta sa dve posteljice male dužine a razmak izmedju posteljica (sl. 14) obezbeđuje kompenzaciju zapreminskog širenja usled temperature [1].



Sl. 13. Primeri termoplastičnih posteljica pogodnih za kompenzaciju temperature i vibracija
Examples of thermoplastic beds suitable for compensation of temperature and vibrations
Термопластичные вкладыши удобные для возмещения температуры и вибраций



Sl. 14. Primer ugradnje dve posteljice sa razmakom za kompenzaciju zapreminskog širenja
Example of assembling of two beds with clearance for compensation of volume expansion
Установка двух вкладышей с расстоянием для возмещения повышеннего объема



Sl. 15. Primer izrade jednodeljnog kućišta elektromotora i posteljice kliznog ležišta
Example of design of electric engine single - part housing and sliding bearing bed
Неразъемный корпус электродвигателя и вкладыша подшипника скольжения

5. ZAKLJUČAK

S obzirom na nemogućnost potpunog eliminisanja pojave trenja na kontaktnoj površini rukavac - posteljica, projektant je dužan da respektuje sve faktore koji utiču na tribološke procese u ležištu.

Specifičnosti termoplastičnih masa kao što su znatno veće toplotno širenje i lošija toplotna provodljivost uslovjavaju da se postupak dimenzionisanja bitno razlikuje nego kod metalnih ležišta, ali da uz poznavanje radnih uslova i uslova okoline uspešno dovedi do konstruktivnog rešenja koje, sa dovoljnom sigurnošću, kontroliše povećanje prepreka usled zagrevanja, i time obezbeđuje kvalitetnu funkciju i zahtevani vek trajanja.

Karakteristično za našu industriju je da raspolaže kapacitetom i znanjem, ali je primena termoplastičnih masa u proizvodnji kliznih ležišta nezadovoljavajuća. Razlozi za to su nedovoljno informacija iz ove oblasti (nedovoljno radnih izvještaja o mogućnostima i saradnji proizvođača i sl.), nedovoljno utaganja u istraživački rad i nemogućnost obvezujućivanja kvalitetnih plastičnih masa iz uvoza.

Eliminisanje nabrojanih otežavajućih okolnosti treba da omogući povećanu primenu termoplastičnih masa ne samo u proizvodnji kliznih ležišta već i u proizvodnji tribomehaničkih sistema uopšte.

LITERATURA

- [1.] A. MARIĆIĆ: Primena polimernih materijala u tehnici, Zagreb 1982.
- [2.] A. RAC: Tribologija, Inženjersko mašinski priručnik, Beograd 1987
- [3.] А. А. ЧИЧИНАДЗЕ: Полимеры в узлах трения машин и приборов, Машиностроение, Москва 1988.
- [4.] Designing bearings in du point's, Engineering plastics, Du point A - 75995.
- [5.] J. INDOF: Tribološke pojave pri trenju konstrukcijskih plastomera, disertacija, F. S. B. Zagreb, 1981.
- [6.] K. H. DEKER: Elementi strojeva, Tehnička knjiga, Zagreb, 1975.

- [7.] M. NEDELJKOVIĆ: Osnovni koncept projektovanja i konstruisanja tribomehaničkih sistema, Tribologija u industriji, 1990, №1
- [8.] M. JANKOVIĆ: Eksploracione karakteristike radijalnih kliznih ležišta od plastične mase domaće proizvodnje, magistarski rad, M. F. Beograd, 1976.
- [9.] П. И. ОРЛОВ: Основы конструирования, 1, 2, Машиностроение, Москва, 1988.
- [10.] П. А. ПЛАВЛОВ: Основы инженерных расчетов элементов машин на усталость длительную прочность, Машиностроение, Ленинград, 1988.
- [11.] S. TANASIEVIĆ: Osnovi tribologije mašinskih elemenata, Naučna knjiga, Beograd 1989.

Influence of Temperature Increase on Variation of Exploitation Clearance in Sliding Bearings Made of Thermoplastic Masses

The application possibilities of thermoplastics for slide bearing shell are analysed in work. The temperature influence on thermoplastics shell expansion is specially considered. In work is given a possibility for calculating determination of clearance size change because of shell expansion. Also are given the examples of construction solutions for bearing shell, which have a compensation possibility for temperature influence.

Воздействие повышения температуры на изменение эксплуатационного зазора подшипников скольжения из термопластов

В работе анализируются возможности использования термопластичных масс для изготавления подшипников качения. Особенно рассматривается влияние температуры на расширение вкладышей из термопластов. В работе изложен и способ рассчетного определения величины изменения зазора при расширении вкладыша. Приведены также примеры конструктивных решений вкладышей подшипников, которыми обеспечивается возмещение воздействия температуры.