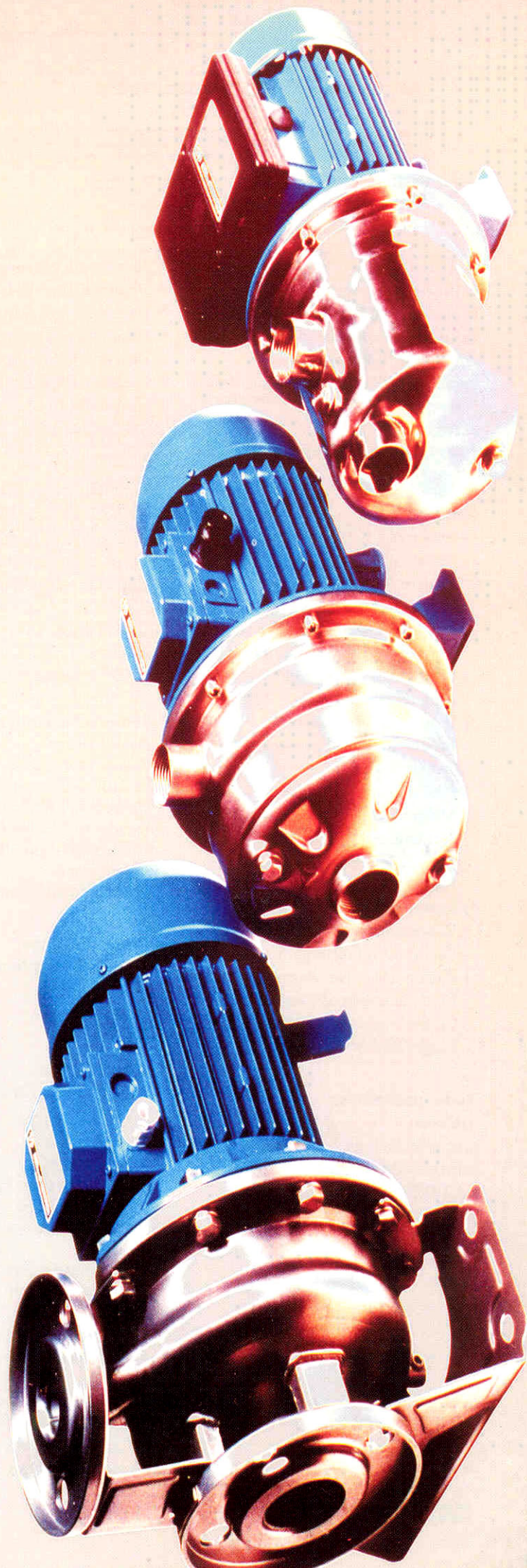


1. Ojačanje krmilnega ventila s poligonsko pretočno značilnico
Gain of a Control Valve with Polygonal Flow Characteristics
2. Prerotacijski tok na vstopu v radialni rotor
Prerotation Flow at the Entrance to a Radial Impeller
3. Novo biorazgradljivo splošno traktorsko transmisijsko olje na osnovi oljne repice
A New Biodegradable Universal Tractor Transmission Oil Based on Rapeseed Oil
4. Numerična analiza kazalnikov izkoristka nosilnosti cestnih vozil
Numerical Analysis of the Capacity-Exploitation Parameters of Road Vehicles
5. Šolski robot SLR 1500 - razvoj in simulirni program
The SLR 1500 Training Robot - Development and Simulation Program
6. Analiza poškodbe cevovoda iz nerjavnega jekla
Analysis of a Stainless Steel Pipeline Failure



Vsebina

Contents

Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering
letnik - volume 46, (2000), številka - number 5

Razprave

- Bajsić, I., Bobič, M.: Ojačanje krmilnega ventila s poligonsko pretočno značilnico 264
Predin, A., Biluš, I.: Prerotacijski tok na vstopu v radialni rotor 276
Ploj, T., Kržan, B., Bedenk, J., Feldin, M.: Novo biorazgradljivo splošno traktorsko transmisijsko olje na osnovi oljne repice 291
Kolenc, J., Smerdu, I., Petelin, S.: Numerična analiza kazalnikov izkoristka nosilnosti cestnih vozil 302
Uriček, J., Poppeová, V., Zahoranský, R.: Šolski robot SLR 1500 - razvoj in simulirni program 309

Razprave v slovenščini

- Kmetič, D., Celin, R.: Analiza poškodbe cevovoda iz nerjavnega jekla 318

Poročila

322

Strokovna literatura

323

Osebnosti

326

Navodila avtorjem

327

Papers

- Bajsić, I., Bobič, M.: Gain of a Control Valve with Polygonal Flow Characteristics
Predin, A., Biluš, I.: Prerotation Flow at the Entrance to a Radial Impeller
Ploj, T., Kržan, B., Bedenk, J., Feldin, M.: A New Biodegradable Universal Tractor Transmission Oil Based on Rapeseed Oil
Kolenc, J., Smerdu, I., Petelin, S.: Numerical Analysis of the Capacity-Exploitation Parameters of Road Vehicles
Uriček, J., Poppeová, V., Zahoranský, R.: The SLR 1500 Training Robot - Development and Simulation Program

Papers in Slovenian

- Kmetič, D., Celin, R.: Analysis of a Stainless Steel Pipeline Failure

Reports

Professional Literature

Personal Events

Instructions for Authors

Ojačanje krmilnega ventila s poligonsko pretočno značilnico

Gain of a Control Valve with Polygonal Flow Characteristics

Ivan Bajsić - Miha Bobič

Namen prispevka je prikazati pretočno značilnico, ki ima dobre lastnosti dveh standardnih značilnic krmilnih ventilov. Pretočne značilnice so primerjane glede na njihovo ojačanje. Izdelana je primerjava med vsemi tremi pretočnimi značilnicami in različnimi možnostmi izbire temena poligonske pretočne značilnice. Izračunane vrednosti so eksperimentalno ovrednotene. Dinamične lastnosti pretočnih značilnic so prikazane s simuliranjem prenosne funkcije sklenjene krmilne zanke. Matematični model, uporabljen za simuliranje prehodne funkcije na skočno motnjo, je izbran iz literature [5] in načrtuje prehodno funkcijo prvega reda.

© 2000 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: značilnice pretočne statične, značilnice statične poligonalne, ventili krmilni, ojačitve ventilov)

The aim of the paper is to show the flow characteristics which have the advantages of two standard characteristics of the control valves. The flow characteristics were compared in terms of their gain. During the evaluation all three flow characteristics were compared as well as the possibility of choosing the vertex point of the polygonal characteristics. The results were evaluated using experimental methods. Dynamic characteristics were displayed by the means of the closed-loop response simulation. A mathematical model for the simulation of transfer function has been chosen from the literature [5] and anticipates the response of the first order lag.

© 2000 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: static flow characteristics, polygonal characteristics, control valve, valve gain)

0 UVOD

Velika težava pri krmilnih sistemih s prenosnikom toplote je uporaba krmilnih ventilov s sorazmerno statično pretočno značilnico, saj izvedba te značilnice, v nasprotju z linearno, terja zelo dolge gibe ventilov. To pomeni daljše izvajalne čase in zato počasnejši odgovor sistema. Teže je tudi doseči večje krmilno razmerje. Zaradi tega se je pri teh sistemih pojavilo prizadevanje po uporabi krmilnih ventilov z linearno statično pretočno značilnico. Problem nastane pri krmiljenju manjših pretokov tekočin zaradi izredno velikega ojačenja te značilnice pri majhnih gibih. Ker je ojačenje na izvršilnem členu zelo veliko, je zato tudi ojačenje vsega sistema veliko. Sistem postane nestabilen, zato se pojavijo nihanja pri krmiljeni veličini npr. temperaturi. Problem še ne bi bil tako velik, če se ne bi s temi nihanji pojavila nihanja v pretoku tekočin, kar pomeni nenehno odpiranje in zapiranje ventila ter pogona. To jima zmanjša dobo trajanja, saj je doba trajanja teh naprav odvisna od števila gibov in ne toliko od staranja materiala.

0 INTRODUCTION

The greatest problem with heat-exchanger control systems is the use of control valves with proportional static-flow characteristics, because they require very long spindle travels, when compared to valves with linear-flow characteristics. This causes longer execution times and therefore a slower system response. It is also harder to reach a larger control ratio. As a result of these problems, there was a tendency to use valves with linear-fluid-flow characteristics in such systems. Problems occur when controlling the small flows, due to a very large gain during the initial part of the valve's travel. Large valve gain results in a large gain of the whole control loop, and the system becomes unstable because of large system gain which causes the control values i.e. the temperature to oscillate. The problem is made worse because the fluid flow starts to oscillate too, which results in frequent opening and closing of the valve and actuator. The expected useful life of the valve is therefore reduced, because the service life does not depend much on the materials' ageing, but on the number of working cycles.

Za rešitev tega problema, izvedbe nespremenljivega ojačenja ventila v celotnem gibu krmilnega ventila, ali vsaj nižje ojačenje pri manjših gibih, ob hkratnem kratkem gibu ter velikem krmilnem razmerju, je bila uporabljena poligonska pretočna značilnica ventila.

1 MATEMATIČNI MODEL

Najprej je treba poznati ojačenje ventila [3]. Tega definiramo kot odvod prostorninskega toka tekočine po relativnem gibu:

$$K_v = \frac{dq}{dX} \quad (1)$$

Zapis pove, za koliko se bo spremenil pretok ob spremembi giba ventila. V našem primeru lahko vzamemo relativne vrednosti. Ob upoštevanju linearne pretočne značilnice [4]:

$$\Phi = \left(1 - \frac{1}{R}\right)X + \frac{1}{R} \quad (2)$$

in sorazmerne pretočne značilnice [4]:

$$\Phi = \frac{1}{R} e^{X \ln R} \quad (3)$$

dobimo za linearno pretočno značilnico, z upoštevanjem mere linearnosti a , ojačenje krmilnega ventila:

$$K_v = a \left\{ a + (1-a) \left[\left(1 - \frac{1}{R}\right)X + \frac{1}{R} \right]^2 \right\}^{-\frac{3}{2}} \left(1 - \frac{1}{R}\right) \quad (4)$$

za sorazmerno pretočno značilnico pa:

$$K_v = a \left\{ a + (1-a) \left[\frac{1}{R} e^{X \ln R} \right]^2 \right\}^{-\frac{3}{2}} \frac{\ln R}{R} e^{X \ln R} \quad (5)$$

Oba poteka ojačenj za nespremenljivo krmilno razmerje $R = 50$ in tri različne mere linearnosti ($a = 1$, $a = 0,5$ in $a = 0,1$) sta prikazana na sliki 1. Slika prikazuje povečanje ojačenja pri manjšem gibu in pri linearni pretočni značilnici. Čim manjša je mera linearnosti, tem večje je ojačenje pri manjšem gibu.

Iz omenjenega izhaja zamisel o značilnici, ki bi bila v svojem spodnjem gibu podobna sorazmerni pretočni značilnici, v zgornjem pa linearni. Zato je nujno potreben prelom značilnice, oziroma pretočna značilnica mora imeti dve različni strmini. Teoretično bi lahko prelom, tj. točko temena, določili iz presečišča ojačenja linearne in sorazmerne pretočne značilnice z iskanjem ničel v enačbi:

$$0 = \left\{ a + (1-a) \left[\left(1 - \frac{1}{R}\right)X + \frac{1}{R} \right]^2 \right\}^{-\frac{3}{2}} \left(1 - \frac{1}{R}\right) - \left\{ a + (1-a) \left[\frac{1}{R} e^{X \ln R} \right]^2 \right\}^{-\frac{3}{2}} \frac{\ln R}{R} e^{X \ln R}; a \neq 0 \quad (6)$$

Ničle so predstavljene za različna krmilna razmerja in mere linearnosti v preglednici 1 ter slikah 2 in 3.

The solution to this problem - a valve with constant gain through the whole valve travel or at least lower gain by smaller travels, while keeping short travels and a large control ratio - is the use of polygonal valve characteristics.

1 MATHEMATICAL MODEL

First, we have to determine the valve gain [3]. This is defined as the differential between volume fluid flow and relative travel:

$$K_v = \frac{dq}{dX} \quad (1)$$

It shows the change of flow when the valve travel is being changed. Our example allows for relative values. Considering the linear-flow characteristics, [4]:

$$\Phi = \left(1 - \frac{1}{R}\right)X + \frac{1}{R} \quad (2)$$

and the proportional-flow characteristics, [4]:

$$\Phi = \frac{1}{R} e^{X \ln R} \quad (3)$$

the linear-flow characteristics have the following control valve gain with respect to authority a :

$$K_v = a \left\{ a + (1-a) \left[\left(1 - \frac{1}{R}\right)X + \frac{1}{R} \right]^2 \right\}^{-\frac{3}{2}} \left(1 - \frac{1}{R}\right) \quad (4)$$

and for the proportional flow characteristics:

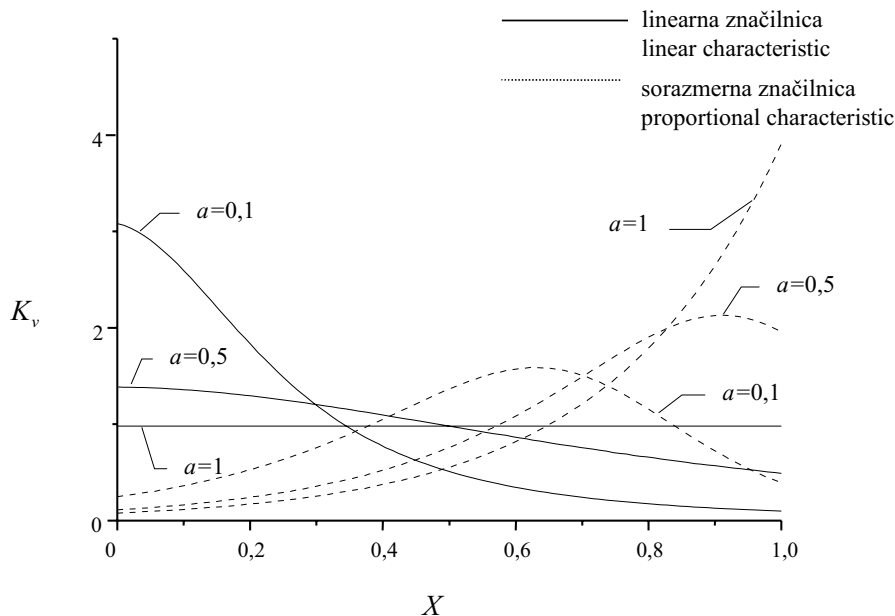
$$K_v = a \left\{ a + (1-a) \left[\frac{1}{R} e^{X \ln R} \right]^2 \right\}^{-\frac{3}{2}} \frac{\ln R}{R} e^{X \ln R} \quad (5)$$

Both the gain characteristics calculated on the basis of the constant control ratio $R = 50$ and the three different authority ($a = 1$, $a = 0.5$ and $a = 0.1$) are shown in Fig. 1. There you can see the gain growth with the small travel of the linear-flow characteristics. A smaller authority results in a larger gain at the beginning of the valve's travel.

The above mentioned leads to the possibility of flow characteristics which would be proportional in the lower and linear in the upper part of the travel. Therefore, it is necessary to determine the break point of the characteristics i.e. the flow characteristics should have two different gradients. Theoretically the break point - the vertex point of the flow characteristics - could be determined by calculating the intersection point of the linear- and proportional-gain characteristics by finding the zeros of the equation:

$$0 = \left\{ a + (1-a) \left[\left(1 - \frac{1}{R}\right)X + \frac{1}{R} \right]^2 \right\}^{-\frac{3}{2}} \left(1 - \frac{1}{R}\right) - \left\{ a + (1-a) \left[\frac{1}{R} e^{X \ln R} \right]^2 \right\}^{-\frac{3}{2}} \frac{\ln R}{R} e^{X \ln R}; a \neq 0 \quad (6)$$

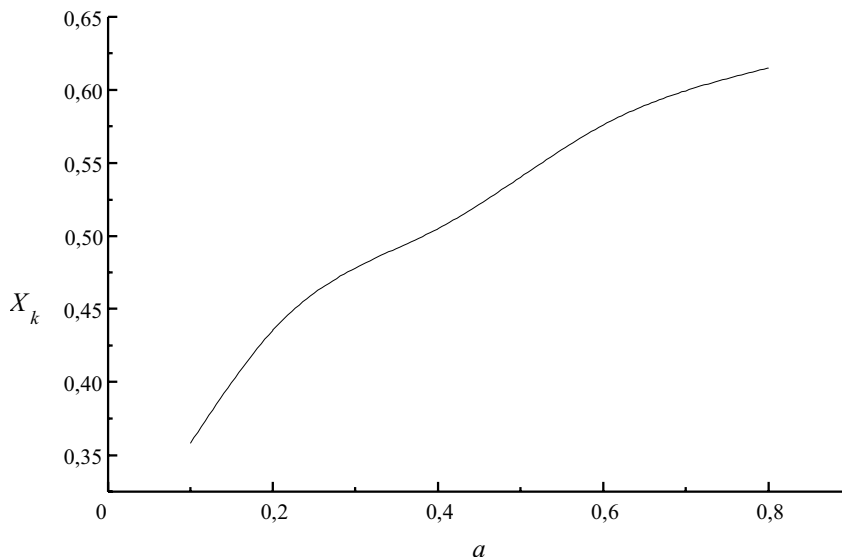
Zeros calculated on the basis of different control ratios and different authority are shown in table 1 as well as Fig. 2 and 3.



Sl. 1. Ojacenje sorazmerne in linearne pretočne značilnice K_v v odvisnosti od relativnega giba ventila X
 Fig.1. Gain of proportional and linear-flow characteristics K_v with respect to the relative valve travel X

Preglednica 1. Točke temena poligonske pretočne značilnice
 Table 1. Vertex points of the polygonal-flow characteristics

$R \backslash a$	1	0,8	0,6	0,4	0,2	0,1
100	1	0,636	0,6	0,545	0,467	0,39
50	1	0,615	0,576	0,505	0,4355	0,358
30	1	0,597	0,557	0,503	0,414	0,335

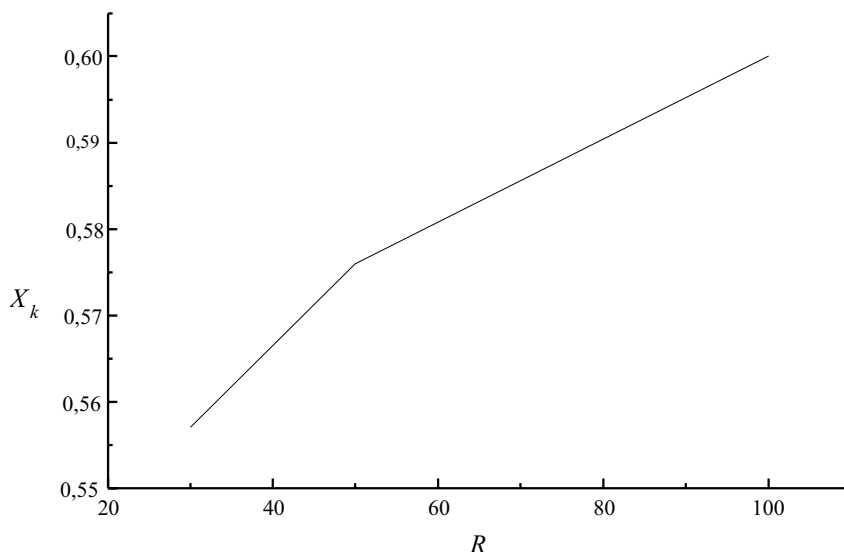


Sl. 2. Točke temena X_k poligonske pretočne značilnice, značilnice za različne mere linearnosti a in krmilno razmerje $R=50$

Fig. 2. Vertex points X_k of the linear-flow characteristics at different authorities a and the control ratio of $R=50$

Za mero linearnosti $a = 1$ je povsem primerna linearna pretočna značilnica, kar pomeni, da je najbolj primeren izbor temena v točki $X_k = 1$.

The linear flow characteristic fits perfectly for authority $a = 1$, which means that the vertex point of $X_k = 1$ is the most appropriate.



Sl. 3. Točke temena X_k značilnice za različna krmilna razmerja R in mero linearnosti $a = 0,6$
 Fig. 3. Vertex points X_k of the characteristics at different control ratios R and authority $a=0.6$

S slike 2 je razvidno, da se gib v točki temena povečuje skoraj linearno z naraščajočo mero linearnosti.

Tudi slika 3 prikazuje povečevanje giba v točki temena s povečanim krmilnim razmerjem. Določitev temenske točke po tem načinu imenujmo 1. metoda. V praksi pa sta se uveljavili dve drugačni merili za določevanje točke temena poligonske pretočne značilnice [1]:

- 2. metoda → merilo nespremenljivega krmilnega razmerja,
- 3. metoda → merilo nespremenljivega ojačenja.

Potek poligonske pretočne značilnice lahko zapišemo z naslednjo enačbo [1]:

$$\Phi = \max \left\{ \frac{\Phi_k - \frac{1}{R}}{X_k} X + \frac{1}{R}; \frac{1 - \Phi_k}{1 - X_k} (X - 1) + 1 \right\} \quad (7)$$

Če zgornjo enačbo vstavimo v enačbo (1), dobimo ojačenje poligonske pretočne značilnice:

$$K_v = \begin{cases} a \left\{ a + (1-a) \left[\frac{\Phi_k - \frac{1}{R}}{X_k} X + \frac{1}{R} \right]^2 \right\}^{\frac{3}{2}} \frac{\Phi_k - \frac{1}{R}}{X_k}; & X < X_k \\ a \left\{ a + (1-a) \left[\frac{1 - \Phi_k}{1 - X_k} (X - 1) + 1 \right]^2 \right\}^{\frac{3}{2}} \frac{1 - \Phi_k}{1 - X_k}; & X > X_k \end{cases} \quad (8)$$

Ker krivulja, ki popisuje pretočno značilnico, ni zvezna, dobimo dve enačbi, ki opisujeta ojačenje poligonske pretočne značilnice. Ojačenje za vse tri metode določanja točke temena je mogoče prikazati na slikah 4, 5 in 6. Pri tem upoštevamo krmilno razmerje $R = 50$ in mere linearnosti $a = 1, a = 0,5$ in $a = 0,1$.

As shown in Fig. 2 the travel at the vertex point becomes almost linear with the growing authority.

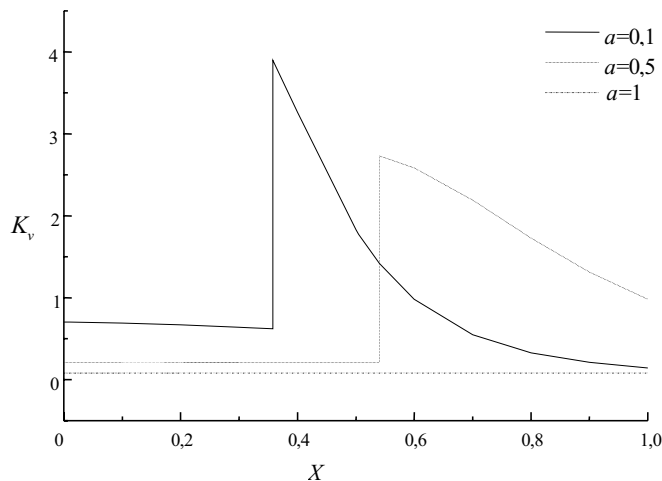
Fig. 3 also shows the increase of the travel in the vertex point when the control ratio grows. Determination of the vertex point using the above calculation is called the 1st method. Two other ways of determining the vertex point of the polygonal flow characteristics were proved in praxis, [1]:

- 2nd method → on the basis of a constant control ratio,
- 3rd method → on the basis of constant gain.

Polygonal-flow characteristics can be determined using the following equation, [1]:

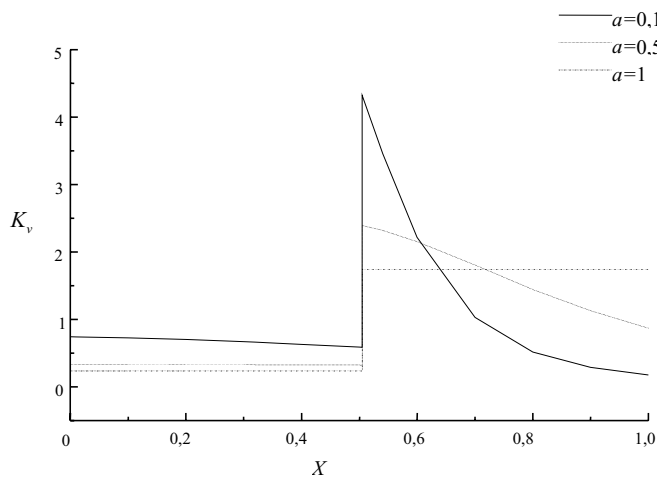
The above equation in formula (1) can be used to calculate the gain of the polygonal-flow characteristics:

Because the curve derived from the flow characteristics is not continuous, we get two equations which describe the gain of the polygonal flow characteristics. The gain, calculated on the basis of all three methods, is shown in Fig. 4, 5 and 6. All calculations use the control ratio of $R = 50$ and authority $a = 1, a = 0.5$ and $a = 0.1$.



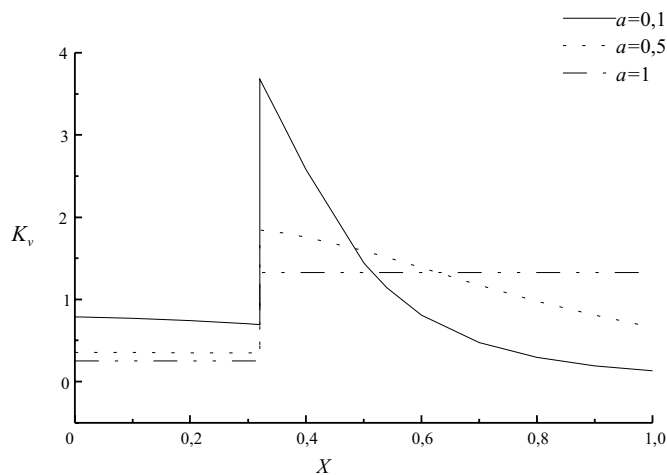
Sl. 4. Ojačenje poligonske pretočne značilnice K_v s točko temena izračunano iz presečišča med ojačenjem linearne in sorazmerne pretočne značilnice pri $\Phi_k = 0,1$ (1. metoda)

Fig. 4. Gain of the polygonal-flow characteristics K_v with vertex point is calculated using the intersection point between the gain of linear and proportional flow characteristics at $\Phi_k = 0,1$ (1st method)



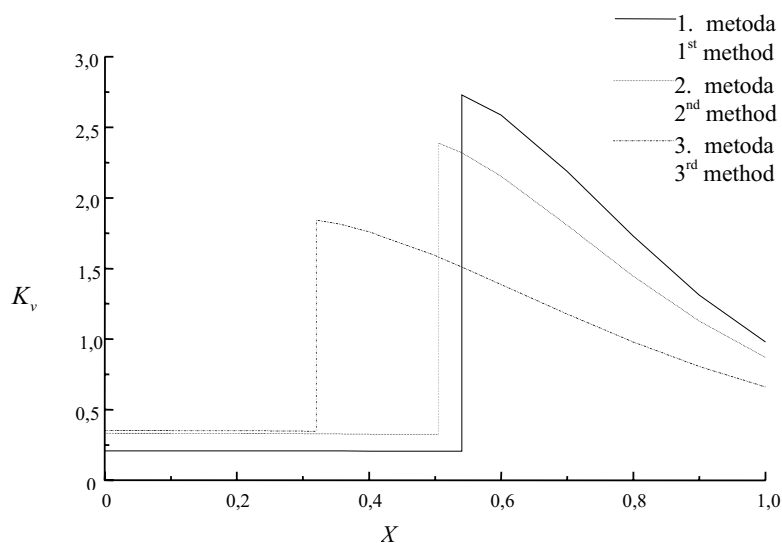
Sl. 5. Ojačenje poligonske pretočne značilnice K_v s točko temena po metodi nespremenljivega krmilnega razmerja (2. metoda)

Fig. 5. Gain of polygonal-flow characteristics K_v with vertex point using the method of constant control ratio (2nd method)



Sl. 6. Ojačenje poligonske pretočne značilnice K_v s točko temena po metodi nespremenljivega ojačenja $\Phi_k = 0,1$ (3. metoda)

Fig. 6. Gain of polygonal-flow characteristics K_v with vertex point using the method of constant gain $\Phi_k = 0,1$ (3rd method)



Sl. 7. Primerjava ojačenja poligonske pretočne značilnice K_v za različne točke temena pretočne značilnice, izračunane po treh različnih metodah

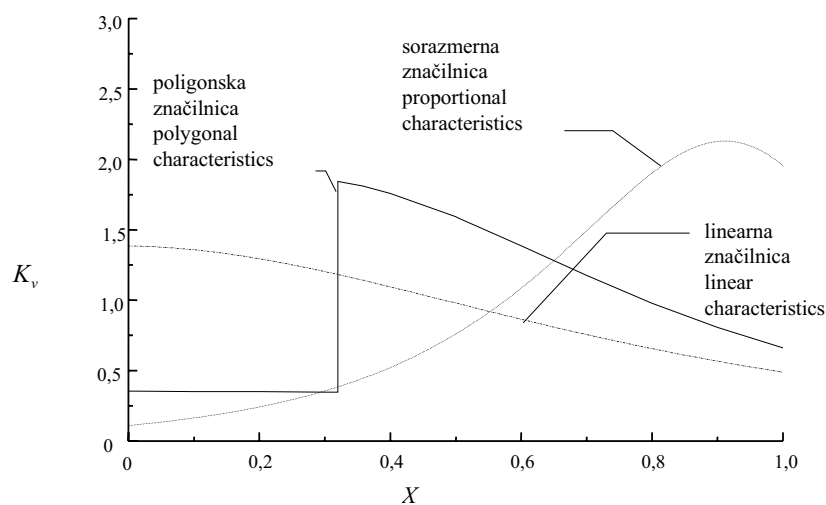
Fig. 7. Comparison of polygonal-flow characteristics gain K_v for different vertex points calculated by three different methods

Vse tri slike kažejo na nezveznost pretočne značilnice, ki je v točki temena. Ojačenje je za majhne gibe ventila skoraj nespremenljivo, medtem ko se po prehodu čez temensko točko pretočne značilnice močno poveča. Primerjava med vsemi tremi metodami za $R=50$ in $a=0,5$ je prikazana na sliki 7.

Usmeritev pretočnih značilnic je vseh treh primerih enaka. Opazna je precejšnja nezveznost v točki temena. Za nadaljnje primerjave bo vzeta značilnica, izračunana po metodi 3, kajti ta da najmanjšo razliko med obema ojačenjema. Primerjava ojačenja poligonske, linearne in sorazmerne pretočne značilnice je prikazana na sliki 8.

All three diagrams show that the curve is not continuous in the vertex point. Gain is almost constant for the small travels, while it increases strongly after the vertex point of the flow characteristics has been passed. The comparison of all three methods at $R = 50$ and $a = 0.5$ is shown in Fig. 7.

All three flow characteristics have the same trend. Characteristics show discrete behaviour evident in the vertex point. The characteristics calculated by the 3rd method will be used for a further comparison because it has the smallest difference between both gains. The comparison of the gain between polygonal, linear and proportional flow characteristics is shown in Fig. 8.



Sl. 8. Primerjava med ojačenji K_v linearne, sorazmerne in poligonske pretočne značilnice krmilnega ventila za krmilno razmerje $R = 50$ in mero linearnosti $a = 0,5$

Fig. 8. The comparison of gain K_v between linear, polygonal and proportional flow characteristics of a control valve at control ratio $R = 50$ and authority $a = 0.5$

Slika 8 prikazuje, da je poligonska pretočna značilnica izravnava med linearno in sorazmerno pretočno značilnico.

Fig. 8 shows that the polygonal-flow characteristic is actually a compromise between the linear- and proportional-flow characteristic.

2 EKSPERIMENTALNO OVREDNOTENJE

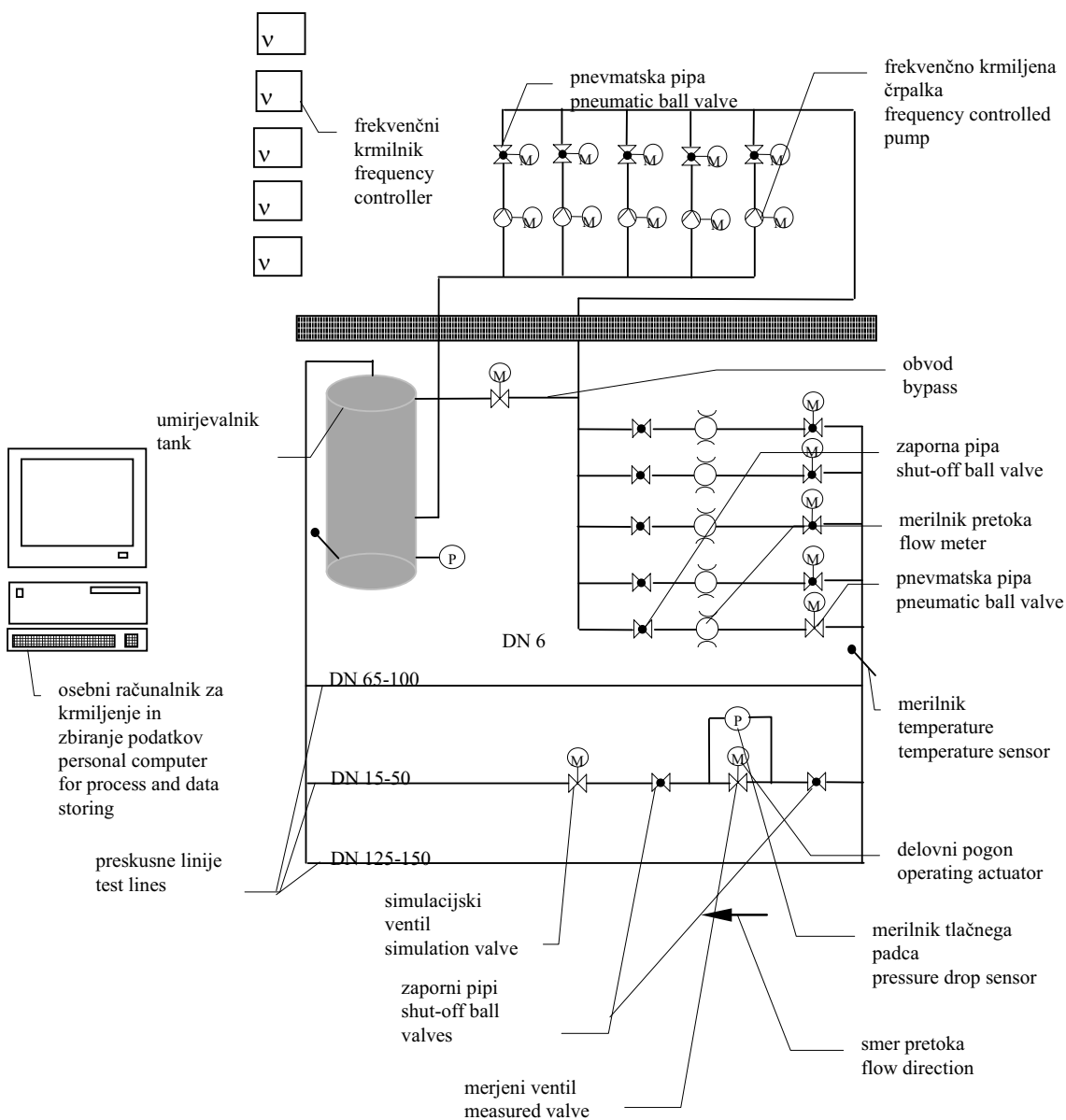
2 EXPERIMENTAL EVALUATION

Matematično modelirana ojačenja so bila eksperimentalno ovrednotena na vseh treh primerih značilnic. Namen meritve je bil eksperimentalno ovrednotenje računskih rezultatov. Zaradi tehničnih težav pri dinamičnih meritvah smo se omejili le na statične meritve ojačenj ventilov.

Mathematical models of all three models were experimentally evaluated. The aim of the measurement was to experimentally evaluate calculated results. Due to technical problems when performing dynamic measurements, the evaluation was limited to static measurements of valves' gains.

Uporabljeno je bilo preskuševališče, prikazano na sliki 9. To omogoča hkratne meritve in shranjevanje giba ventila, pretoka kapljevine in tlačnih padcev na ventilu.

The test rig in Fig. 9 was used. It allows the user to simultaneously measure and store valve travel, fluid flow and pressure drop on the valve.



Sl. 9. Merilno preskuševališče
Fig. 9. Test rig

Za meritev so bili uporabljeni ventili z naslednjimi pretočnimi značilnicami:

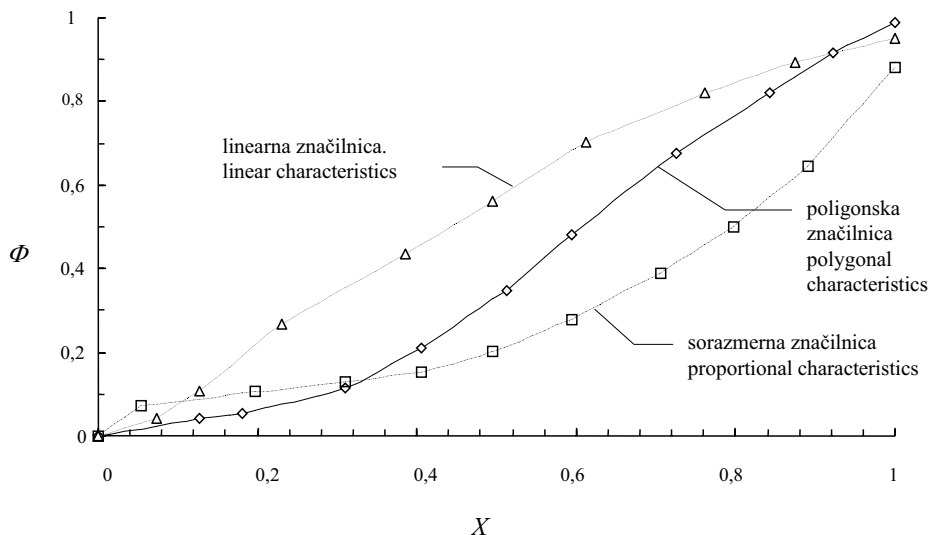
- linearna pretočna značilnica,
- sorazmerna pretočna značilnica,
- poligonska pretočna značilnica.

Izmerjene statične pretočne značilnice so prikazane na sliki 10.

Valves with the following flow characteristics were measured:

- linear-flow characteristic,
- proportional-flow characteristic,
- polygonal-flow characteristic;

For static-flow characteristics see Fig. 10.



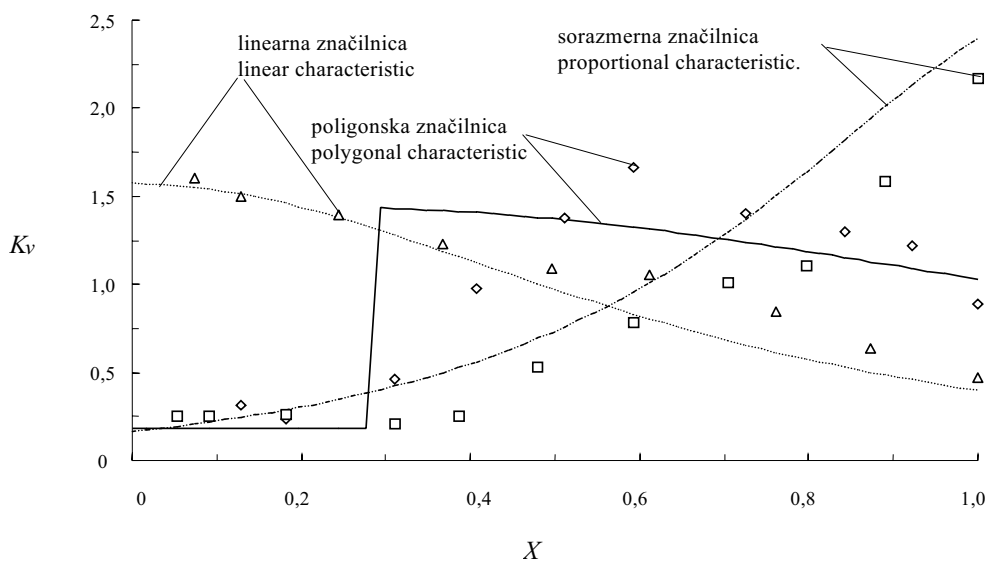
Sl. 10. Statične pretočne značilnice obravnavanih ventilov
Fig. 10. Static-flow characteristics of tested valves

Razmere v okolici so bile standardne, uporabljena tekočina za merjenje je bila voda. Temperatura tekočine je bila enaka temperaturi okolice (segrevanje zaradi črpalk je bilo zanemarljivo).

Meritev je potekala takole. Ventil je bil odprt za določen gib. V tej točki smo merili pretoke ter padce tlaka pretočnega sistema in ventila. Iz strmine med dvema sosednjima točkama je bilo izračunano ojačenje ventila.

The tests took place under standard environmental conditions; water was used as the flow medium. The temperature of the flow medium was the same as the ambient temperature (heating caused by the pumps was negligible).

The measurement was performed as follows. The valve was opened until it reached a pre-set position. At this point, flow and pressure drops of the valves and system were measured accordingly. A gradient of two adjacent points was used to calculate the valve gain.



Sl. 11. Rezultati meritev ojačenj K_v različnih statičnih pretočnih značilnic ventilov
Fig. 11. Gain measurements K_v of different static-control-valve flow characteristics

Rezultati meritve so prikazani na sliki 11. Z nje je razvidno, da obstajajo določeni odstopki med izmerjenimi in izračunanimi rezultati. Do tega pride zaradi tega, ker strmina merjene pretočne značilnice ni povsem enaka nagibu teoretične pretočne značilnice. Smer zviševanja in zniževanja vrednosti krivulj je enaka teoretičnim za vse primere. V primeru poligonske pretočne značilnice preskok ni tako izrazito nezvezen zaradi njene realnosti, ki je tudi v točki temena zvezna.

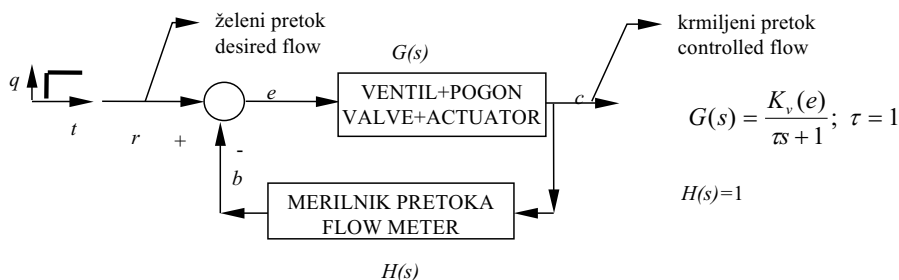
Measurement results are shown in Fig. 11. There is an evident difference between the measurements and the calculated results. The reason for this is because the slope of the measured-flow characteristics is not precisely the same as the slope of the theoretical flow characteristic. The growing and declining trends of the measured characteristic equals the theoretical models in all cases. The point where the polygonal-flow characteristic is discontinuous is not so steep, because we are dealing with a real curve, which is continuous through the whole range.

3 DINAMIČNI ODZIV

3 DYNAMIC RESPONSE

Dinamični odziv smo preskusili v zaprti krmilni zanki. Prenosna funkcija ventila in pogona je dobro znana, npr. iz literature [5]. Zamišljeni sistem je prikazan na sliki 12. Ob skočnem vzburjanju (od 0 % do 100 % pretoka tekočine) ventila in pogona lahko primerjamo, katera pretočna značilnica nima nihajoče prenosne funkcije.

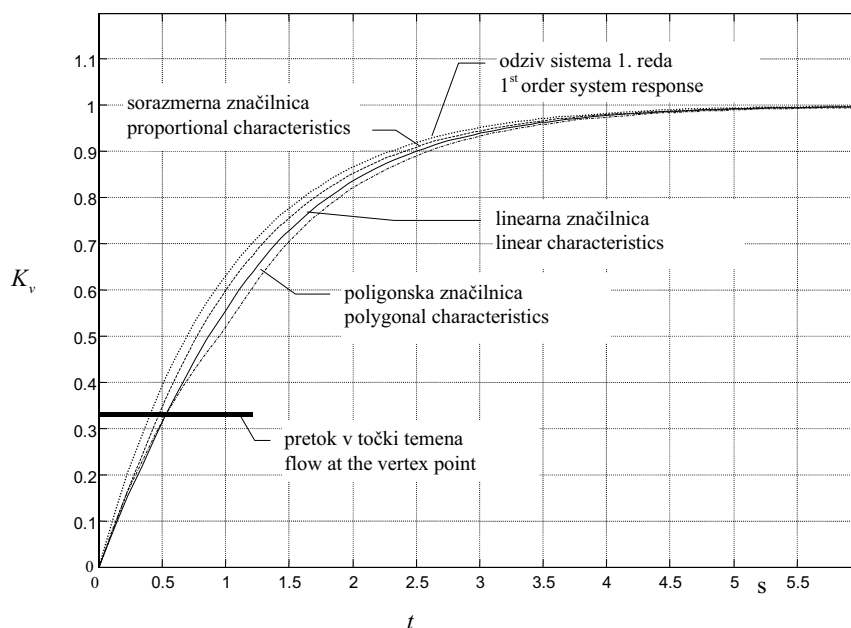
The dynamic response was tested in a closed control loop. The transfer function of the valve and actuator is well known from the literature, [5]. The hypothetical system is described in Fig. 12. Using the step exciting (from 0 % to 100 % of medium flow) of the valve and actuator it is possible to determine which flow characteristic does not have an oscillatory response.



Sl. 12. Sistem za preverjanje dinamičnega obnašanja pretočnih značilnic
Fig. 12. Testing system for dynamic response of flow characteristics

Primerjava med odgovori vseh treh značilnic je prikazana na sliki 13.

The comparison of responses of all three characteristics, see Fig. 13.



Sl. 13. Simuliranje odziva na skočni vstopni signal v zaprti zanki za različne pretočne značilnice v odvisnosti od časa t

Fig. 13. Simulation of the flow characteristics response on step disturbance in a closed loop dependent on time t

Simuliran odgovor na skočno motnjo dobimo s simuliranjem na računalniškem paketu Matlab Simulink ([6] in [7]). Pri tem domnevamo, da se izvršni člen obnaša kot sistem prvega reda [5]:

$$G_s = \frac{K_v}{\tau s + 1} \quad (9).$$

Prenosna funkcija merilnika pretoka v povratni zanki je:

The simulation was performed by means of the Matlab Simulink computer programme, [6] and [7]. The procedure works under the assumption that the executive element behaves like the 1st order system lag [5]:

$$H = 1 \quad (10).$$

Torej je prenosna funkcija sistema:

Transfer function of the flow meter in the feed-back loop:

$$G_s = \frac{G}{1 + GH} = \frac{\frac{K_v}{\tau s + 1}}{1 + \frac{K_v}{\tau s + 1}} \quad (11).$$

Z uporabo obratne Laplaceove transformacije dobimo za enotski koračni vhodni signal krmiljeni pretok tekočine:

The transfer function of the whole system:

$$c = \frac{K_v}{1 + K_v} \left(1 - e^{-\frac{t(1+K_v)}{\tau}} \right); r; r = 1 \quad (12).$$

Če primerjamo odgovor sistema (prikazan na sliki 12) med tremi različnimi pretočnimi značilnicami na skočno motnjo, vidimo, da so odgovori zelo podobni odgovoru sistema prvega reda, vendar dajo manjše vrednosti. Iz tega izhaja, da nelinearnosti v točki temena niso kritične. Simuliranje je normirano na relativni gib in pretok, ker lahko tako pokažemo relativne medsebojne odvisnosti.

Using the inverse Laplace transformation and input as the unit step, controlled flow is as follows:

The comparison of system responses on step input disturbance (see Fig. 12) for all three characteristics shows that the responses are very similar to the 1st order responses but give smaller values. The conclusion can be made that the nonlinearity in the vertex point is not critical. The simulation is calculated on the basis of relative travel and flow, to be able to demonstrate relative interdependence.

4 SKLEP

4 CONCLUSION

Prikazane so tri značilnice in njihova ojačenja. Ta smo primerjali tako statično kakor dinamično. Poleg tega pa so omenjene tudi tri različne metode določevanja točke temena poligonske pretočne značilnice.

Three characteristics and their gain were compared from the static as well as the dynamic point of view. In addition, the article describes three different methods of determining the vertex point of the polygonal-flow characteristic.

Če pogledamo 1. metodo za določevanje točke temena značilnice, vidimo, da bi se ta morala spreminjati za vsako krmilno razmerje in mero linearnosti. To je zaradi spreminjanja točke temena s spreminjanjem mere linearnosti nepraktično. To pa zato, ker so krmilni ventili vgrajeni v različne sisteme, medtem ko spremembe točke temena zaradi krmilnega razmerja niso kritične, saj krmilno razmerje določi izdelovalec ventila. Iz primerjave med vsemi tremi metodami vidimo, da tretja metoda daje najmanjšo razliko med ojačenjema v točki temena, najmanjše ojačenje pri majhnih gibih pa dobimo po 1. metodi. 2. metoda je nekje vmes. Ojačenje pri majhnih gibih je vedno majhno in skoraj nespremenljivo, kar je zelo ugodno za krmiljenje manjših prostorninskih pretokov tekočin.

If we take a closer look at the 1st method used for calculation of the flow characteristics, vertex point, we can see that the latter should be changed for every control ratio and authority. The change of vertex point caused by the control ratio is not decisive, because the valve producer determines the control ratio. On the other hand, the change of authority leads to problems, because control valves are designed to be mounted in different systems. The comparison of all three methods shows that the 3rd method has the smallest gain difference at the vertex point, while the smallest gain at the low travels is an attribute of the 1st method. The 2nd method is somewhere in between. Gain at low travels is always small and almost constant, being favourable for the control of lower volume flows.

Naš namen je bilo doseči čim manjše ojačenje pri majhnih gibih in čim krajši gib ventila, idealno pa je nespremenljivo ojačenje pretočne značilnice za vse gibe ventila. Na splošno najbolj zadosti tem potrebam poligonska pretočna značilnica, saj zagotavlja gib, ki je krajši od sorazmerne pretočne značilnice. Po drugi strani ima daljši gib od linearne pretočne značilnice, a dobimo manjše ojačenje vsaj do 30 odstotkov giba od linearne pretočne značilnice, vendar je ta hkrati večji od ojačenja sorazmerne pretočne značilnice. Pri večjih gibih pa imamo večje ojačenje (kar je ugodno za hitrejšo odgovore krmilnega sistema) od linearne pretočne značilnice, a spet manjše kakor pri sorazmerni pretočni značilnici. Vendarle je poligonska pretočna značilnica nekaj vmes in torej primerna za uporabo skupaj s prenosniki toplote. Zelo velik problem je nezveznost pretočne značilnice, ki se še toliko bolj kaže v ojačenju pretočne značilnice. Pomembno je, da je prehod iz enega nagiba v drugi pri poligonski pretočni značilnici čim bolj gladek. Vprašanje, kakšnega reda mora biti krivulja, ki povezuje oba dela poligonske pretočne značilnice, da bo ta ohranila svoje lastnosti, je zanimivo za nadaljnje raziskave. Dejstvo je, da je potreben zvezni prehod med strminama, kar je tudi edino mogoče v praksi izdelati.

Eksperimentalna analiza je pokazala ujemanje med izračunanimi in dejansko izmerjenimi ojačenji pretočnih značilnic. Problem je v tem, da se računske in izmerjene pretočne značilnice popolnoma ne ujemajo in zato nismo dobili popolnoma enakih rezultatov. To je še posebej očitno pri poligonski pretočni značilnici, katere nezveznost ni opazna iz meritve. Poligonska pretočna značilnica je praktično vedno zvezna v točki temena. Izmerjene in simulirane vrednosti kažejo enake strmine, iz česar lahko sklepamo o verodostojnosti matematičnih modelov.

Iz simuliranega dinamičnega odgovora značilnice vidimo, da je odgovor podoben odgovoru prehoda prvega reda, kar je očitno iz reda vzbujane funkcije. Ojačenje se spreminja z gibom, kar pomeni, da je pomembno ojačenje pri majhnih gibih. Vsi trije odgovori so stabilni, prenihanja ni. Pri prehodu čez točko temena ne pride do nihanj pri poligonski pretočni značilnici kljub nezveznosti v ojačenju.

Poligonska pretočna značilnica je ustrezen nadomestek za sorazmerno v sistemih, kjer potrebujemo poleg visokega krmilnega razmerja še hiter odziv (to je kratek gib). Ta značilnica je primerna za cenejše sisteme, saj ni prava sorazmerna pretočna značilnica.

Our aim was to reach the smallest possible gain at low travels while keeping the valve travel short. The ideal solution would be a constant gain over the whole range of the valve's travel. In general, a polygonal-flow characteristic fulfils most of these requirements. It has a shorter travel than a proportional-flow characteristic and despite having longer travel than a linear-flow characteristic, it features a smaller gain for at least 30 % of the travel, it still has a larger gain than a proportional-flow characteristic. Higher gain occurs at larger travels, (which enable faster response of the control system) as with the linear-flow characteristic, but again slower than the proportional flow characteristic. Nevertheless, the polygonal-flow characteristic is a good choice and therefore suitable for use together with heat exchangers. A huge problem is the discontinuous form of the flow characteristic, which becomes even more evident at the valve gain. It is important to make the passage between different slopes as smooth as possible. The question about which order of the curve connecting both parts of the flow characteristic to maintain its properties is an interesting one for another research project. The fact is that the transition has only to be continuous, which is only feasible in real conditions.

Experimental analysis proved the accordance between the calculated and measured gains of the flow characteristics. The only problem is that the calculated and measured flow characteristics do not fit completely, thus giving a slight discrepancy to the results. It is quite obvious from the polygonal-flow characteristic, whose discontinuity is not evident from measurement. Measured and simulated curves have the same slopes, which lead us to believe in the credibility of the mathematical models.

Simulation of the dynamic response reveals that the response is similar to the response of the 1st order, which can be seen from the order of the exciting function. Gain changes along with travel, which means that gain is important at the lower part of the travel. All three responses are stable and without oscillations. Polygonal-flow characteristics show no oscillations even when passing through the vertex point, where the gain is supposed to be discontinuous.

The polygonal-flow characteristic is a suitable replacement for the proportional characteristic in systems where a high control ratio as well as a fast response (short travel) is required. This flow characteristic is ideal for cheaper systems, being a pseudo-proportional flow characteristic.

5 OZNAČBE 5 DESIGNATION

mera linearnosti	a	authority
merjeni pretok tekočine	b	measured flow of the liquid
krmiljeni pretok tekočine	c	controlled flow of the liquid
napaka krmiljenja	e	control error
prenosna funkcija ventila	$G(s)$	valve transfer function
prenosna funkcija sistema	G_s	system transfer function
prenosna funkcija merilnika pretoka	$H(s)$	flow meter transfer function
ojačenje krmilnega ventila	K_v	control valve gain
referenčni pretok	r	reference flow
krmilno razmerje	R	control ratio
prostorninski pretok tekočine	q	volume flow rate of the liquid
čas	t	time
relativni gib	X	relative travel of the valve
relativni gib v točki temena	X_k	relative travel at the vertex point of the characteristic
relativna pretočnost	Φ	inherent flow
relativna pretočnost v točki temena	Φ_k	inherent flow at the vertex point of the characteristic
časovna konstanta	τ	time constant

6 LITERATURA

6 REFERENCES

- [1] Bobič, M., I. Bajsić (1997) Poligonska pretočna značilnica ventila. Zbornik mednarodnega kongresa SITHOK-2, Maj 11-12-1997, Maribor, Slovenija.
- [2] Bajsić, I., M. Bobič (1998) Reducirana pretočnost krmilnega ventila, da ali ne ?, Strojniški vestnik, letnik 44, št. 7/8.
- [3] Đonlagić, D., B. Tovornik (1997) Krmilni ventili. Fakulteta za elektrotehniko, računalništvo in informatiko, Univerza v Mariboru, Maribor.
- [4] CEI/IEC 534: Industrial-process control valves (skupaj 8 delov)
- [5] Smith, C. A., A. B. Corripio (1997) Principles and practice of automatic process control; Second edition, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- [6] Matlab™ (1993) The MathWorks, Inc.
- [7] Simulink™ dynamic system simulation software (1993) The MathWorks, Inc.

Naslova avtorjev: doc. dr. Ivan Bajsić
Fakulteta za strojništvo
Univerze v Ljubljani
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana

Miha Bobič
Danfoss Trata d.d.
Jožeta Jame 16
1210 Ljubljana – Šentvid

Authors' Address: Doc.Dr. Ivan Bajsić
Faculty of Mechanical Engineering
University of Ljubljana
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana, Slovenia

Miha Bobič
Danfoss Trata Ltd.
Jožeta Jame 16
1210 Ljubljana – Šentvid,
Slovenia

Prejeto:
Received: 23.3.2000

Sprejeto:
Accepted: 2.6.2000

Prerotacijski tok na vstopu v radialni rotor

Prerotation Flow at the Entrance to a Radial Impeller

Andrej Predin - Ignacijo Biluš

V prispevku je podana analiza prerotacijskega toka v vstopnem cevovodu radialnih turbostrojev, ki se izraziteje pojavlja pri delnem obratovanju stroja, torej zunaj preračunske točke turbostroja. Teoretično se prerotacijski tok pojavlja v vstopnem cevovodu pred vstopom v radialni rotor kot posledica delovanja dejanskega rotorja s končnim številom rotorskih lopatic, ki ustvarjajo rotirajoče rotorske kanale, v katerih nastajajo relativni vrtilni tokovi znotraj kanala pa tudi okrog rotorskih lopatic. Posledica tega relativnega toka je tudi odlepljanje toka od površine rotorske lopatice, predvsem ob vstopnem robu. Jakost in smer prerotacijskega toka sta odvisni od obratovalnega režima, predvsem od pretoka, ki določa smer prerotacijskega toka. Izvedena je eksperimentalna raziskava v vstopnem cevovodu radialnega ventilatorja. Uporabljen je rotameter z ravnimi krilci v osni smeri vstopnega cevovoda, ki je postavljen v vstopni cevovod na razdalji poldruga premera cevovoda od vstopnega roba rotorskih lopatic. Meritve so izvedene pri različnih vrtilnih frekvencah rotorja in različnih obratovalnih pretokih.

© 2000 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: turbostroji, ventilatorji radialni, tok prerotacijski, analize tokov)

In the following paper an analysis is given of the prerotation flow in the entrance pipe of a radial turbomachine which occurs at partial load, this is during operation under out-of-design conditions. Theoretically, the prerotation flow appears in the entrance pipe before the entrance in the radial impeller as a result of the real radial impeller acting. The finite number of blades creates the impeller channels where the relative whirl flow exists, in addition to around the individual impeller blades. The result of the relative flow is also the separation of flow from the surface of the blade, especially at the entrance edge. The prerotation flow magnitude and direction depend on the operating regime, especially on the operating capacity. The experimental research is carried out at the entrance pipe of the radial fan. An anemometer with straight blades that are parallel to the pipe axis is used and placed at a distance of one and half pipe diameters in front of the entrance edge of the impeller blades. The measurements were performed at three different impeller speeds and at different operating capacities.

© 2000 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: turbomachinery, radial fan, prerotation flows, flow analysis)

0 UVOD

Obstoj prerotacijskega toka je znan že precej časa, vendar osnovni razlogi pojava še niso raziskani. Prvi je ta tok odkril Stewart [1], že davnega leta 1909, ponovno pa najdemo zapis o tem pojavu pri Stepanoffu [2], leta 1957, ki je ta pojav opisal z vstopnimi »Eulerjevimi« hitrostnimi trikotniki na vstopu v rotorske kanale na vstopnem premeru D_1 ob upoštevanju teorije potencialnega toka. Prerotacijski tok omenja tudi Schweiger [3], ki ga tesno povezuje s kavitacijskimi pojavi v radialni črpalki. Podoben problem obravnava tudi Siervo [4]. Brennen [5] opisuje, da je prav pojav prerotacije toka mnogokrat najbolj zgrešeno predstavljen in napačno razumljen pojav pri turbostrojih, ker je to pojav

0 INTRODUCTION

The existence of prerotation flow has been known for a long time, but the basic reasons for its existence have not yet been examined. In 1909, the discovery of prerotation how was reported by Stewart [1]. There was a note about prerotation flow by Stepanoff [2], (in 1957), who describes this phenomenon with Euler's entrance velocity triangles at the entrance to the impeller channels with an entrance diameter D_1 , considering the laws of the potential flow. Schweiger [3] claims that the prerotation flow is strongly connected with cavitation appearance in a radial pump. The same problem was also treated by Siervo [4]. Brennen [5] reports that the phenomenon of prerotation flow is very often misrepresented

interakcije mnogih nastalih sekundarnih tokov pred rotorjem, v njem in za njim. Poznavanje prerotacijskega toka, ki je odvisen od pretočnih razmer in geometrijske oblike, je tudi ključnega pomena pri določitvi kavitacijskega vrtnca vodnih črpalk ali drugih črpalk, ki obratujejo s kapljevinami. Vrtinčni tok radialnega kompresorja sta preučevala tudi Van den Braembussche in Hände [6], vendar na izstopu v spiralnem vodilniku pri delnem obratovanju kompresorja. Vpliv relativnega vrtnca v rotorskih kanalih v radialnem kompresorju z valjastimi nazaj ukrivljenimi lopaticami je proučeval Sipos [7]. Z vizualizacijo toka na vstopu v radialni kompresor sta se ukvarjala tudi Mizuki in Oosawa [8], ki sta upoštevala tudi Helmholtzove resonatorske frekvence toka, ustvarjene kot posledica velikih vstopnih hitrosti toka. Določitev vstopnega kota toka v rotor kompresorja v bližini zvočne hitrosti so proučevali Steiner, Fuchs in Starken [9]. V prispevkih Predina [10] in [11] so podani osnovni rezultati meritev na poenostavljenem modelu reverzibilne črpalne turbine in preprosti matematični model za oceno prerotacije toka, ki bazira na osnovi kinematike toka. Da tak tok v vstopnem cevovodu obstaja, so nesporno ugotovili mnogi raziskovalci, zakaj se pojavi, zakaj spremeni smer in jakost v odvisnosti od obratovalnega pretoka, pa so vprašanja, ki še nimajo ustreznih odgovorov.

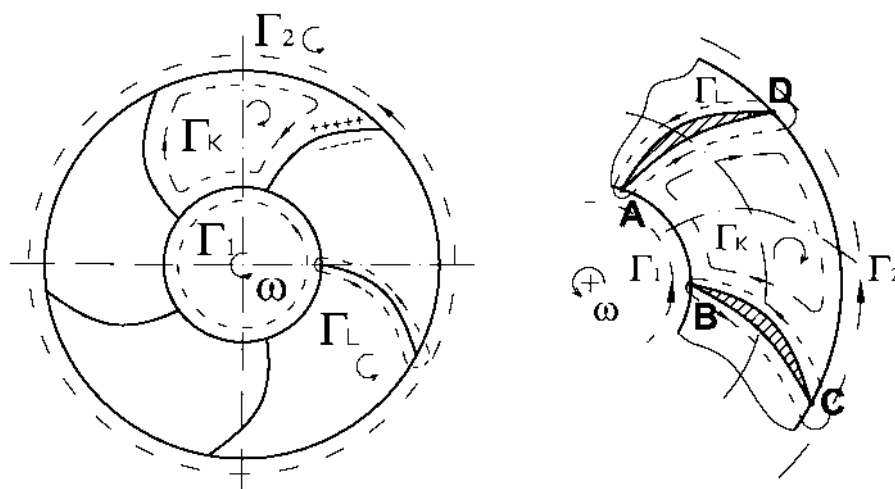
1 TOK NA VSTOPU V ROTOR RADIALNEGA TURBOSTROJA

Večina kapljevin, ki prehajajo skozi turbostroje je viskozni, dejanski tok skozi turbostroj pa je v večini primerov turbulenten. V vstopnem cevovodu in v rotorskih kanalih je torej treba obravnavati turbulentni viskozni tok. Seveda so osnova nastanka prerotacijskega toka, ki nastane

and misunderstood for turbomachines, because it is a phenomenon of interaction in which many secondary flows appear before, in and after the impeller. A knowledge of prerotation flow at the entrance of the impeller or in the intake pipe is also important for cavitation-swirl determination in water pumps or any other pumps that operate with liquids. Van den Braembussche and Hände [6] examined the swirl flow at the radial compressor, but their studies looked at the compressor exit in the spiral volute by the compressor part operating regime. Sipos [7] examined the influence of the relative swirl in the impeller channels at the radial compressor with back-curved blades. Mizuki and Oosawa [8] investigated flow visualization at the entrance of the radial compressor. They also considered the Helmholtz resonator flow frequencies, which appeared as a result of the high entrance flow velocities. Steiner, Fuchs and Starken examined the entrance angle of the flow at the compressor entrance near the sonic velocity [9]. In the contributions of Predin [10] and [11] the results of measurements on a simplified pump-turbine model and a simple mathematical model based on flow kinematics for the prerotation flow determination are given. The existence of this prerotation flow is incontestable and has been proved by many researchers, but the question why the prerotation flow changes direction and magnitude depending on the operating capacity has not yet been answered.

1 FLOW AT THE ENTRANCE TO THE RADIAL TURBOMACHINE

Most fluids that cross the turbo machines are viscous fluids. The real flow through the turbomachine is, in most cases, turbulent. Therefore, the flow in the entrance pipe as well as the flow in the impeller channels must be treated as a turbulent viscous flow. Indeed, the origins of prerotation flow,



Sl. 1. Cirkulacijski tokovi v radialnem rotorju
Fig. 1. Circulation flows in the radial impeller

zaradi odlepljanja mejne plasti, naslednji: 1. relativni cirkulacijski tokovi v posameznih rotorskih kanalih, 2. cirkulacijski tokovi okoli posameznih rotorskih lopatic in s temi nastala cirkulacijska tokova na vstopnem oz. izstopnem premeru rotorja (sl. 1).

Cirkulacijski tok oz. cirkulacijo lahko v splošnem zapišemo s krivuljnim integralom poljubne vektorske veličine, npr. hitrosti toka [12]:

$$\Gamma = \oint_L \vec{v} \cdot d\vec{l} \quad (1),$$

kjer je \vec{v} - vektor hitrosti toka, skalarno pomnožen z diferencialno dolžino $d\vec{l}$ sklenjene krivulje L . Ker pa je vektor hitrosti $\vec{v} = (v_x, v_y, v_z)$ in $d\vec{l} = (dx, dy, dz)$, zapišemo enačbo (1) v obliki:

$$\Gamma = \oint_L (v_x dx + v_y dy + v_z dz) \quad (2).$$

Z upoštevanjem zveze $\vec{v} \cdot d\vec{l} = v \cos \alpha dl = v_t dl$, dobimo:

$$\Gamma = \oint_L v_t dl \quad (3),$$

kjer je v_t - obodna hitrost tekočine, ki obteka neko telo, omejeno s krivuljo L . V konkretnem primeru lahko enačbo (3) izkoristimo za določitev prej omenjenih cirkulacij. Tako lahko zapišemo cirkulacijo na vstopnem premeru D_1 kot:

$$\Gamma_1 = c_{1u} \pi D_1 \quad (4)$$

in ustrezno na izstopnem premeru D_2 :

$$\Gamma_2 = c_{2u} \pi D_2 \quad (5),$$

kjer c_{1u} sta c_{2u} in - absolutni hitrosti toka v obodni smeri na vstopu oz. izstopu iz rotorja. Cirkulacijo v posameznem rotorskem kanalu lahko v eni ravnini, npr. v ravnini srednjice po širini rotorja, določimo z integracijo obodnih hitrostih, ki se pojavljajo ob stenah posameznega rotorskega kanala na posameznih delih (sl. 2):

$$\Gamma_K = -\int_A^B c_{1u} dAB + \int_C^B w_t dBC + \int_D^C c_{2u} dCD - \int_D^A w_s dDA \quad (6)$$

ali

$$\Gamma_K = -c_{1u} \frac{D_1}{z_r} + w_t l_{lop} + c_{2u} \frac{D_2}{z_r} - w_s l_{lop} \quad (7),$$

$$\Gamma_K = -c_{1u} t_1 + w_t l_{lop} + c_{2u} t_2 - w_s l_{lop} \quad (8),$$

kjer so: t_1 - delitev na vstopnem in t_2 - na izstopnem premeru rotorja, l_{lop} - ločna dolžina lopatice, w_t - je relativna hitrost ob tlačni in w_s - ob sesalni strani rotorske lopatice. V enačbi (8) je problematična teoretična določitev relativnih hitrosti w_s in w_t , ki

which is the result of the boundary layer separation in the intake pipe, are: the relative flow whirls at the individual impeller channels and the circulation flows around the impeller blades, which form circulation flow at the entrance and exit diameters of the impeller (Figure 1).

The circulation flow, or circulation in general, can be represented by the curve integral of the general vector quantity, for example of the flow velocity [12]:

where \vec{v} is the flow velocity vector dot multiplied by the differential element $d\vec{l}$ of the closed integrated curve L . While the velocity vector is $\vec{v} = (v_x, v_y, v_z)$ and $d\vec{l} = (dx, dy, dz)$, equation (1) can be written:

Considering the relation $\vec{v} \cdot d\vec{l} = v \cos \alpha dl = v_t dl$ we obtain:

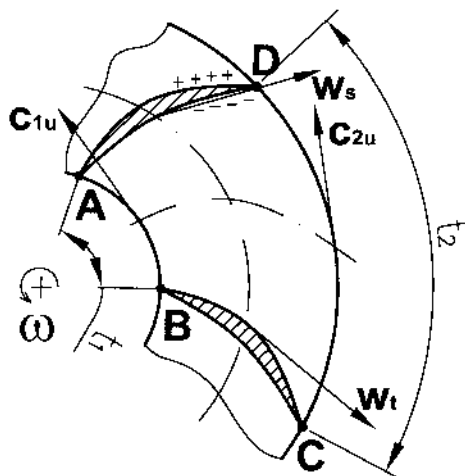
where v_t is the circumferential fluid velocity of the flow around the rigid body formed by the curve L . In this case equation (3) can be used for the determination of the circulations. The circulation at the entrance diameter D_1 can be written as:

and by analogy at the diameter D_2 :

where c_{1u} and c_{2u} are the absolute flow velocities in the circumferential direction at the entrance- and exit-impeller diameter, respectively. The circulation in the individual impeller channel in one plane, for example in the plane of the middle streamline of the impeller width, can be determined by circumferential velocity integrating near the walls of the impeller channel at the particular channel parts (Fig. 2):

or

where t_1 is the division at the entrance and t_2 at the exit diameter, l_{lop} is the blade curved length, w_t is the relative flow velocity at the pressure side of the blade and w_s at the suction side. In equation (8) the theoretical determination of the relative flow velocities



Sl. 2. Cirkulacija v rotorskem kanalu
Fig. 2. Circulation in the impeller channel

se spreminjata vzdolž dolžine rotorske lopatice. Po Eckertu in Schnelu [13] je razlika relativnih hitrosti ob sesalni in tlačni strani lopatice podana z:

w_s and w_t , which change the direction of the impeller blade, is problematic. Eckert in Schnel [13] defined the difference of the relative flow velocities between the pressure and suction side of the blade as follows:

$$(w_s - w_t) = 4(c_{2u} - c_{3u}) \quad (9)$$

in:

and:

$$c_{2u} - c_{3u} = \frac{\pi D_2^2 b_2 c_{3u} \sin \beta_2}{8 z_r S} \quad (10)$$

kjer je: b_2 - širina rotorja na izstopnem premeru, z_r - število rotorskih lopatic, β_2 - kot rotorske lopatice in S - odpornostni moment:

where b_2 is the impeller width on the impeller exit diameter, z_r the number of impeller blades, β_2 the blade angle and S the moment of resistance:

$$S = \int_{r_1}^{r_2} (b r) dr \quad (11)$$

Če gornje zveze uporabimo v enačbi (8) lahko izračunamo cirkulacijo v rotorskem kanalu kot:

Using these relations in equation (8) we obtain the following equation for circulation in the impeller channel:

$$\Gamma_K = -c_{1u} t_1 + c_{2u} t_2 - l_{lop} \frac{\pi D_2^2 b_2 c_{3u} \sin \beta_2}{2 z_r S} \quad (12)$$

ki jo lahko na podlagi znane geometrijske oblike črpalke tudi izračunamo.

which can be calculated using the known pump geometry.

Cirkulacijo okrog rotorske lopatice lahko izračunamo na podlagi energijske razlike, ki jo črpalka dosega. Izhajajoč iz vrtilnega momenta:

The circulation around the impeller blade can be calculated according to the energy difference that is achieved by the pump. The torque or the moment that is achieved is:

$$M = z_r \int_{r_1}^{r_2} \Delta p b r dr \quad (13)$$

kjer sta: Δp - tlačna razlika, ki jo rotor dosega, b - pa širina rotorja. Upoštevajoč, da je tlačna razlika enaka razliki kvadratov relativnih hitrosti med vstopom in izstopom iz rotorja, pomnožena z gostoto tekočine, dobimo:

where Δp is the pressure difference that is achieved by the impeller and b is impeller width. Considering that the pressure difference is equal to the difference of the squared relative flow velocities of the impeller entrance and exit multiplied by the fluid density, we obtain:

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} (w_1^2 - w_2^2)$$

in ob upoštevanju vrtilne frekvence rotorja ω ter masnega pretoka skozi rotor \dot{m} , lahko zapišemo energijsko razliko v obliki:

$$Y_{th} = gH_{th} = \frac{\omega z_r \rho}{2\dot{m}} \int_{r_1}^{r_2} (w_1^2 - w_2^2) br dr \quad (15),$$

ki jo izenačimo z Eulerjevo glavno enačbo [14], ki upošteva cirkulacijo okrog rotorskih lopatic, pri doseganju energijske razlike radialnega rotorja kot vsoto vseh cirkulacij okrog posamezne lopatice:

$$Y_{th} = gH_{th} = \omega \frac{z_r \Gamma_L}{2\pi} = \omega (r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) \quad (16),$$

od koder lahko izrazimo cirkulacijo okrog rotorske lopatice kot:

$$\Gamma_L = \frac{2\pi}{z_r} (r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) = \frac{\pi}{z_r} (D_2 c_{2u} - D_1 c_{1u}) \quad (17).$$

S cirkulacijami, določenimi na vstopnem premeru Γ_1 en. (4), na izstopnem premeru rotorja Γ_2 en. (5), v rotorskem kanalu Γ_K en. (12) in okoli rotorske lopatice Γ_L en. (17) lahko zapišemo dve ravnotežni enačbi cirkulacij, kot vsoto cirkulacij v neki ravnini od vstopnega do izstopnega robu rotorja:

$$\Gamma_2 = \Gamma_1 + z_r \Gamma_K \quad (18),$$

$$\Gamma_2 = \Gamma_1 + z_r \Gamma_L \quad (19).$$

Enačbo (18) lahko zapišemo npr. za sredino rotorskega kanala, enačbo (19) pa za potek cirkulacij v smeri sredine rotorske lopatice od vstopnega do izstopnega roba. Enačba (19) naj bi opisovala razmere toka v sledi rotorske lopatice. V idealnem primeru, kar izhaja iz obeh ravnotežnih enačb (18) in (19), bi se pojavila enakost cirkulacij okrog rotorske lopatice in cirkulacije v rotorskem kanalu:

$$\Gamma_L = \Gamma_K \quad (20).$$

Iz ravnotežnih enačb (18) in (19) je razvidno, da cirkulacijski tok okrog rotorskih lopatic vpliva na cirkulacijo na izstopnem premeru Γ_2 in s tem tudi energijsko razliko, ki jo rotor dosega. Enako velja za cirkulacijo v rotorskem kanalu. Iz tega lahko sklepamo, da je oblika obratovalne značilnice v veliki meri odvisna od razmerja med cirkulacijo okrog rotorske lopatice in cirkulacijo v rotorskem kanalu rotorja. Osnovna vzroka nastanka teh dveh cirkulacij sta različna, pa vendar med seboj povezana. Cirkulacijski tok v rotorskem kanalu je gnan s Coriolisovo silo [15], ki se pojavi zaradi relativnega gibanja toka skozi krožeči ukrivljeni rotorski kanal. Cirkulacijski tok okoli rotorske lopatice pa nastane zaradi različnih tlakov toka

and by considering the impeller angular speed ω and the mass capacity through the impeller \dot{m} we can write the energy difference as:

which can be equalized by Euler's main equation [14], which considers the circulation around the impeller blades as the energy difference achieved by the radial impeller as the sum of all the circulations around the individual impeller blades:

from where the circulation around an individual impeller blade can be represented as:

According to the circulations, determined at the impeller entrance diameter Γ_1 eq. (4), at the exit diameter Γ_2 eq. (5), in the impeller channel Γ_K eq. (12) and around the impeller blade Γ_L eq. (17), two equilibrium equations, based on two different circulation directions (circulation in the impeller channel and circulation around the impeller blade), can be written as:

Equation (18) can be written, for example, for the central part of the impeller channels, and equation (19) for the central part of the blade from the entrance up to the exit blade edge. Equation (19) represents the flow properties following the blade wake. In the ideal case, as it follows from both equilibrium equations (18) and (19), the equality of circulation around the blade and the circulation in the impeller channels can be written as:

From both equilibrium equations (18) and (19) it is also evident that the circulating flow around the blades influences the circulation at the exit diameter Γ_2 and therefore also affects the energy difference of the fan (achieved fan's head). The same can be concluded for the circulation in the impeller channels. According to this, it is possible to conclude that the fan's operating characteristic shape depends on the ratio of the circulation around the impeller blades and the circulation in the impeller channels. The causes of the circulating flows are different, but they are connected. The circulating flow in the impeller channel is driven by the Coriolis force [15] and appears as a result of relative flow movement through the rotated curved impeller channel. The circulating flow around the impeller blade is created as a result of the different pressures at the

ob zgornji oziroma spodnji (tlačni oz. sesalni) strani rotorske lopatice (odlepljanje toka), zaradi česar se pojavijo različne relativne hitrosti ob rotorski lopatici, ki so gonilo cirkulacijskega toka okrog lopatice.

Obstoj enakosti obeh cirkulacij je torej v zvezi:

$$\pi(D_2 c_{2u} - D_1 c_{1u}) = \left(\frac{\pi D_2}{z_r} c_{2u} - \frac{\pi D_1}{z_r} c_{1u} + l_{lop} (w_t - w_s) \right) \quad (21).$$

Z ureditvijo enačbe (21) dobimo naslednjo zvezo za določitev absolutne hitrosti toka v obodni smeri na vstopnem premeru D_1 :

$$c_{1u} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right) c_{2u} + \frac{z_r l_{lop}}{\pi D_1 (z_r - 1)} (w_t - w_s) \quad (22),$$

od koder lahko poiščemo razmere oz. absolutno hitrost toka v obodni smeri na izstopnem premeru rotorja, pri kateri bo ekvivalentna hitrost c_{1u} na vstopnem premeru nič. To hkrati pomeni, da je teoretično tudi prerotacijski tok v vstopnem cevovodu nič. V teh razmerah je izstopna absolutna hitrost toka v obodni smeri na izstopnem premeru rotorja D_2 :

$$c_{2u} = \frac{l_{lop} z_r}{\pi D_2 (z_r - 1)} (w_s - w_t) \quad (23).$$

Z upoštevanjem enačb (9) in (10) izpeljemo zvezo:

$$c_{2u} = \frac{l_{lop} D_2 b_2 \sin \beta_2}{2(z_r - 1) S} c_{3u} \quad (24).$$

Iz gornje enačbe je razvidno, da je absolutna hitrost toka v obodni smeri na izstopu iz rotorja odvisna od geometrijskih podatkov rotorja ($l_{lop}, D_2, b_2, \beta_2, S$) in absolutne hitrosti c_{3u} za izstopnim premerom rotorja, ki upošteva zdrs toka oz. nepopolnost rotorja. Vse našete parametre lahko združimo v neko konstanto K_R in zapišemo zvezo:

$$c_{2u} = K_R c_{3u} \quad (25),$$

iz katere je razvidno, da upošteva zdrs toka na izstopu iz rotorja. Na osnovi te zveze lahko sklepamo o smiselni pravilnosti izvedenih enačb, ker se rezultat tudi smiselno ujema z izvajanjem Ecka [18].

V preračunski točki bi naj torej rotor dosegal optimalno absolutno hitrost toka v obodni smeri. Kakor je znano, se energijska razlika, ki jo rotor dosega na področju podoptimalnih oz. podpreračunskih pretokih večja oz. pri nadpreračunskih pa se zmanjšuje. Vendar pri obratovanju zunaj preračunske točke ne moremo izhajati iz dejstva, da je $c_{1u} = 0$, kar najlažje prikažemo z Eulerjevim vstopnim hitrostnim trikotnikom (sl. 3).

Pri manjših pretokih, pod optimalnimi, se pojavi komponenta absolutne hitrosti toka na

upper (pressure) side and the lower (suction) side of the blade surface (flow separation). The causes of this pressure difference are the different relative flow velocities near the blade surface, which are the cause of the circulation around the blade.

The equality of both circulations therefore exists in the following relation:

By rearranging equation (21) we obtain the following relation for absolute flow velocity in a circumferential direction at an inlet diameter D_1 :

from where we can find the absolute flow velocity in the circumferential direction at the outlet diameter D_2 where the equivalent velocity c_{1u} equals zero. In theory this also means that the prerotation flow in the inlet pipe does not exist. Under these conditions, absolute flow velocity in the circumferential direction at an outlet diameter D_2 is:

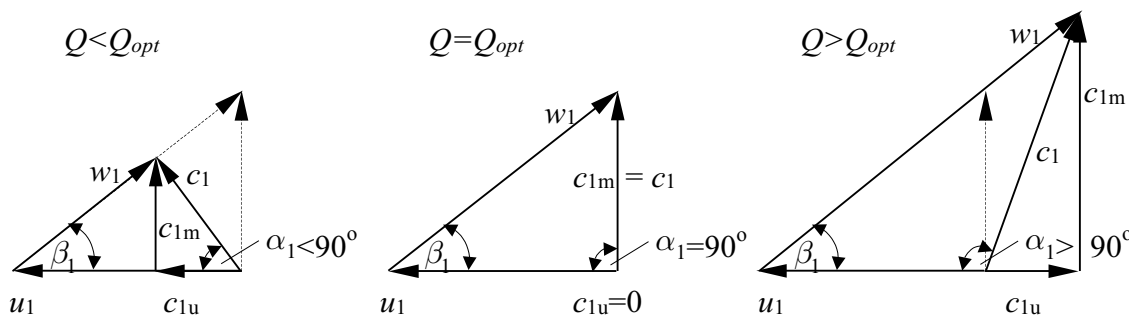
Considering equations (9) and (10) the following formula can be derived:

The formula shows that the absolute flow velocity in the circumferential direction at an outlet diameter depends on the geometry ($l_{lop}, D_2, b_2, \beta_2, S$) and absolute velocity c_{3u} behind the exit diameter, which considers the flow slip and impeller imperfection respectively. All the parameters mentioned above can be combined in a constant K_R and written as:

From equation (25) it is evident that it considers the slip of the flow at the impeller exit. Based on this formula, the correct derivation of equations can be assumed, because the result is logically connected with Eck's [18] results.

In designing the operating point the optimal operating absolute flow velocities in circumference diameter should be achieved. As is known, the energy difference achieved at capacities in the area of lower, under optimal capacities, increases the energy difference of the fan. In contrast, at larger, over-optimal capacities, the energy difference of the fan decreases. However, following the fan operating out of the design operating point, that the absolute flow velocity in the circumferential direction is zero ($c_{1u} = 0$) cannot be predicted, simply shown by the Euler's entrance flow velocity triangles (Figure 3).

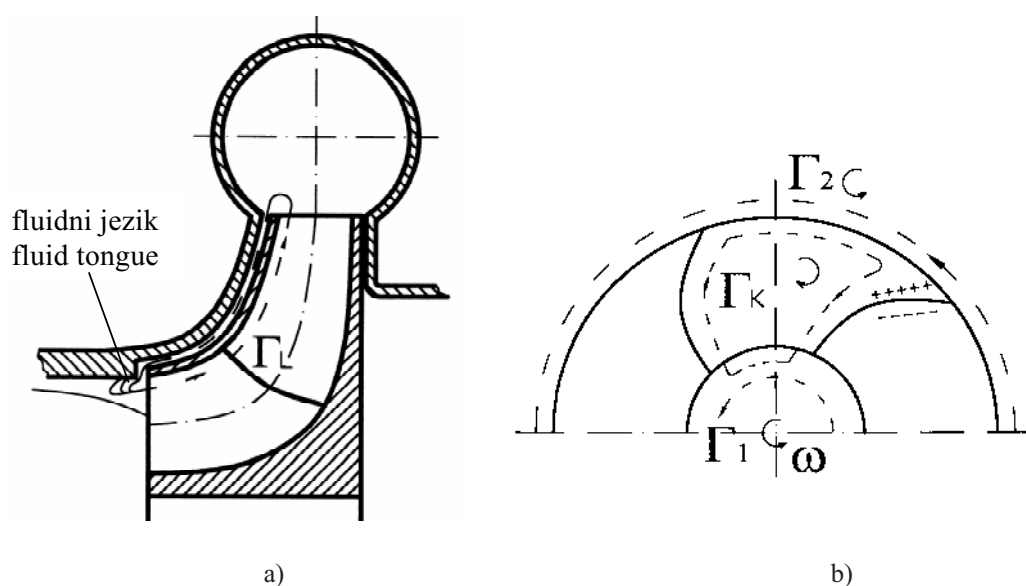
With the fan operating at under-optimal capacities the flow velocity component in the circum-



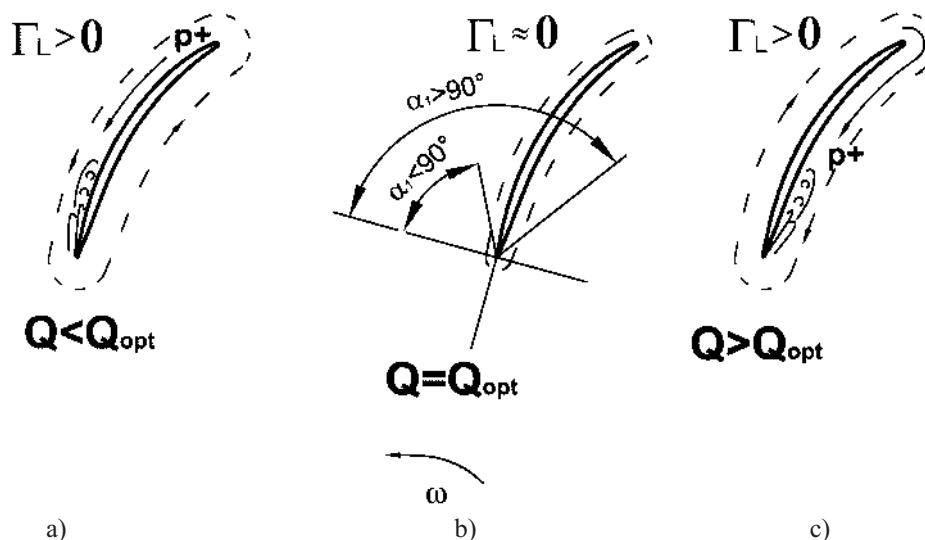
Sl. 3. Euler-jevi vstopni hitrostni trikotniki pri različnih obratovalnih pretokih
 Fig. 3. Euler's entrance velocity triangles at different operating capacity

vstopnem premeru D_1 v obodni smeri v smeri vrtenja rotorja (ista smer kot u_1). Vzrok za nastanek te hitrostne komponente je verjetno v nastalem sekundarnem toku med izstopnim robom rotorja in vstopnim robom skozi vmesno rego med pokrovno steno rotorja in okrovom (sl. 4.a). Zaradi večjega tlaka toka na izstopu iz rotorja del tega vdira skozi rego nazaj proti vstopu v rotor, kjer se ob pokrovni steni rotorja vrtil s hitrostjo vstopnega robu rotorja in tako kakor neki »jezik« tekočinskega toka sega v vstopno cev, prek katerega se po načelu viskoznega trenja toka ustvarja prerotacijski tok v vstopnem cevovodu tudi daleč pred vstopom v rotor, tudi do razdalje treh premerov vstopnega cevovoda ($l \approx 3 D_{v,cev}$). Pri tem režimu lahko štejemo, da se cirkulacija okrog rotorskih lopatic okrepi, saj se zaradi večje obremenitve rotorskih lopatic (doseganje večje energijske razlike) tlak na izstopu iz rotorja poveča. Okrepitev cirkulacijskega toka okrog rotorske lopatice lahko razložimo tudi zaradi zmanjšanja vstopnega kota toka α_1 na vstopu v rotorske kanale ali pri nateku na rotorsko lopatico, pri čemer

ferential direction at the entrance diameter D_1 appears in the direction of the impeller rotation (the same direction as u_1). The reason for the creation of this flow component can probably be found in the appearance of secondary flow near the entrance edge of the impeller blades and across in the gap between the tip impeller shroud and the fan casing (Figure 4.a). Because of the higher pressure at the impeller entrance this part of the flow penetrates through the gap between the impeller tip shroud and the fan casing back to the fan impeller aye where near the tip impeller shroud the flow rotates by velocity u_1 as some tongue of flow that over the flow viscosity creates the prerotation flow in the intake pipe even far from the impeller aye, up to three intake diameter lengths ($l \approx 3 D_{v,cev}$). According to this operating regime it can be considered that the circulation around the blades increases because of the larger blade load (achieved larger energy difference) which causes an increase of the pressure at the impeller exit. The strengthening of the circulation around the impeller blades can be explained by the entrance flow angle decrease α_1 at the entrance of the impeller channels or by the flow intake on the blade, where the flow cutting and flow



Sl. 4. Sekundarni tok v regi med pokrovno steno in ohišjem (a) in v rotorskem kanalu (b)
 Fig. 4. Secondary flow in the tip clearance between the tip shroud of impeller and pump casing (a) and in impeller channel (b)



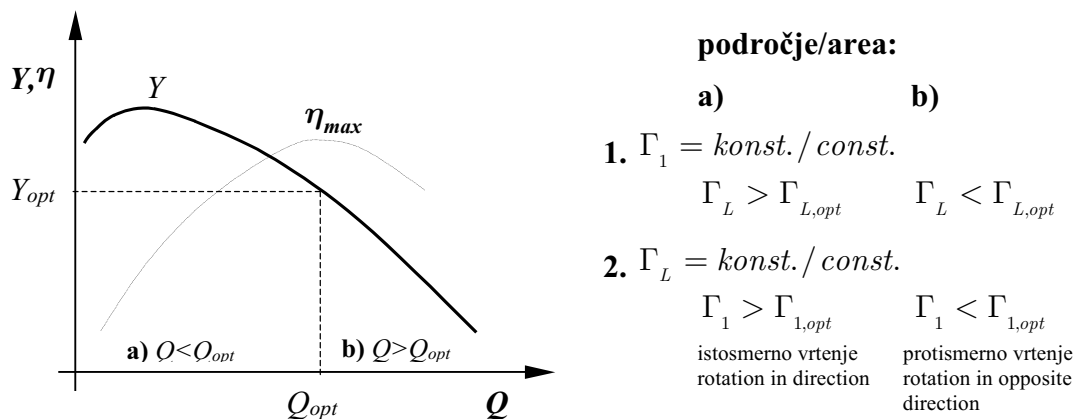
Sl. 5. Cirkulacijski tok okrog rotorske lopatice v odvisnosti od pretoka
 Fig. 5. Circulating flow around the impeller blade in dependency of capacity

prihaja do trganja in vrtničenja toka na vstopnem robu rotorske lopatice ob sesalni strani (sl. 5). Ker vrtničenje in odlepljanje toka povzroči padec tlaka, vdre del toka iz področja višjih tlakov (ob izstopnem robu rotorske lopatice) v področje z nižjim tlakom in tako še dodatno okrepi cirkulacijo okrog lopatic.

S povečanjem pretoka prek optimalnega pretoka pa nastaja hitrostna komponenta absolutnega toka na vstopnem premeru rotorja v obodni smeri s smerjo, nasprotno smeri vrtenja rotorja. Da bi lahko rotor »pridelal« večje pretoke, se tok že pred vstopom v rotorske kanale preusmeri v smeri najmanjšega upora, to je v smeri, ki je nasprotna smeri vrtenja rotorja, ker se s tako postavitvijo poveča vstopni kot toka in s tem zmanjša vstopna pot. Gonilo takega toka je najverjetneje povečana cirkulacija v rotorskih kanalih (sl. 4.b), ki prek cirkulacijskih tokov ob vstopnih robovih rotorskih lopatic, segajo kot sekundarni tok v vstopno ustje črpalke/ventilatorja, ki podobno kakor v primeru »ustvarjenega jezika toka« prek tekočinskega trenja, preusmerijo tok v prerotacijski tok v vstopnem cevovodu. Da gre za postopno preusmerjanje toka je razvidno iz rezultatov meritev prerotacije toka, saj se po spremembi obratovalnega pretoka šele po določenem času vzpostavi novo stanje (kotna hitrost anemometra) prerotacije toka v vstopnem cevovodu. Pri tem obratovalnem režimu se vstopni kot toka α_1 poveča (je večji od 90°) tako, da se zaradi prevelikega kota pojavi odlepljanje toka ob zgornji (tlačni) strani rotorske lopatice ob vstopnem robu (sl. 5). Zaradi tega se, podobno kakor pri obratovanju s pretoki pod optimalnimi, ustvarja cirkulacijski tok okrog lopatice v nasprotni smeri od sedanje cirkulacije okrog

separation from the blade suction surface near the blade entrance edge (Figure 5) appears. While the flow vortices and flow separation cause the pressure decrease, the part of the flow from the area of higher pressure (near the exit edge of the impeller blade) penetrates to the lower flow pressure area and in this way strengthens the circulation around the blades.

With a capacity increase over optimal capacity, the absolute flow velocity in the circumferential direction at the entrance diameter and with this velocity component the prerotation flow with a direction opposite to the direction of the impeller rotation is created. For the achieved increased operating capacities the prerotation flow must be diverted before the impeller eye in the direction of the smallest resistance that is in direction opposition to the direction of the impeller rotation. With this flow redirection the increase in the flow entrance angle and thus the shorter entrance path are achieved. The main reason for this increased circulation in the impeller channels (Figure 4.b) is probably the increased circulating flow in the channel. This increased circulating flow causes the secondary flows near the entrance blade edge in the intake pipe, and similarly as in the case of "created flow tongue" drive the prerotation flow far before the impeller eye in the intake pipe over the flow viscosity in the opposite direction of the impeller rotation. The direction change applies gradually, which is evident from the measurement results, while after an operating capacity change, the prerotation flow appears after a short time period, when new operating conditions (angular speed of the anemometer impeller) are stabilized. In this operating regime (over-optimal capacities) the entrance flow angle α_1 increases (it is bigger than 90°) and as a result of too big an entrance angle the flow separation near the pressure blade surface at the entrance blade edge (Figure 5) appears. Because of this flow separation, similar to operating with under-optimal capacities, the circulation flow around the impeller blade in a



Sl. 6. Tipična obratovalna značilnica radialnih rotorjev
Fig. 6. Typically operating characteristic of the radial impellers

rotorske lopatice, ki jo tako znižuje. Posledica tega je znižanje cirkulacije na izstopnem premeru D_2 in s tem tudi energijske razlike. Obratovalna karakteristika radialnih rotorjev je večinoma nestabilna, s stabilnim delom v območju večjih obratovalnih pretokov (večjih od kritičnega), kjer je karakteristika zmanjšujoče se oblike oz. tendence. To pomeni, da v stabilnem območju dosežena energijska razlika se zmanjšuje s povečanim pretokom, točka z najboljšim izkoristkom (TNI - BEP) pa praviloma leži nekje v sredini stabilnega dela (sl. 6). Iz enačbe (19) izhaja, da je cirkulacija na izstopnem premeru rotorja enaka vsoti cirkulacije na vstopnem premeru in vsoti vseh cirkulacij okrog rotorskih lopatic. Za področje pod in/ali nad optimalnimi pretoki lahko postavimo dve predpostavki (sl. 6), in sicer:

1. Nespremenljivost cirkulacije na vstopnem premeru $\Gamma_1 = konst.$ pri čemer se mora spreminjati cirkulacija okrog rotorskih lopatic, in sicer tako, da je cirkulacija okrog lopatic v področju pretokov, manjših od optimalnega (področje pod optimalnimi pretoki), večja od cirkulacije okrog lopatic pri optimalnem obratovanju in v področju večjih, nad optimalnih pretokov, kjer mora biti cirkulacija okrog lopatic manjša od cirkulacije okrog lopatic pri optimalnem obratovanju, kar izhaja iz obratovalne krivulje rotorja (sl. 6).
2. Nespremenljivost cirkulacije okrog rotorskih lopatic $\Gamma_L = konst.$, pri čemer se spreminja cirkulacija na vstopnem premeru, in sicer tako, da je v področju pod optimalnimi pretoki večja in v področju nad optimalnimi pretoki manjša od cirkulacije na vstopnem premeru pri optimalnem obratovanju rotorja v točki BEP.

V resničnosti se oba primera prepletata med seboj, saj je težko govoriti o nespremenljivosti katere od cirkulacij pri različnih obratovalnih pretokih. Dejstvo pa je, da se ustvarja prerotacijski tok v nasprotni smeri vrtenja rotorja v območju nad optimalnimi pretoki, kar izhaja iz druge predpostavke. Ustvarjanje prerotacijskega toka je torej celovita

direction opposite to the existing circulation around the impeller blade is created. In this way, the circulation around the blade decreases. A result of this decreased circulation around the blade, is a decreased circulation at the exit diameter D_2 and consequently the energy difference that is achieved by the fan. The operating characteristic of the radial impellers is mostly unstable with the stable part of it in the area of larger operating capacities (larger than the critical capacity), where the operating characteristic has a decreasing tendency. According to this, the achieved energy difference of the fan in the stable part of operating characteristic decreases with the increasing capacity. The operating point of best efficiency (BEP) is in most cases somewhere in the middle of the stable operating part (Figure 6). If we start our observations from equation (19) that shows that the circulation at the exit diameter of the fan impeller is equal to the circulation sum of all circulations around the blades plus circulation at the intake diameter. For the area of the under- and/or over-optimal capacities, two predictions (Figure 6) can be made:

1. Constant circulation at the entrance diameter ($\Gamma_1 = konst.$) when the circulation around the blades must be changeable so that it is bigger than the circulation at the optimal operating capacity in the area of capacities smaller than the optimal capacity, and smaller when the operating capacities are larger than the optimal, as it follows from the operating curve of fan (capacity-head curve).
2. The constant circulation around the blade ($\Gamma_L = konst.$) when the circulation at the entrance diameter must be changeable so that it is larger in the area of under-optimal capacities and in the area of over-optimal capacities smaller than the circulation by optimal operating at the BEP point of fan.

In reality, both cases interact, so it is difficult to say which one is the constant with different operating capacities. The fact is that the prerotation flow is created in the opposite direction, as it is the direction of impeller rotation in the area of over-optimal capacities as it follows from the second prediction. Creation of the prerotation flow is therefore the result of the integrated circulations around the impeller

posledica cirkulacije okrog rotorskih lopatic, cirkulacije v rotorskih kanalih in cirkulacije na vstopnem premeru v rotor. Vsi ti dejavniki so odvisni od geometrijske oblike rotorja, obratovalnih razmer in obratovalnega pretoka.

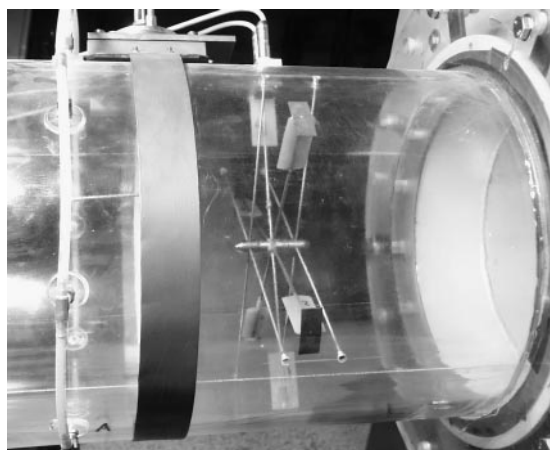
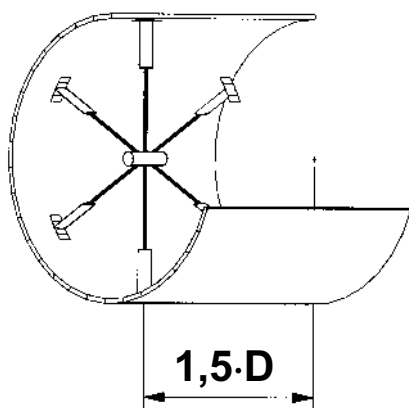
2 MERITVE PREROTACIJE TOKA V VSTOPNEM CEVOVODU

Izvedba meritev prerotacije toka je razmeroma zahtevna, ker terja določitev komponente toka v obodni smeri, ki je veliko manjša od komponente hitrosti toka v smeri vtoka oziroma osni smeri. Anemometrijska metoda s sondo z vročo nitko v takih primerih ne daje dobrih rezultatov, ker je pri meritvi opazno veliko obodno ohlajanje nitke zaradi majhnih natekajočih kotov toka, ki tako »popačijo« merilne rezultate. Znan in razmeroma pogosto uporabljan instrument je anemometer z ravnimi krilci. Njegova krilca so postavljena vzporedno z osjo cevovoda, tako da so gnane le z obodno komponento toka, pravokotno na vzdolžno smer cevovoda. Tako dejansko merimo samo obodno komponento toka (prerotacijski tok), ki se pojavi zaradi vrtničnega toka v vstopnem cevovodu.

Pretok je merjen z Venturijevo šobo, izdelano v skladu s standardom DIN 1952.

2.1 Anemometer z ravnimi krilci

Za določitev prerotacijskega toka instaliranega radialnega ventilatorja, v vstopnem cevovodu premera $D_{v,cev} = 0,3$ m, je izveden anemometer z ravnimi osnosimetrično postavljenimi ravnimi krilci, nameščenimi na $D_{s,anem} = 0,25$ m, ki so postavljena vzporedno z osjo cevovoda (sl. 7). Izvedenih je šest ravnih krilc oz. anemometrijskih lopatic, ki segajo od



Sl. 7. Anemometrski sistem v vstopnem cevovodu radialnega ventilatorja
Fig. 7. Anemometer system in the entrance pipe of the radial fan

blades, as well as the result of the integrated circulations in the impeller channels and the circulation at the entrance diameter of these impeller. All this acting parameters depend on the impeller geometry, on the operating conditions and on the operating capacity.

2 PREROTATION FLOW MEASUREMENT IN THE INTAKE PIPE

It is relatively pretentious to carry out the prerotation flow measurements because the flow component in the circumferential direction must be measured. This flow or flow-velocity component is much smaller than the main flow component in the intake flow direction or in the axial direction. The anemometer method with a hot-wire probe does not give good results, because with this method large circumferential cooling of the hot-wire probe, which is a result of the small flow angles that distort the results, occurs. A frequently used method for the measurement of prerotation flow is the anemometer method, with the straight blades anemometer. The anemometer blades are placed in a direction which is parallel to the pipe axis, so the blades are driven only by the circumferential flow component, which is perpendicular to the pipe axis. In this way, only the circumferential flow component, that appears as a result of the swirled flow in the intake pipe (prerotation flow), is measured.

The capacity is measured with Venturi's nozzle, manufactured according to DIN 1952.

2.1 The anemometer with straight blades

For the prerotation flow determination in the intake pipe with diameter $D_{v,cev} = 0.3$ m of the installed radial fan the manufactured anemometer with straight blades is used (Figure 7). Six anemometer straight blades that are placed axis-symmetrically from pipe wall to the pipe axis are performed. The middle diameter of the anemometer

oboda cevovoda proti osi cevovoda. Višina lopatic je 0,05 m, širina 0,025 m in debelina $<0,003$ m. Rotor anemometra je dinamično in statično uravnotežen. Na vrhu lopatic (krile) je nameščena kovinska plošča, ki rabi kot dajalec signala dvema, zaporedno postavljenima induktivnima sondama TURCK Bi-M12-AP6X, nameščenima na obodu vstopnega cevovoda. Nameščeni sta zaporedno v isti ravnini. Dve sondi sta uporabljeni zato, da lahko določimo tudi smer vrtenja rotorja anemometra. Rotor anemometra je postavljen v vstopni cevovod na razdalji $1,5 D_{v,cev}$ pred vstopom v rotor. Za določitev vrtilne frekvence rotorja anemometra je uporabljen univerzalni števec HP 5325B, ki registrira pulze prehodov anemometrijskih rotorskih lopatic, iz časovne razlike obeh merilnih signalov z dveh zaporedno postavljenih sond pa lahko določimo smer vrtenja rotorja. Sama izvedba je optimirana tako, da je površina anemometra v smeri pretoka najmanjša.

2.2 Merilni rezultati

Meritve so izvedene pri različnih vrtilnih frekvencah radialnega rotorja ventilatorja nespremenljive širine z razmerjem premerov $D_2/D_1 = 1,85$. Rezultati so podani v brezdimenzijski obliki s prerotacijskim koeficientom, vezanim na vrtilno frekvenco na vstopnem premeru (obodna hitrost na vstopnem premeru):

$$\xi_{pre} = \frac{\omega_{anem} D_{s,anem}}{\omega D_1} \quad (26),$$

pri čemer pomeni pozitivna vrednost koeficienta smer vrtenja rotorja, negativni predznak pa smer vrtenja, ki je nasprotna smeri vrtenja rotorja. Tudi obratovalni pretok je podan v brezdimenzijski obliki s parametrom (specifičnim pretokom):

$$\xi_Q = \frac{Q}{n D_2^3} \quad (27).$$

Prikazani so rezultati izvedenih meritev pri treh različnih vrtilnih frekvencah rotorja radialnega ventilatorja ($n = 1800, 1600$ in 1400 min^{-1}). Pri vseh treh vrtilnih frekvencah je razvidna sprememba smeri prerotacijskega toka, in to že precej pred optimalnim obratovalnim režimom, kakor tudi pred preračunsko točko (sl. 8). To kaže na dejstvo, da se prerotacijski tok preusmeri hitreje kakor to izhaja iz Eulerjevih vstopnih trikotnikov (sl. 3). Najverjetneje zaradi tega, ker tok na vstopu v rotorske kanale ne sledi kotu rotorske lopatice, kar se izravna s hitrejšo preusmeritvijo toka oz. z ustvarjeno komponento absolutne hitrosti toka v obodni smeri. To je lahko posledica ustvarjenega sekundarnega toka na vstopu v rotor, ki tvori zastojna mesta (recirkulacija toka) ob vstopnem robu rotorske lopatice.

Pri obratovanju ventilatorja z dodajanjem dodatnega toka na vstopu v rotor ob vstopnem

blades is $D_{s,anem} = 0.25$ m. The blades height is 0.05 m, width 0.025 m and thickness <0.003 m. The impeller is statically and dynamically balanced. At the top of the blades is placed the metal plate that serves as the signal producer for two serial placed inductive probes (TURCK Bi-M12-AP6X) on the intake pipe wall near the fan impeller entrance. The probes are placed in the same plane. Two probes are used for the impeller rotation direction determination. The anemometer impeller is placed in the intake pipe at a distance of $1.5 D_{v,cev}$ in front of the fan impeller eye. A HP 5325B universal counter is used for the anemometer impeller speed. From the time difference of the measuring signals from both probes the direction of rotation is determined. The anemometer is optimised so the surface area of the blades in the flow direction is a minimum.

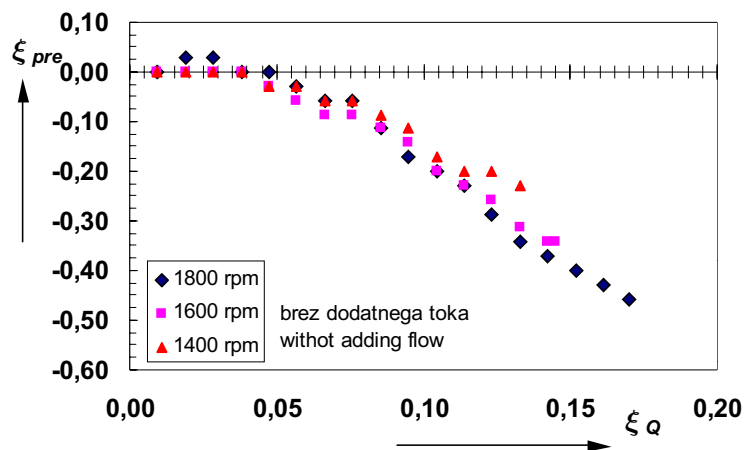
2.2 Measuring results

The measurements are performed at different speeds of the fan impeller, which has the constant width and a diameter ratio $D_2/D_1 = 1.85$. The results are given in non-dimensional form by using the prerotation coefficient, determined by the rotating speed at the entrance diameter (the circumferential velocity at the entrance diameter):

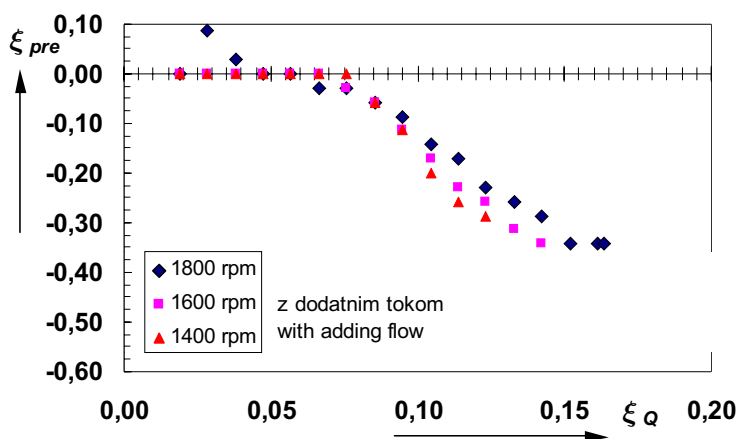
where the positive value of the coefficient is the same as the direction of the impeller. The negative sign represents the direction which is in opposition to the impeller rotating direction. In the non-dimensional form, with the capacity coefficient, the operating capacity (specific capacity) is also given by:

The results of measurements taken during three different impeller speeds ($n = 1800, 1600$ in 1400 rpm) are given. At all three impeller speeds the prerotation flow direction change is evident. The change of the prerotation appears before the optimum or design operating capacity (Figure 8). This proves that the prerotation flow is diverted faster than it is determined by Euler's entrance velocity triangles (Figure 3). Probably this is the result of the fact that the flow at the impeller entrance does not follow the blade angle that is compensated by faster flow diversion creating the flow velocity component in the circumference direction. This could be the result of the created secondary flow at the entrance of the impeller channels, by which the stagnation flow areas (flow recalculation) near the entrance edge of the impeller blades are created.

With the fan operating with additional flow at the impeller entrance ([16] and [17]), the prerotation



Sl. 8. Merilni rezultati prerotacije toka v vstopnem cevovodu
Fig. 8. Measurement results of the prerotation flow in the entrance pipe



Sl. 9. Merilni rezultati prerotacije toka v vstopnem cevovodu, z dodanim tokom na vstopu v rotor, na vstopnem premeru rotorja

Fig. 9. Measurement results of the prerotation flow in the entrance pipe by adding the additional flow at the impeller entrance diameter

premeru ([16] in [17]) je prav tako opazna sprememba smeri prerotacijskega toka v področju manjših, pod optimalnih pretokov. Mesto spremembe smeri prerotacije toka se z večanjem vrtilne frekvence rotorja pomika v področje večjih obratovalnih pretokov. Glede obratovanja ventilatorja brez dodanega dodatnega toka na vstopu v rotor pa je opazno pojevanje prerotacijskega toka v področju večjih obratovalnih pretokov (sl. 9). Vzrok temu je najverjetneje razbitje ustvarjenega sekundarnega toka ob vstopnem robu rotorskih lopatic z dodanim tokom pri večjih obratovalnih pretokih (nad optimalnih). S tem se vpliv prerotacijskega toka v vstopnem cevovodu zmanjša in ne sega tako intenzivno do mesta merjenja, kjer je postavljen anemometer. To pomeni, da dodani tok na vstop radialnega rotorja predstavlja prerotacijski tok bližje rotorju, vendar pa še obstaja.

V primerjavi rezultatov pri obratovanju v obeh režimih (z dodanim tokom in brez njega na

flow direction change at the area of the smaller under-optimal capacities areas is also shown. The place of prerotation flow direction change is changed by the impeller speed increase in the direction of larger operating capacities. The difference between the fan operating without additional flow, added at the impeller entrance, compared to operating with added flow is that the magnitude of the prerotation flow decreases in the area of larger operating capacity (Figure 9). The reason for this is probably broken secondary flow that is created near the entrance blade edge at larger operating capacity (over-optimum capacities). In this way the prerotation flow influence in the intake pipe decreases and does not reach the place where the anemometer is placed in the intake pipe. According to this the added flow at the impeller entrance aye still exists but closer to the impeller entrance.

By comparing the results for both operating regimes (with and without additional flow at the impeller entrance) it is evident that the prerotation

vstopu v rotor) je razvidno, da je prerotacija toka močnejša pri obratovalnem režimu brez dodatnega toka na vstopu v rotor. Sprememba smeri se izvede kasneje, pri večjih obratovalnih pretokih kakor pri obratovanju brez dodanega toka na vstopu v rotor.

Glede na potek rezultatov meritev je opazen dokaj enotni potek oziroma majhen raztros merilnih rezultatov. Tudi glede na vrtilno frekvenco rotorja se merilni rezultati med seboj dobro ujemajo, tako da lahko sklepamo, da je sprememba prerotacije toka odvisna predvsem od pretoka in geometrijske oblike rotorja in manj od vrtilne frekvence rotorja.

Meritve so izvedene s petimi ponovitvami. Razvidna je visoka stopnja ponovljivosti meritev, zato lahko menimo, da je meritev ustrezna in napaka meritve reda nenatančnosti opreme, povezane v merilno verigo.

3 SKLEPI

Na podlagi izvedene analize pojava prerotacijskega toka v vstopnem cevovodu lahko povzamemo, da se prerotacijski tok pojavlja zaradi delovanja cirkulacijskih tokov v rotorskih kanalih in/ali okrog rotorskih lopatic, ki prek kapljevinskega trenja vplivajo na vrtilnost toka v vstopnem cevovodu.

Prerotacijski tok spremeni smer rotacije zaradi spremembe smeri cirkulacijskega toka okrog rotorskih lopatic zaradi različnih kotov natekanja rotorskih lopatic na vstopnem premeru rotorja.

Pri manjših, podoptimalnih pretokih ima cirkulacijski tok okrog lopatice enako smer kakor cirkulacijski tok na izstopnem premeru rotorja, s čimer vpliva na povečanje energijske razlike, hkrati pa povzroča prerotacijo toka v smeri vrtenja rotorja. Vzrok nastanka takega cirkulacijskega toka je majhen natočni kot, ki povzroča odlepljanje toka na sesalni strani rotorske lopatice ob vstopnem robu.

Pri večjih, nadoptimalnih pretokih se slika spremeni zaradi večjih natekajočih kotov na rotorsko lopatico, ki povzročijo odlepljanje toka na tlačni strani ob vstopnem robu rotorske lopatice in s tem cirkulacijski tok okrog rotorske lopatice v smeri, ki je nasprotna smeri cirkulacijskega toka. Tako se dosežena energijska razlika rotorja zmanjšuje, v vstopnem cevovodu pa se pojavi prerotacijski tok s smerjo, nasprotno smeri vrtenja rotorja.

Jakost prerotacijskega toka je neposredno odvisna od jakosti cirkulacijskih tokov okrog rotorskih lopatic oziroma v rotorskih kanalih. Z večanjem pretoka se jakost prerotacijskega toka tudi večja.

Z ustreznim matematično-numeričnim postopkom se da ta pojav tudi ustrezno napovedati, kar pa so smernice za nadaljnje delo.

during the operation of the fan without additional flow at the impeller entrance is stronger than by operating with additional flow. The change of the prerotation flow direction appears later (in area of larger operating capacities) than by operating without added additional flow.

According to the results, the relative unified course and small measurement results scatter are evident. Even results of the impeller speed show a relatively unified course and disagreement between them is small. Because of this it can be concluded that the change of the prerotation flow depends on the capacity and impeller geometry and less on the impeller speed.

The measurements were repeated five times. Many repetitions show that the measurement is relevant and that the measurement uncertainty is the same as the uncertainty in the measuring chain.

3 CONCLUSIONS

According to the analyses of the prerotation flow in the entrance pipe it can be concluded that the prerotation flow appears as the result of the circulating flow activity in the impeller channels and/or around the impeller blades, which have (through the fluid friction) an influence on the whirl flow in the entrance pipe.

Prerotation flow changes its direction because of the prerotation direction change around the impeller blades, caused by different inlet angles of flow at the entrance rotor radii.

Circulation around the impeller blades has, at small (under optimal) capacities, the same direction as circulation at the outlet radii. As a result, it increases the energy difference and because of the small inlet angles causes separation of flow at the suction side of the blade inlet edge.

There are bigger inlet flow angles and separation at the pressure side of the blade edges at larger, over-optimum capacities and prerotation around the impeller blades therefore changes its direction into the opposite direction of circulation flow. This change of direction causes a smaller achieved energy difference and prerotation swirl in the opposite direction to the rotation direction.

The strength of the prerotation flow directly depends on the circulation flow intensity around the impeller blades or in the impeller channels. The prerotation flow increases with capacity increase.

The phenomenon can be predicted with suitable mathematical – numerical access which is the guideline for further investigations.

ZAHVALA

Avtorja se zahvaljujeta podjetju KLIMA Celje d.o.o in Ministrstvu za znanost in tehnologijo Republike Slovenije, ki so materialno in finančno podprli raziskave. Še prav posebej direktorju Norbertu Vrhovcu, Borisu Leskovšku in vsem preostalim, ki so kakorkoli sodelovali pri projektu.

ACKNOWLEDGMENT

The present field study was made possible by the understanding and support of KLIMA Celje Ltd. and the Ministry for Science and Technology of the Republic of Slovenia. The authors would like to express sincere thanks to them, and especially to Mr. Norbert Vrhovec, Mr. Boris Leskovšek and other collaborators.

4 SIMBOLI
4 SYMBOLS

cirkulacija	Γ	circulation
polje hitrosti	\vec{v}	velocity field
usmerjen element krivulje	\vec{dl}	oriented curve element
komponenta hitrosti v smeri osi x	v_x	velocity component in x direction
komponenta hitrosti v smeri osi y	v_y	velocity component in y direction
komponenta hitrosti v smeri osi z	v_z	velocity component in z direction
obodna komponenta hitrosti	v_t	circumferential velocity component
kot, med tangento in osjo x	α	angle between tangent and x axes
vstopni kot toka	α_1	entrance flow angle
obodna komponenta absolutne hitrosti na vstopnem premeru	c_{1u}	absolute entrance flow velocity in circumferential direction
obodna komponenta absolutne hitrosti na izstopnem premeru	c_{2u}	absolute discharge flow velocity in circumferential direction
obodna komponenta absolutne hitrosti na merilnem premeru	c_{3u}	absolute discharge flow velocity in circumferential direction on measuring diameter
vstopni premer rotorja	D_1	impeller inlet diameter
izstopni premer rotorja	D_2	impeller exit diameter
merilni premer na izstopu iz rotorja	D_3	measuring impeller exit diameter
število rotorskih lopatic	z_r	number of the impeller blades
lopaticna delitev na vstopnem premeru	t_1	blade division at the entrance diameter
lopaticna delitev na izstopnem premeru	t_2	blade division at the exit diameter
relativna hitrost toka	w	relative flow velocity
relativna hitrost na sesalni strani lopatice	w_s	relative flow velocity on the suction side
relativna hitrost na tlačni strani lopatice	w_t	relative flow velocity on the pressure side
ločna dolžina lopatice	l_{lop}	blade curved length
izstopni kot rotorske lopatice	β_2	exit blade angle
širina rotorja	b	impeller width
tlačna razlika	Δp	pressure difference
polmer rotorja	r	impeller radii
vrtilni moment	M	torque
gostota	ρ	density
energijska razlika	Y_{th}	energy difference
gravitacijski pospešek	g	gravitation acceleration
črpalna višina	H_{th}	pump head
masni pretok	\dot{m}	mass flow rate
cirkulacija na vstopnem premeru	Γ_1	circulation at the inlet diameter
cirkulacija na izstopnem premeru	Γ_2	circulation at the exit diameter
cirkulacija v rotorskem kanalu	Γ_K	circulation in the impeller channel
cirkulacija okoli rotorske lopatice	Γ_L	circulation around the impeller blade
vstopni premer cevovoda	$D_{v,cev}$	entrance pipe diameter
srednji premer anemometra	$D_{s,anem}$	anemometer mean diameter
kotna hitrost rotorja	ω	impeller angular speed
kotna hitrost anemometra	ω_{anem}	anemometer angular speed
odpornostni moment ploskve	S	moment of surface resistance
brezdimenzijski prerotacijski koeficient	ξ_{pre}	dimensionless prerotational coefficient
brezdimenzijski koeficient pretoka	ξ_Q	dimensionless capacity coefficient
vrtilna frekvenca	n	impeller speed

5 LITERATURA
5 REFERENCES

- [1] Stewart, C. B. (1909) Investigation of centrifugal pumps. *University of Wisconsin*, Bull. 318, p. 119.
- [2] Stepanoff, A. J. (1993) Centrifugal and axial flow pumps, theory, design and application, 2nd Edition, *Krieger Publishing Company Malabar*, Florida.
- [3] Schweiger, F. (1979) Tokovne in kavitacijske razmere pri delnih obremenitvah v centrifugalni črpalki. *Strojniški Vestnik, Ljubljana*.
- [4] Siervo, F.(1980) Modern trends in selecting and designing reversible Francis pump – turbines. *Water Power and Dam Construction*.
- [5] Brennen, C. E. (1994) Hydrodynamics of pumps. *Oxford Science Publications, Oxford University Press, Concepts ETI, Inc*.
- [6] Van den Braembusshe, R. A., B.M. Hände (1990) Experimental and theoretical study of the swirling flow in centrifugal compressor volutes. *Transactions of ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol. 112.
- [7] Sipos, G. (1991) Secondary flow and loss distribution in a radial compressor with untwisted backswept vanes. *Transactions of ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol. 113.
- [8] Mizuki, S., Y. Oosawa Y. (1992) Unsteady flow within centrifugal compressor channels under rotating stall and surge. *Transactions of ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol. 114.
- [9] Steiner, W., Fuchs, R., H. Starke (1992) Inlet flow angle determination of transonic compressor cascades. *Transactions of ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol. 114.
- [10] Predin, A. (1997) Prerotacijski tok v vstopnem cevovodu radialnih turbostrojev. *Kuhljevi dnevi '97*, Mokrice.
- [11] Predin, A.(1998) Prerotacijski tok v vstopnem cevovodu radialnih turbostrojev – drugi del. *Kuhljevi dnevi '99*, Logarska dolina.
- [12] Škerget, L.(1994) Mehanika tekočin. *Tehniška fakulteta - Univerza v Mariboru in Univerza v Ljubljani, Fakulteta za strojništvo*.
- [13] Ecker, B., E. Schnell E.(1961) Axial- und Radial- Kompressoren. *Springer Verlag, Berlin Göttingen, Heidelberg*.
- [14] Sigloch, H. (1993) Strömungsmaschinen, Grundlagen und Anwendungen. *Car Hanser Verlag München Wien*.
- [15] Horvat, D. (1965) Vodene turbine. *Sveučilište u Zagrebu*.
- [16] Predin, A.(1999) Vpliv sekundarnega toka na obratovalne karakteristike radialnega rotorja normalne širine. *Strojniški vestnik*, št. 1.
- [17] Predin, A. (1997) Torsional vibrations at guide-vane shaft of pump-turbine model, *Shock and Vibration*. Vol. 4, Issue 3.
- [18] Eck (1962) Ventilatoren, Vierte Auflage, *Springer Verlag*.

Naslov avtorjev: Doc.dr. Andrej Predin
Ignacijo Biluš
Fakulteta za strojništvo
Univerze v Mariboru
Smetanova 17
2000 Maribor

Author's Address: Doc.Dr. Andrej Predin
Ignacijo Biluš
Faculty of Mechanical Engineering
University of Maribor
Smetanova 17
2000 Maribor, Slovenia

Prejeto: 14.2.2000
Received:

Sprejeto: 2.6.2000
Accepted:

Novo biorazgradljivo splošno traktorsko transmissijsko olje na osnovi oljne repice

A New Biodegradable Universal Tractor Transmission Oil Based on Rapeseed Oil

Tone Ploj - Boris Kržan - Janez Bedenk - Marta Feldin

V Sloveniji je trenutno okrog 160 000 traktorjev. Za delovanje prenosnega sistema posameznega traktorja je potrebno od 30 do 100 litrov mazalnega olja, zamenjava olja pa se ponavadi opravi enkrat na leto. Glede na dejstvo, da nam v Sloveniji uspe zbrati le manjšo količino odpadnih olj, lahko rečemo, da večina tega olja nekontrolirano izgine v okolje.

V sklopu raziskovalnega projekta smo izdelali novo, biološko razgradljivo in netoksično univerzalno traktorsko transmissijsko olje (UTTO) na osnovi oljne repice s stopnjo biološke razgradljivosti 99,6% (CEC-L-A-93). Lastnosti novega olja smo preskušali na standardnih napravah, rezultate pa primerjali z rezultati testiranja na tržišču dosegljivih UTTO olj.

© 2000 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: olja biorazgradljiva, olja repična, lastnosti olj, razvoj olj)

At present, there are about 160 000 farm tractors in Slovenia. In the transmission system there is from 30 to 100 litres of lubrication oil which is normally changed once a year. Due to the fact, that in Slovenia we manage to collect just a small amount of used oils, we can conclude that the majority of these oils are being spilled to the environment.

During this project a new biodegradable, non-toxic rapeseed based universal tractor transmission oil (UTTO) has been fabricated with biodegradability of 99,6% (CEC-L-A-93). The properties of this new oil were investigated in standard test procedures in comparison with the commercially available UTTO oils.

© 2000 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: biodegradable oils, rapeseed oil, oil properties, oil development)

0 UVOD

Z uporabo okolju prijetnih maziv lahko v precejšnji meri preprečimo onesnaževanje vode in tal. Značilni zastopniki teh maziv so rastlinska olja. Zaradi sprejemljive cene in zadovoljivih mazalnih lastnosti ima široko uporabo olje na osnovi oljne repice. Tovrstno olje zagotavlja pomembne prednosti glede obnovljivosti naravnih virov, biorazgradljivosti in nestrupenosti, ima pa tudi zadovoljive lastnosti na drugih področjih. Uporablja se predvsem v odprtih mazalnih sistemih vse bolj pa tudi v hidravliki in gonilih ([1] do [4]).

Cilj raziskave je razviti novo biorazgradljivo hidravlično-transmissijsko traktorsko olje (UTTO) na osnovi oljne repice. Poglavitna naloga olja UTTO v traktorju je preprečiti zajedanje in jamičenje zobniških bokov ter drsno obrabo pri majhnih hitrostih in velikih obremenitvah. Olje mora hkrati imeti tudi zadovoljivo oksidacijsko stabilnost in zagotavljati pravilno delovanje sklopke in zavor, tako da je mogoče traktor zaustaviti v določenem času in na določeni razdalji. Dodani protiobrabni aditivi in dodatki za visoke obremenitve (aditivi EP/AW) ne smejo biti toliko dejavni, da bi povzročili korozijo

0 INTRODUCTION

To avoid extensive soil and water pollution, environmentally friendly lubricants such as vegetable oils should be used. Quality and reasonable price are the main reasons why rapeseed oil is the most commonly used vegetable oil for lubricants. This oil can offer significant environmental advantages with respect to resource renewability, biodegradability, nontoxicity as well as offering satisfactory performance in a variety of applications. Rapeseed oil is widely used in total-loss systems and is increasingly finding uses in hydraulic and power transmissions ([1] to [4]).

The aim of this research is to develop a new biodegradable universal tractor transmission oil (UTTO) based on rapeseed oil. The main objective of the transmission oil in a tractor is to prevent scuffing and pitting failure as well as the normal rubbing wear which occurs during low-speed and high-load conditions associated with their oxidation stability. Oils must also provide the correct frictional balance to allow squawk-free wet-brake performance and smooth transmission-clutch engagement. At the same time, they must provide enough clutch capacity for efficient power transfer and enough brake capacity to stop the tractor in a reasonable time and distance. The EP/AW system used must not be so active as to cause corrosion in the

na elementih hidravličnega sistema traktorja, predvsem zlitin bakra pri črpalkah ([5] in [6]).

V tej raziskavi smo koeficient trenja izmerili na preskuševališču SRV. Protiobrabne in nosilne lastnosti oljnega filma (lastnosti EP/AW) smo določili na SRV, s štirimi krogli in preskuševališču FZG, odpornost na jamičenje pa za izbrana olja določili na preskuševališču FZG. Za elementno analizo maziv smo uporabili rentgensko fluorescenčno spektrometrijo ED-XRF. V prispevku ni poudarjena samo raziskava fizikalno-kemijskih lastnosti biološko razgradljivih UTTO olj, temveč je v ospredju ocena mazalnih sposobnosti olj na podlagi laboratorijskih preskusov s praktičnega inženirskega izhodišča.

1 PRIPRAVA VZORCEV

Izbrali smo dva različna vzorca olja UTTO na rastlinski osnovi. Lastnosti teh olj smo primerjali z lastnostmi petih komercialno dosegljivih mineralnih olj UTTO, dveh drugih olj na rastlinski osnovi ter dvema biorazgradljivima sintetičnima oljema, kakor je predstavljeno v preglednici 1.

Preglednica 1. Pregled preskušanih olj
Table 1. Survey of tested oils

Bazno olje Basestock	Vrsta olja Oil type	Viskoznost / Viscosity mm^2/s		Oznaka Oil code
		$V_{40\text{ °C}}$	$V_{100\text{ °C}}$	
repično olje rapeseed oil	biorazgradljivo UTTO biodegradable UTTO	48,8	10,4	R1
repično olje rapeseed oil	bioraz. hidravlično olje biodeg. hydraulic oil	39,4	8,9	R2
oleinsko sončnično olje high oleic sunflower oil	biorazgradljivo UTTO biodegradable UTTO	51,4	10,6	S1
oleinsko sončnično olje high oleic sunflower oil	bioraz. hidravlično olje biodeg. hydraulic oil	43,3	9,3	S2
sintetični ester synthetic ester	bioraz. reduktorsko olje biodegradable gear oil	101	17,8	G
sintetični ester synthetic ester	biorazgradljivo UTTO biodegradable UTTO	51,3	10,9	H
mineralno olje mineral oil	UTTO	81,6	10,9	M3
mineralno olje mineral oil	UTTO	87,9	11,0	M4
mineralno olje mineral oil	UTTO	63,4	9,2	M5
mineralno olje mineral oil	UTTO	55,1	9,2	M6
mineralno olje mineral oil	UTTO	56,0	9,3	M7
repično olje rapeseed oil	bazno olje base oil	35,0	8,0	baz-R
oleinsko sončnično olje high oleic sunflower oil	bazno olje base oil	38,5	8,4	baz-S
dodatki additive	paket aditivov 1 additive package 1	100,3	17,6	adit-1
dodatki additive	paket aditivov 2 additive package 2	880,0	80,0	adit-2

tractor's hydraulic system where pumps containing alloys of copper can be present ([5] and [6]).

In the present study the average coefficient of friction has been measured on a SRV test rig. EP/AW performance has been established on the SRV, the Four-Ball test rig and FZG gear test equipment. Pitting resistance for selected oils was determined on the FZG test device. The elemental analysis of additives was performed by using ED-XRF spectrometry. The main objective of this paper is not the study of the physical and chemical properties of the new biodegradable UTTO oil, but to assess the lubrication properties on the laboratory field tests machine from an engineering point of view.

1 OIL SAMPLES

We have formulated two different vegetable-based UTTO oils for the investigations. The properties of these two oils were compared to five commercially available mineral-based UTTO oils, two vegetable-based hydraulic oils and two fast biodegradable synthetic oils, as shown in Table 1.

Za raziskovanje vpliva onesnaženja biorazgradljivega olja z vodo in mineralnim oljem UTTO na proces obrabe smo pripravili dodatnih osem vzorcev. Znano je, da pri zamenjavi olja v traktorju najmanj 2 odstotka starega olja ostane v sistemu, delež vode v olju pa je tudi večja kakor pri industrijskih hidravličnih sistemih. Kontaminacija olja z vodo in starim mineralnim oljem je torej pri obratovanju traktorja pričakovani pojav. Sestava kontaminiranih vzorcev olj je predstavljena v preglednici 2.

We have prepared eight biodegradable oil samples to investigate the influence of water and mineral UTTO oil as a contaminant in the wear process. It is well known that during an oil change at least 2% of the old oil remains in the lubrication system and that the tractor's hydraulic oil may operate at higher levels of water contamination than the industrial hydraulic oils. The contamination with water and mineral oil is therefore expected to occur during normal field service. The composition of the contaminated biodegradable oil samples is presented in Table 2.

Preglednica 2. *Olja na rastlinski osnovi onesnažena z vodo in mineralnim oljem*
Table 2. *Vegetable-based oil samples contaminated with water and mineral UTTO oil*

Sestava Composition	Oznaka Oil code
R1 + 1% vode / R1 + 1% of water	R1+v
R2 + 1% vode / R2 + 1% of water	R2+v
S1 + 1% vode / S1 + 1% of water	S1+v
S2 + 1% vode / S2 + 1% of water	S2+v
R1 + 10% mineralnega UTTO olja, M5 / R1 + 10% of mineral UTTO oil, M5	R1+M5
R1 + 10% mineralnega UTTO olja, M5 / R2 + 10% of mineral UTTO oil, M5	R2+M5
S1 + 10% mineralnega UTTO olja, M5 / S1 + 10% of mineral UTTO oil, M5	S1+M5
S2 + 10% mineralnega UTTO olja, M5 / S2 + 10% of mineral UTTO oil, M5	S2+M5

2 REZULTATI PRESKUSOV

2 RESULTS OF INVESTIGATIONS

2.1 Elementna analiza dodatkov

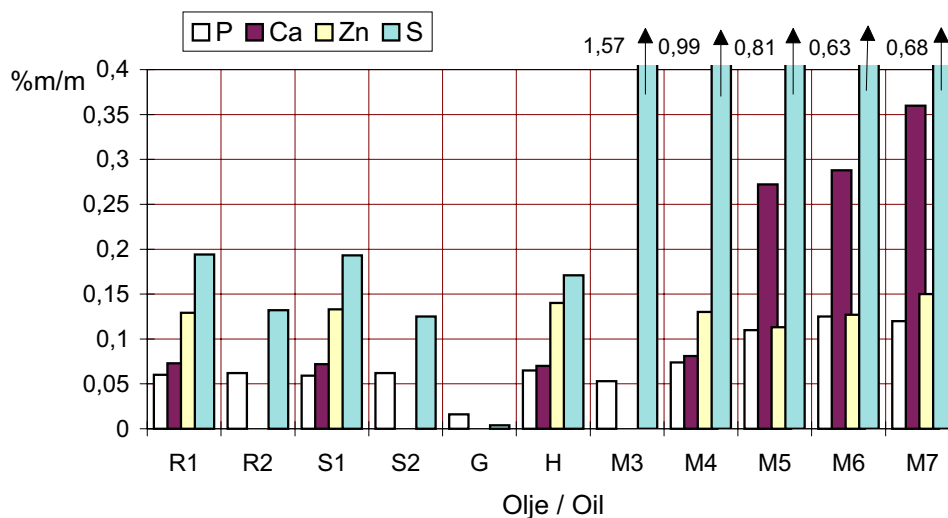
2.1 Elemental analysis of additives

Elementna analiza dodatkov je prikazana na sliki 1.

The elemental analysis of additives for selected oils is shown in Fig.1.

Elementna sestava dodatkov je podobna za biorazgradljiva olja, označena z R1, S1 in H (sl.1). Nadaljnja podobnost je opazna pri sestavi mineralnih olj UTTO, označenih z M5, M6 in M7, ki imajo večji delež kalcija kakor ostala analizirana olja. Vzorci olja

The elemental composition of additives is quite similar for the biodegradable oils labelled R1, S1, and H. The mineral UTTO oils labelled M5, M6 and M7 are also similar and contain a significantly higher level of calcium than any other tested oil. The



Sl. 1. *Elementna sestava preskušanih olj*
Fig. 1. *Elemental composition of tested oils*

R2, S2 in G med dodatki ne vsebujejo kalcija in cinka. Pomemben je podatek, da mineralna olja UTTO vsebujejo veliko koncentracijo žvepla kot dodanega elementa EP.

2.2 Rezultati na napravi SRV

Koeficiente trenja, obrabo in nosilnost oljne plasti smo določili na visokofrekvenčni napravi SRV, ki povzroča linearno izmenično gibanje kroglice po ploščici v pogojih mejnega mazanja. Tanko plast testiranega maziva naneseemo na ploščico pred vsakim preskusom. Naprava in postopek preskušanja sta podrobno opisana v standardu DIN 51 834 T2 [7].

2.2.1 Meritev koeficienta trenja

Spremembe strižnih sil, pretvorjene v koeficient trenja, merimo neposredno v odvisnosti od časa. Rezultate zbiramo prek računalniškega sistema. Pri preskusu smo merili koeficient trenja pri čistem drsenju [7].

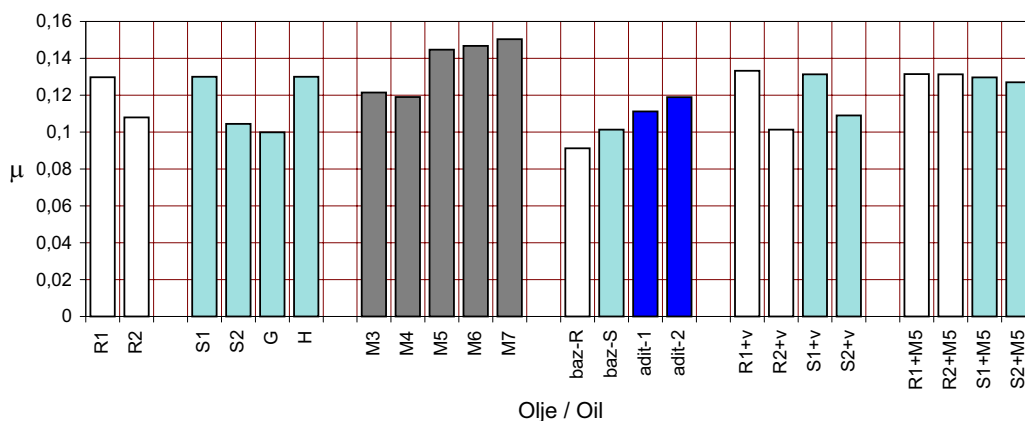
oils labelled R2, S2, G and M3 do not contain calcium and zinc as an additive component. It is clear from Fig. 1 that the mineral UTTO oils contain a large concentration of sulphur as an EP additive component.

2.2 Results obtained on SRV test device

The coefficient of friction measurements, wear and load bearing, were performed on a SRV high-frequency test device which produces a linear oscillating motion of a ball on a flat, under boundary lubricating conditions. A thin layer of lubricant is spread over the flat specimen before each test. The test rig configuration and the test specimens are described more precisely in DIN standard 51 834 T2 [7].

2.2.1 Friction coefficient measurement

The variations in tangential force, transformed to the coefficient of friction, are recorded simultaneously as a function of time using a computer-based data acquisition system. On this test rig, just the friction coefficient during sliding motion was measured [7].



Sl. 2. Srednja vrednost koeficienta trenja

Fig. 2. Friction coefficient mean values

obremenitev/load, 300N; hertzov tlak/Hertz pressure, 3,17 GPa;
frekvenca/frequency, 50 Hz; amplituda/amplitude, 1000 μm; hitrost/speed, 0,05m/s;
temperatura/temperature, 50 °C; čas preskusa/duration, 120 mi.

Slika 2 prikazuje rezultate meritev koeficienta trenja. Srednja vrednost koeficienta trenja zavzema pri pogojih mejnega mazanja podobno vrednost za biorazgradljiva olja, označena z R1, S1 in H. Elementna sestava dodatkov za omenjena olja je podobna. Najvišjo vrednost koeficienta trenja kažejo mineralna olja M5, M6 in M7.

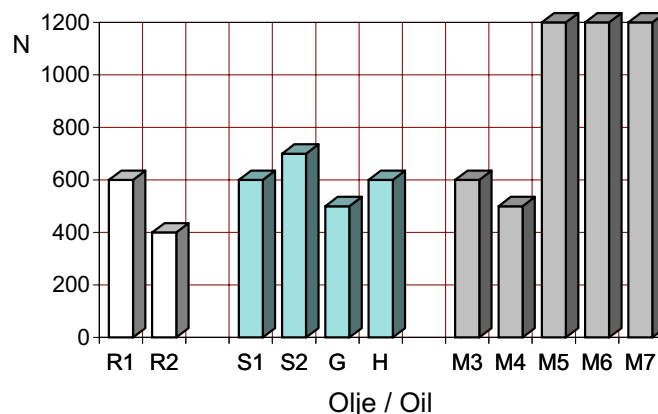
2.2.2 Nosilnost, izmerjena na napravi SRV

Preverjanje nosilnih lastnosti oljne plasti na napravi SRV ni predpisano z nobenim standardom. Postopek preskusa je opisan v literaturi [8]. Obremenitev se povečuje stopenjsko v enominutnih korakih, do

Figure 2 shows the results of the friction coefficient measurement. The mineral-based UTTO oils M5, M6, and M7 show the highest value of friction coefficient. Oil samples, contaminated with water and mineral oil labelled M5, do not show a significant difference in the friction coefficient with respect to the uncontaminated samples.

2.2.2 Load-bearing test results

Checking the load-bearing capacity of oils on the SRV test rig is not a standard test. The procedure is described in reference [8]. The load was applied progressively in one minute intervals until the



Sl. 3. Rezultati nosilnosti izmerjeni na napravi SRV

Fig. 3. Load-bearing test results measured on the SRV test device
 stopnjevanje obremenitve/load, increased in stages per 100 N;
 trajanje ene stopnje/duration per stage, 1 min; hitrost/speed, 0,05m/s;
 frekvenca/frequency, 50 Hz; amplituda/amplitude, 1000 μ m

pretrga oljne plasti. Obremenitev, pri kateri pride do pretrga oljne plasti in se pojavi neposreden stik obeh kovinskih površin, se poda kot rezultat.

Največjo nosilnost oljnega filma smo dosegli pri preskušanju mineralnih olj UTTO, označenih z M5, M6 in M7, ki imajo največjo koncentracijo kalcija in veliko koncentracijo žvepla. Znova opazimo, da dosežejo biorazgradljiva olja R1, S2 in H enakovreden rezultat (sl. 3).

2.3 Rezultati preskušanja na napravi s štirimi kroglicami

Tri jeklene kroglice, premera 12,7 mm, so vpete s prižemo in prekrite s testnim mazivom. Četrta, zgornja kroglica iste velikosti in kakovosti, je obremenjena in se vrti. Preskuševališče je podrobno opisano s standardom DN 51350 [9].

2.3.1 Protiobrabne lastnosti

Test uporabljamo za določanje protiobrabnih lastnosti maziv, ki obratujejo v razmerah mejnega mazanja. Kakovost olj se med sabo primerja z merjenjem povprečnega premera obrabne kotanje spodnjih treh krogel.

Znova je izražena podobnost med rezultati za olja M5, M6 in M7. Nekaj večja obraba je nastala pri preskušanju olj R1, S1 in H (sl. 4).

2.3.2 Indeks nosilnosti

Preskus je sestavljen iz serije 10 sekundnih testov, pri katerih obremenitev povečujemo stopenjsko do zavaritve testnih kroglic. Po vsakem intervalu izmerimo velikost poškodbe na spodnjih treh kroglicah. Indeks nosilnosti se izračuna v skladu s standardom ASTM D-2783 [10].

oil film breaks. The load at which the lubrication film breaks and the metal-to-metal contact occurs is reported as a result.

The load-bearing test results on the SRV test rig are presented in Fig. 3. The best results were obtained with the mineral UTTO oils labelled M5, M6 and M7, which contain the highest concentration ratio of calcium and zinc. The other tested oils exhibit significantly lower load-bearing properties.

2.3 Results obtained on the four-ball test device

The three 12.7 mm diameter steel balls are clamped together and covered with the lubricant to be evaluated, a fourth ball of the same size and quality, referred to as a top ball, is pressed with a force into the cavity formed by the clamped balls. The test rig is precisely described in the DIN 51 350 standard [9].

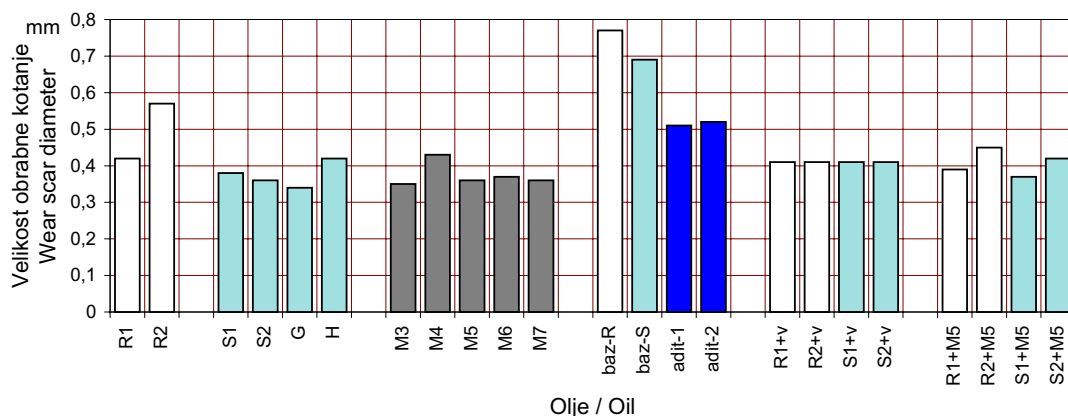
2.3.1 Wear test results

The test is used to determine the relative wear-preventing properties of lubricants operating under boundary lubrication conditions. The oils are compared by using the average size of the scar diameters worn on the three lower clamped balls.

Similar results were obtained for oils M5, M6 and M7 in this experiment. The results for oils R1, S1 and were observed to be a little higher.

2.3.2 Load wear index

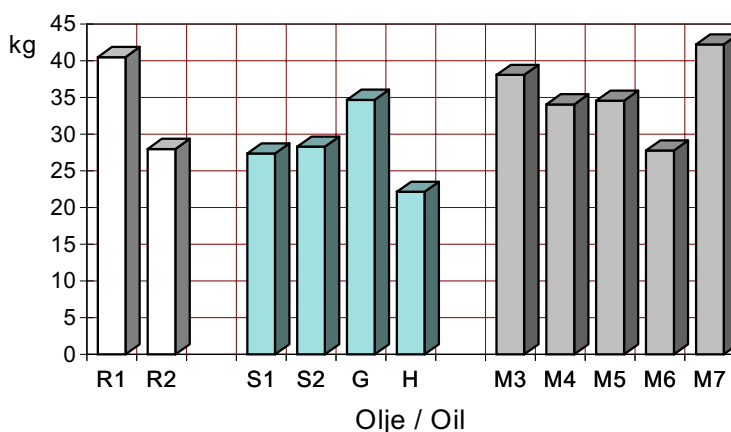
The weld load test is a series of 10 second runs where the loading is increased at specified intervals until the rotating ball seizes and welds to the other balls. At the end of each interval the average scar diameter is measured. The Load Wear Index is calculated according to the standard ASTM D-2783 [10].



Sl. 4. Premeri obrabnih kotalj

Fig. 4. Wear scar diameters

obremenitev/load, 392 N (40 kg); vrtilna frekvenca/rotating speed, 1500 min⁻¹/1500 rpm; hitrost/speed, 0,8 m/s; temperatura/temperature, 65 °C; čas preskusa/duration, 60 min



Sl. 5. Indeks obrabe

Fig. 5. Load Wear Index

vrtilna frekvenca/rotating speed, 1760 ± 40 min⁻¹/1760 ± 40 rpm; hitrost/speed, 0,9 m/s; trajanje ene stopnje/duration, 10 s; temperatura/temperature, 18,33 to 35 °C

Podobni med rezultati za posamezna olja, ki smo jih spremljali pri poprejšnjih preskusih, pri tem preskusu ni več opaziti (sl 5). Najboljši rezultati so doseženi s testiranjem olj M7 in R1, medtem ko najnižji indeks nosilnosti kaže olje z oznako H.

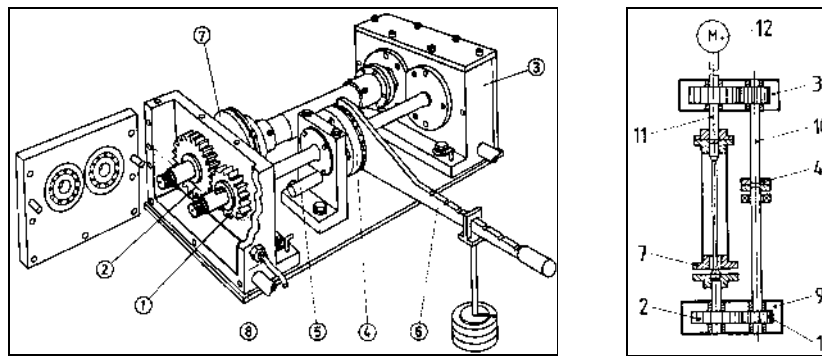
The similarities between the results for some oils, which have been observed during previous tests, are here no longer seen. The best results were obtained with the oils labelled M7 and R1, whereas the oil labelled H achieved the poorest result.

2.4 Rezultati z naprave FZG

Odpornost olj proti zajedanju, jamičenju in normalni drsni obrabi je bila določena na zobniškem preskuševališču FZG. Zaradi zmanjšanja stroškov so bila za nadaljnjo preskušanje izbrana olja R1, S1, G, H in M6. Podroben opis naprave FZG in postopka preskušanja je predpisan s standardom DIN 51 354 in ISO CD 1435-1 ([11] in [12]).

2.4 Results obtained on the FZG test device

The investigations of scuffing-load capacity, pitting resistance and slow-speed high-load-wear resistance were performed with the FZG gear test rig, see Fig 6. The experiments are based on a failure of a standard test gear set, lubricated with the test oil under specific test conditions. A detailed description of the FZG test rig and the procedure can be found in the standards DIN 51 354 and ISO CD 14635-1 ([11] and [12]).



- | | | |
|-------------------------------------|---|------------------------------------|
| 1 preskusni pastorek
test pinion | 5 zatič za blokado sklopke
locking pin | 9 preskusno gonilo
test gearbox |
| 2 preskusni zobnik
test gear | 6 ročica za obremenjevanje
load lever and weights | 10 torzijska gred 1
shaft 1 |
| 3 prenosno gonilo
slave gearbox | 7 sklopka za merjenje vrt. momenta
torque measuring coupling | 11 torzijska gred 2
shaft 2 |
| 4 blokada sklopke
brace coupling | 8 temperaturno zaznavalo
temperature sensor | 12 elektromotor
electric motor |

Sl. 6. Shematični prikaz preskuševališča FZG
Fig. 6. Schematic section of the FZG gear test rig

2.4.1 Odpornost proti zajedanju

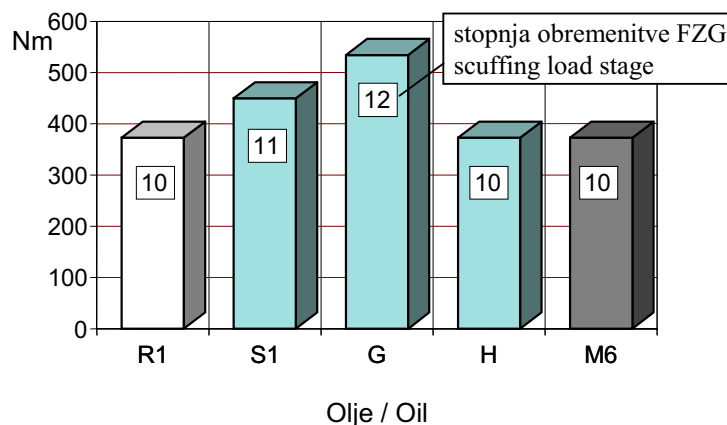
Odpornost proti zajedanju smo določili s standardnim testom FZG A/8,3/90. Oznaka obremenitvene stopnje, ko vsota poškodb vseh zobnih bokov pastorka preseže širino zobnega boka, se poda kot rezultat. Če se poškodba ne pojavi tudi v dvanajsti obremenitveni stopnji, se ta vrednost upošteva kot končni rezultat [11].

Rezultati odpornosti proti zajedanju so predstavljeni na sliki 7. Najboljši rezultat smo dobili pri testiranju olja G, kar je za reduktorska olja pričakovani rezultat, preostala olja UTTO pa so dosegla enakovreden rezultat.

2.4.1 Scuffing-load capacity test

The scuffing-load capacity of the tested oils was investigated by using the standard FZG A/8.3/90 test. The failure load stage is the one at which the summed total width of the damaged areas on all the pinion tooth faces equals or exceeds one gear-tooth width. If the test is completed without failure, then the test finishes at the 12th stage [11].

The data from the scuffing-resistance tests on the selected oils are presented in Fig. 7. The oil formulation G achieved the best results, which is normal for the gear oil, while the UTTO oils achieved the 10th stage pass.



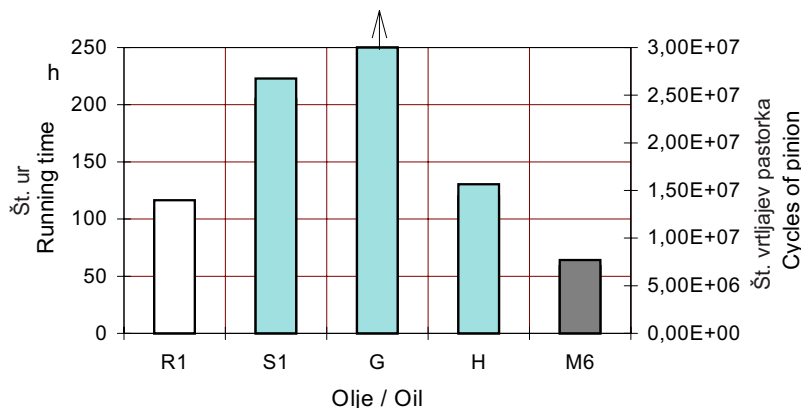
Sl. 7. Rezultati preskusov zajedanja

Fig. 7. Scuffing-load capacity

stopnjevanje obremenitve od 1 do 12/load, increased in stages 1 to 12; hertzov tlak/ Hertzian stress, 146 do/ to 1841 N/mm²; hitrost na kotalnem krogu/pitch line velocity, 8.3 m/s; vrtilna frekvenca pastorka/pinion rotating speed, 2175 mni⁻¹/2175 rpm; temperatura olja/oil temperature, 90 °C.

2.4.2 Odpornost proti jamičenju

Odpornost proti jamičenju smo določili na napravi FZG z uporabo testnih zobnikov tipa C. Število vprijemov manjšega zobnika pred pojavom poškodbe se upošteva kot rezultat. Če poškodovana površina zobnega boka presega dovoljeno vrednost, se preskus ustavi. Kritično število obremenitvenih ciklov pred nastankom poškodbe je 4 odstotke površine zobnega boka (približno 5mm²) [13].



Sl. 8. Rezultati preskusov jamičenja

Fig. 8. Pitting test results

obremenitvena stopnja/load, torque stage 9; hertzov tlak/Hertzian stress, 1651 MPa; hitrost na kotalnem krogu/pitch line velocity, 8,3 m/s; vrtilna frekvenca pastorka/pinion rotating speed, 2175 mm^{-1} /2175 rpm; temperatura olja/oil temperature, 90 °C.

Rezultati odpornosti proti jamičenju, prikazani na sliki 8, kažejo veliko boljšo odpornost biorazgradljivih olj v primerjavi z mineralnim oljem UTTO.

The pitting test results presented in Fig. 8 show the superior pitting resistance of the vegetable oils and the synthetic esters compared to that of the mineral UTTO oil.

2.4.3 Normalna drsna obraba

Za zmanjšanje drsni hitrosti na vrhu zoba in s tem preprečitev možnost zajedanja smo v tem testu uporabili testne zobnike tipa C. Preskus je razdeljen na dve stopnji. Po vsaki stopnji se testni zobniki pregledajo vizualno in stehajo na miligram natančno. Podatki o preskusu so zbrani v preglednici 3 [14].

Slika 9 prikazuje stopnje obrabe za izbrana olja. Rezultati ne kažejo bistvenih razlik v obrabi za testirana olja. Repično olje UTTO, označeno z R1, kaže najmanjšo stopnjo obrabe, toda razlika glede na preostala olja je zelo majhna.

2.4.3 Normal rubbing wear test

In this test, C-type gears were chosen to reduce the sliding velocity and therefore the probability of scuffing. The test procedure is divided into two stages. After each stage the test gears are inspected visually and weighed to the nearest mg. The test conditions are summarised in Table 3 [14].

Figure 9 shows the wear-rate data for the selected oils. The results indicate no significant difference in the wear investigations between the tested oils. The rapeseed UTTO, labelled R1, shows the lowest wear rate at the first stage, but there is just a slight difference between the tested oils.

3 OBRAVNAVA

Razvito olje UTTO mora zadostiti visokim zahtevam glede preprečevanja obrabe in pogojem pri visokih obremenitvah, hkrati pa mora imeti nizko viskoznost zaradi boljših lastnosti pri nizkih temperaturah. Te zahteve smo pri formulaciji olj UTTO na rastlinski osnovi R1 in S1 dosegli z uporabo Zn, P, Ca, B in S kot dodatnih elementov.

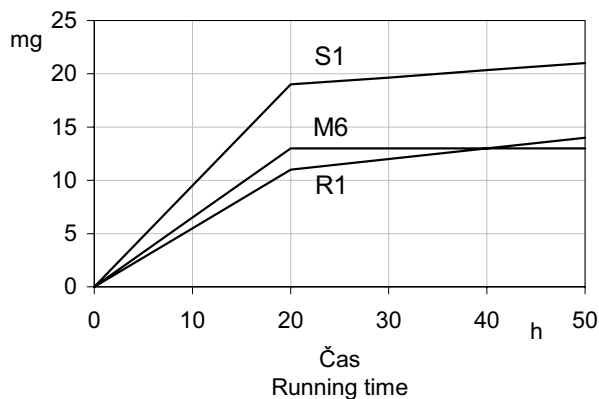
3 DISCUSSION

The new UTTO oils need to satisfy high-wear and EP performance, while at the same time using low-viscosity-based oils for improved low-temperature performance. These demands were achieved by the formulation of the vegetable-based UTTO oils labelled R1 and S1, using new additive components which contain Zn, P, Ca, B, N and S. Despite the positive effects of borated

Preglednica 3. Preskusni pogoji normalne obrabe pri majhnih hitrostih

Table 3. Parameters of the slow-speed wear test

stopnja preskusa / stage of the test	1	2
stopnja obremenitve /load stage (DIN 51 354)	10	10
obremenitev / gear torque [Nm]	372,6	372,6
obodna hitrost / circumferential speed [m/s]	0,35	0,20
vrtilna frekvenca / rotational speed		
pastorek / pinion [min^{-1}]	93	53
zobnik / gear [min^{-1}]	62	35
temperatura olja / oil temperature [$^{\circ}\text{C}$]	120	120
čas / duration [h]	20,0	30,0



Sl. 9. Izmerjena stopnja obrabe

Fig. 9. Measured wear rate

Kljub pozitivnemu delovanju boratov na lastnosti EP/AW, lahko ti dodatki povzročijo v olju hidrolitično nestabilnost. Za preprečitev tega problema smo za zaščito boratovih spojin uporabili kalcijev sulfonat, ki poveča stabilnost olja pri kontaminaciji z vodo [6].

Elementna sestava aditivov kaže, da mineralna olja UTTO vsebujejo 0,05 do 0,12 %m/m fosforja, 0 do 0,36 %m/m kalcija, 0 do 0,15 % cinka in 0,63 do 1,57 % m/m žvepla. Preostala olja imajo občutno manjši delež žvepla. Sintetično olje UTTO z oznako H vsebuje enako količino cinka kakor mineralno olje, medtem ko je delež fosforja in kalcija 0,07 %m/m ter žvepla 0,17 %m/m. Elementna sestava olj UTTO na rastlinski osnovi R1 in S1 je zelo podobna sestavi sintetičnega olja UTTO z oznako H.

Srednja vrednost koeficienta trenja v razmerah mejnega mazanja je zelo podobna za olja R1, S1 in H. Elementna sestava dodatkov je podobna za vsa našeta olja. Malce višji je koeficient trenja za mineralna olja UTTO M5, M6 in M7, ki imajo največji delež kalcija in veliko koncentracijo žvepla. Najnižjo vrednost smo izmerili pri oljih R2, S2 in G.

Slika 10 prikazuje potek koeficienta trenja v odvisnosti od časa za olji UTTO R1 in M6. V poteku krivulje za repično olje R1 je opaziti precej konic. Te konice kažejo na preboj mazalnega filma

additives on the EP/AW properties, some of these additives can suffer the drawback of hydrolytic instability. To circumvent this problem the present application utilises borated overbased calcium sulfonate, which was stable in the presence of water contamination [6].

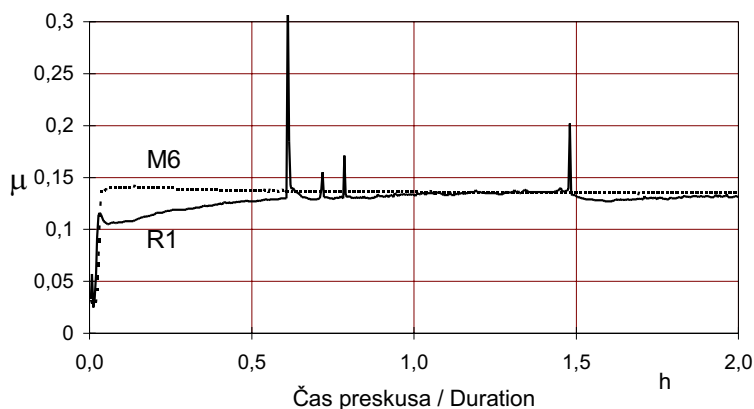
The elemental composition of the additives has shown that the mineral UTTO oils contain 0.05 to 0.12 %m/m of phosphorous, 0 to 0.36 %m/m of calcium, 0 to 0.15 %m/m of zinc and 0.63 to 1.57 %m/m of sulphur. The other oils exhibited a much lower content of sulphur. The synthetic ester-based UTTO oil labelled H contained the same level of zinc as the mineral oils, while the amounts of phosphorous and calcium were 0.07 %m/m, and the content of sulphur was 0.17 %m/m. The elemental compositions of the vegetable-based UTTO oils labelled R1 and S1 were quite similar to that of the synthetic ester-based UTTO formulation, labelled H.

The average friction coefficient during the boundary-lubrication conditions was quite similar for oils labelled R1, S1, H and for the reference mineral UTTO oil labelled M4. The elemental composition of the additive systems is similar for all these oils. The coefficient of friction was slightly increased for the mineral oils which contained the highest amount of calcium and sulphur. The lowest friction coefficient was obtained for the oils labelled R2, S2 and G.

Fig. 10 shows the evolution of the coefficient of friction versus time for the UTTO oils R1 and M6. There are a lot of peaks in the coefficient of friction profile for the rapeseed oil R1. These peaks

in neposreden stik kovinskih površin. Posledica tega je adhezivna obraba in s tem večji premer obrabne kotanje. Pri preskušanju mineralnih olj smo torej ugotovili boljše protiobrabne lastnosti ([15] in [16]).

point to a lubrication-film breakdown, and a metal-to-metal contact which results in adhesive wear and thus a much greater wear scar diameter. The best antiwear characteristics were therefore obtained for the mineral oils ([15] and [16]).



Sl. 10. Potek koeficienta trenja s časom

Fig. 10. Coefficient of friction as a function of time

Nosilnost oljnega filma smo določili na napravah SRV in s štirimi krogli. Rezultati na napravi SRV kažejo, da se nosilnost oljnega filma povečuje z večanjem deleža kalcija kot aditivnega elementa. Na preskuševališču s štirimi krogli te odvisnosti nismo opazili.

Po optimiranju stroškov smo za nadaljnja testiranja na napravi FZG izbrali olja z oznakami R1, S1, G, H in M6. Rezultati preskusov kažejo, da je odpornost na obrabo biorazgradljivih olj R1, S1 in H enakovredna rezultatu za mineralno olje UTTO M6. Testirana UTTO olja so prestala 10 ali 11 obremenitveno stopnjo, kar je za tovrsten namen uporabe dober rezultat.

Znano je, da imajo viskoznost, temperatura in vrsta maziva odločilen vpliv na odpornost proti jamičenju, vrsta in koncentracija dodatkov pa le postranski pomen. Glede na dejstvo, da je obremenitev stika konstantna, imajo torne lastnosti baznega olja poglobljen vpliv na poškodbe jamičenja. Preskusi odpornosti proti jamičenju so pokazali boljšo odpornost rastlinskih olj UTTO R1 in S1 v primerjavi z mineralnim oljem UTTO M6.

4 SKLEPI

Iz predstavljenih rezultatov izhaja, da je mogoče izdelati olje UTTO na osnovi oljne repice z enakovrednimi mehanskimi lastnostmi, kakršna imajo mineralna olja UTTO.

Rezultati kažejo, da vzorci olj na rastlinski osnovi, onesaženi z 1% vode in 10% mineralnega olja, ne kažejo večjih odstopanj od rezultatov nekontaminiranih vzorcev.

The load-bearing capacity of the oils was determined on the SRV and the Four-Ball test rig. The results obtained on the SRV test device indicate that the load-bearing capacity of the oils increased when a higher content of calcium and zinc were employed as additives. On the Four-Ball test rig we did not observe the same phenomena.

In the case of optimisation, the oils labelled R1, S1, G, H and M6 were selected for further investigations on the FZG gear test rig. The test results have shown that the scuffing-load capacity of the biodegradable UTTO oils labelled R1, S1 and H is equivalent to that of the mineral UTTO oil M6. The UTTO oils in the test exhibit a scuffing-load stage between 10 and 11, which is normal for this application.

It is well known that lubricant viscosity, lubricant type and the lubricant temperature have a strong influence on the pitting resistance, while the additive type and its concentration have only a minor influence on the endurance level. Since the contact pressures were the same in all cases, the friction characteristics of the base oil have a major influence on pitting fatigue. The test showed better pitting resistance for the vegetable UTTO oils R1 and S1 than for the mineral UTTO oil M6.

4 CONCLUSIONS

The results of this study demonstrate that it is possible to formulate a rapeseed-based UTTO oil that has mechanical properties comparable to the mineral UTTO oils.

The results show that the contaminated vegetable oil samples with 1% of water and with 10% of mineral oil do not show a significant difference in the lubricating properties with respect to the uncontaminated oil samples.

Pred končnim testiranjem na traktorju je treba za izbrano olje UTTO optimirati torne lastnosti, določiti združljivosti s tesnili, oksidacijsko stabilnost in izmeriti biorazgradljivost.

Before practical experiments on a farm tractor, further investigations for the selected new rapeseed-based UTTO oil should determine the friction properties, seal compatibility, oxidative stability and biodegradability.

5 LITERATURA
5 REFERENCES

- [1] Möller, U.J. (1994) Biologisch schnell abbaubare Schmierstoffe-Einführung in die Problematik, in *Proc. Ökologische und ökonomische Aspekte der Tribologie*, Bartz, W.J., ed., 1, pp 1.4-1-1.4-13.
- [2] Wilkinson, J. (1993) Biodegradable lubricants - A review, in *Proc. Lubricants 93*, Legisa, I. HDGM, Porec 93/234, pp 3-15.
- [3] Hubmann, A. (1994) Chemie pflanzlicher Öle, in *Proc. Ökologische und ökonomische Aspekte der Tribologie*, Bartz, W.J., ed., 1, pp 2.1-1-2.1-15.
- [4] Arnsek, A., J. Vizintin (1999) Scuffing load capacity of rapeseed-based oils, *Lubrication Engineering*, August 1999, pp 11-18.
- [5] Gapinski, R.E., Joseph, I.E., B.D. Layzell (1994) A vegetable oil based tractor lubricant, in *International Off-Highway & Powerplant Congress & Exposition Milwaukee*, Wisconsin September 12-14.
- [6] Gapinski, R.E., Kernizan, C.F., I. E. Joseph (2000) Improved gear performance through new tractor hydraulic fluid technology, *Tribology 2000-Plus, 12th International Colloquium* January 11-13, Bartz, W.J., ed., 3, pp 2269-2276.
- [7] DIN 51 836, Mechanisch-dynamische Prüfung im Oszilation-Friktions-Prüfgerät, (1992).
- [8] Optimol SRV manual, Optimol Instruments GmbH.
- [9] DIN 51 350 (1977) Prüfung im Shell-Vierkugel-Apparat.
- [10] ASTM Method D4783-88 (1987) Measurement of extreme-pressure properties of lubrication fluids (Four Ball Method).
- [11] DIN 51 354 (1990) FZG Zahnrad-Verspannungs-Prüfmaschine.
- [12] ISO CD 14635-1 (1996) FZG Test procedure for relative scuffing load capacity of oils.
- [13] Lehrstuhl für Maschinenelemente Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG) - TU München (1992) Description of the FZG-pittingtest.
- [14] O'Connor, B.M., Winter, H. (1992) Use of low speed FZG test methods to evaluate tractor hydraulic fluids, *Engine Oils and Automotive Lubrication*, Expert Verlag.
- [15] Arnsek, A., Vizintin, J. (2000) Pitting resistance of rapeseed-based oils, *Tribology 2000-Plus, 12th International Colloquium* January 11-13, Bartz, W.J., ed., 1, pp 143-148.
- [16] Arnsek, A., Vizintin, J. (2000) Lubrication properties of rapeseed-based oils, *Lubrication Science*, Vol. 16, No. 4, pp 281-296.

Naslovi avtorjev: Dr. Tone Ploj
Fakulteta za kmetijstvo
Univerze v Mariboru
Vrbanska 30
2000 Maribor

Boris Kržan
Fakulteta za strojništvo
Univerze v Ljubljani
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana

Janez Bedenk
Petrol d.d., Ljubljana
Dunajska cesta 50
1527 Ljubljana

Marta Feldin
Petrol d.d., Ljubljana
Laboratorij Petrol
Zaloška cesta 259
1260 Ljubljana-Polje

Autors' Address: Dr. Tone Ploj
Faculty of Agriculture
University of Maribor
Vrbanska 30
2000 Maribor, Slovenia

Boris Kržan
Faculty of Mechanical Engineering
University of Ljubljana
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana, Slovenia

Janez Bedenk
Petrol d.d., Ljubljana
Dunajska cesta 50
1527 Ljubljana, Slovenia

Marta Feldin
Petrol d.d., Ljubljana
Laboratory Petrol
Zaloška cesta 259
1260 Ljubljana-Polje, Slovenia

Prejeto:
Received: 29.5.2000

Sprejeto:
Accepted: 2.6.2000

Numerična analiza kazalnikov izkoristka nosilnosti cestnih vozil

Numerical Analysis of the Capacity-Exploitation Parameters of Road Vehicles

Jurij Kolenc - Ivan Smerdu - Stojan Petelin

Za določanje učinkovitosti transportnega dela cestnih vozil obstajajo številni tehnično-tehnološki in uporabnostni kazalniki, med katerimi imajo poseben pomen kazalniki izkoristka nosilnosti. V prispevku je analiziran način ugotavljanja koeficientov statične in dinamične izkoristka nosilnosti cestnih vozil ter njihove medsebojne primerjave. Numerična analiza je opravljena za primer izkoristka enega vozila v eni vožnji s tovorom, za eno vozilo v določenem časovnem obdobju, za homogeni vozni park ali skupino vozil iste nosilnosti in nehomogeni vozni park ali n skupinami vozil iste koristne nosilnosti.

© 2000 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: vozila cestna, nosilnost vozil, učinkovitost transporta, modeliranje numerično)

There are numerous technical, technological and exploitation parameters for determining the transportation work efficiency of road vehicles, among the most important are the capacity-exploitation parameters. In this paper, the determination of static and dynamic coefficients of the capacity-exploitation parameters of road vehicles and their mutual comparison is analysed. A numerical analysis is realised for the case of one vehicle in one ride with cargo, for one vehicle in a defined time period, for a homogeneous motor pool or a group of vehicles with same capacity and an inhomogeneous motor pool or n groups of vehicles of the same benefit capacity.

© 2000 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: road vehicles, vehicle capacity, transportation effects, numerical modelling)

0 UVOD

Načrtovanje, raziskovanje in ocenjevanje učinkovitosti dela cestnih vozil v potniškem in tovornem prometu niso mogoči brez analize določenih kazalnikov za vrednotenje ustvarjenih rezultatov dela [1].

Obstajajo številni tehnološko-uporabnostni kazalniki dela cestnih vozil, npr. kazalniki časovne bilance dela vozil, kazalniki izkoristka prevožene poti, kazalniki pogojev pri opravljanju transportnega dela, kazalniki izkoristka zmogljivosti cestnih vozil ter prevozne zmožnosti cestnega voznega parka idr.

Med vsemi temi kazalniki, posebej pa v skupini kazalnikov izkoristka zmogljivosti cestnih vozil, so najpomembnejši tisti, ki se nanašajo na nosilnost. Slab izkoristek cestnih vozil zmanjšuje njihov transportni učinek, izražen v tonskih kilometrih (tkm), prostorninskih kilometrih (m³km) ali potniških kilometrih (pkm), kar je posebej pomembno na večjih razdaljah [3].

0 INTRODUCTION

Planning, researching and grading the work efficiency of road vehicles in public and cargo traffic is not possible without an analysis of the determined parameters for grading the acquired results of work [1].

There are numerous technological and exploitation parameters for road-vehicle work, for example: time parameters of vehicle-work balance, exploitation parameters of the transportation route, condition parameters in realising transportation work, capacity exploitation parameters of road vehicles and the transportation capability of a road motor pool etc.

Among all these parameters, especially in the group of capacity-exploitation parameters of the road vehicle, the most important are the parameters that refer to capacity. Under exploitation of road vehicles decreases their transportation effect in ton kilometres (tkm), volume kilometres (m³km) or passenger kilometres (pkm), which is especially important over longer distances [3].

Izkoristek nosilnosti cestnih vozil se ugotavlja z numerično analizo modelov statične in dinamične izkoriščenosti koristne nosilnosti in njihovih medsebojnih odnosov.

The capacity exploitation of road vehicles is determined with the help of numerical analysis models of static- and dynamic-benefit capacity exploitation and their mutual comparison.

1 RAČUNSKI MODEL STATIČNEGA IZKORISTKA NOSILNOSTI CESTNIH VOZIL

1 NUMERICAL MODEL OF STATIC CAPACITY EXPLOITATION FOR ROAD VEHICLES

Model statičnega izkoristka nosilnosti cestnih vozil predstavlja način ugotavljanja koeficienta statičnega izkoristka kot razmerja količine prepeljanega tovora in količine tovora, ki bi lahko bila prepeljana pri popolnoma izkoriščeni nosilnosti.

The model of static-capacity exploitation for road vehicles represents the way of establishing the coefficient of static exploitation compared to the quantity of transportation goods and the quantity of goods that could be transported by complete capacity exploitation.

Koeficient statičnega izkoristka cestnih vozil (γ) dobimo z naslednjimi enačbami.

The coefficient of static exploitation for road vehicles (γ) is determined with the following equations.

- Za eno vozilo v eni vožnji s tovorom:

- For one vehicle in one drive with cargo:

$$\gamma = \frac{q_x}{q} \quad (1),$$

kjer sta:

where:

q - dejanska količina tovora, ki je prepeljana v eni vožnji s tovorom,

q - is the real quantity of cargo that is transported in one drive with cargo,

q_x - koristna nosilnost vozila.

q_x - is the benefit capacity of road vehicles.

- Za eno vozilo v določenem časovnem obdobju:

- For one vehicle in a determined time period:

$$\gamma = \frac{Q_1}{qZ_x} = \frac{\sum_{i=1}^{Z_x} q_{xi}}{qZ_x} = \frac{\sum_{i=1}^{Z_x} q_{xi}}{\sum_{i=1}^{Z_x} q} \quad (2),$$

kjer sta:

where:

Q_1 - količina tovora, ki je prepeljana z enim vozilom v določenem časovnem obdobju,

Q_1 - is the cargo quantity that is transported with one vehicle in a determined time period,

Z_x - število voženj s tovorom v določenem časovnem obdobju.

Z_x - is the number of drives with cargo in a determined time period.

- Za homogeni vozni park ali skupino vozil iste koristne nosilnosti v določenem časovnem obdobju:

- For a homogenous motor pool or a group of vehicles with the same benefit capacity in a determined time period:

$$\gamma = \frac{Q}{qAZ_x} = \frac{\sum_{i=1}^{AZ_x} q_x}{qAZ_x} = \frac{\sum_{i=1}^{AZ_x} q_{xi}}{\sum_{i=1}^{AZ_x} q} \quad (3),$$

kjer so:

where:

Q - količina dejansko prepeljanega tovora,

Q - is the cargo quantity which is actually transported,

q - koristna nosilnost enega vozila,

q - is the benefit capacity of one vehicle,

AZ_x - število voženj voznega parka s tovorom v določenem časovnem obdobju.

AZ_x - is the number of drives in a motor pool with cargo in a determined time period.

- Za nehomogeni vozni park ali več skupinami vozil iste koristne nosilnosti:

- For an inhomogeneous motor pool or more groups of vehicles of the same benefit capacity:

$$\gamma' = \frac{\sum_{i=1}^n Q_i}{\sum_{i=1}^n AZ_{xi} q_i} = \frac{\sum_{i=1}^n AZ_{xi} q_i \gamma_i}{\sum_{i=1}^n AZ_{xi} q_i} = \frac{\sum_{i=1}^n AZ_{xi} q_i \gamma_i}{q_0 \sum_{i=1}^n AZ_{xi}} \quad (4),$$

kjer je:

$$\sum_{i=1}^n Q_i = AZ_{x1}q_1\gamma_1 + Z_{x2}q_2\gamma_2 + \dots + AZ_{xi}q_i\gamma_i + \dots + AZ_{xn}q_n\gamma_n$$

oziroma skupna količina tovora, ki jo prevažajo vse skupine vozil, ter razmerje količin, ki bi se lahko prepeljale, če bi nosilnost vseh vozil v vseh skupinah in pri vsaki vožnji s tovorom bila popolnoma porabljena.

where:

in other words, the total cargo quantity which is transported by all groups of vehicles and compared to the quantities that could be transported if the capacity of all vehicles in all groups and in all drives with cargo would be totally exploited.

$$\sum_{i=1}^n AZ_{xi}q_i = AZ_{x1}q_1 + AZ_{x2}q_2 + \dots + AZ_{xi}q_i + \dots + AZ_{xn}q_n$$

q'_Q - povprečna nosilnost heterogenega voznega parka za obseg prevoza.

q'_Q - is the average capacity of a heterogeneous motor pool for transportation volume.

Iz enačbe za koeficient statičnega izkoristka nosilnosti cestnega vozila izhaja:

This equation originates from the equation for the coefficient of static-capacity exploitation of road vehicles:

$$\sum_{i=1}^n Q_i = \gamma' \sum_{i=1}^n AZ_{xi}q_i = \gamma' q' \sum_{i=1}^n AZ_{xi} \quad (5),$$

Ker so nosilnosti cestnih vozil po posameznih skupinah različne ($q_1 \neq q_2 \neq q_n$), se pojavlja problem določanja povprečne nosilnosti vozil v nehomogenem voznem parku.

Because the capacities of road vehicles in individual groups are different ($q_1 \neq q_2 \neq q_n$), there is the problem of determining the average capacity of vehicles in an inhomogeneous motor pool.

V praksi se najpogosteje uporablja razmerje celotne nosilnosti vseh vozil v voznem parku in števila vozil v voznem parku, ki se dobi po enačbi [5]:

In practice, the most frequently used relation is the total capacity of all vehicles in the motor pool and the number of vehicles in the motor pool. It is defined by equation [5]:

$$q'_s = \frac{A_{k1}q_1 + A_{k2}q_2 + \dots + A_{kn}q_n}{A_{k1} + A_{k2} + \dots + A_{kn}} = \frac{\sum_{i=1}^n A_{ki}q_i}{\sum_{i=1}^n A_{ki}} \quad (6).$$

Ko v enačbo za obseg prevoza vstavimo povprečno nosilnost vseh vozil (q'_s), dobimo za $\sum_{i=1}^n Q_i$:

When we insert the average capacity of all vehicles in the equation for the volume of transportation (q'_s), we obtain $\sum_{i=1}^n Q_i$:

$$\gamma' \sum_{i=1}^n AZ_{xi}q_i = \frac{\gamma' \sum_{i=1}^n A_{ki}q_i}{\sum_{i=1}^n A_{ki}} = \frac{\sum_{i=1}^n AZ_{xi}}{\gamma' \sum_{i=1}^n AZ_{xi}}$$

oziroma

or

$$\frac{\sum_{i=1}^n AZ_{xi}q_i}{\sum_{i=1}^n AZ_{xi}} = \frac{\sum_{i=1}^n A_{ki}q_i}{\sum_{i=1}^n A_{ki}} \quad (7).$$

Dinamična povprečna nosilnost cestnih vozil za obseg prevoza heterogenega voznega parka (q'_Q), ki se edina lahko uporablja pri preračunu, je v bistvu povprečna koristna nosilnost vozil pri vsaki vožnji s tovorom celotnega heterogenega voznega parka, izračunamo pa jo z enačbo:

The dynamic average capacity of road vehicles for the transportation volume of a heterogeneous motor pool (q'_Q), which can only be used for calculating, is really the average benefit capacity of vehicles in every drive with cargo of the total heterogeneous motor pool. This equation defines it as:

$$\frac{\sum_{i=1}^n AZ_{xi}q_i}{\sum_{i=1}^n AZ_{xi}} = \frac{AZ_{x1}q_1 + AZ_{x2}q_2 + \dots + AZ_{xi}q_i + \dots + AZ_{xn}q_n}{AZ_{x1} + AZ_{x2} + \dots + AZ_{xi} + \dots + AZ_{xn}} = q'_Q$$

$$q'_Q = \frac{\sum_{i=1}^n AZ_{xi} q_i}{\sum_{i=1}^n AZ_{xi}} \quad (8)$$

$$q'_Q \neq q'_s$$

V posebnih primerih je povprečna nosilnost za obseg prevoza celotnega heterogenega voznega parka (q'_Q) enaka statični srednji vrednosti (q'_s). To se dogaja, ko sta izpolnjena naslednja dva pogoja [6]:

- da je knjigovodsko število vozil v vseh n skupinah vozil enako,
 - da je vsaka skupina vozil heterogenega voznega parka opravila enako število voženj s tovorom.
- Ta pogoja lahko prikažemo na naslednji način:

$$A_{k1} = A_{k2} = A_{k3} = \dots = A_{kn} = \dots = A_{ki}$$

$$AZ_{x1} = AZ_{x2} = AZ_{x3} = \dots = AZ_{xn} = \dots = AZ_{xi}$$

Če spoštujemo navedene pogoje, dobimo (q'_s) po enačbi:

$$q'_s = \frac{\sum_{i=1}^n A_{ki} q_i}{\sum_{i=1}^n A_{ki}} = \frac{A_k q_1 + A_k q_2 + \dots + A_k q_n}{n A_k} = \frac{A_k (q_1 + q_2 + \dots + q_n)}{n A_k} = \frac{A_k \sum_{i=1}^n q_i}{n A_k} = \frac{\sum_{i=1}^n q_i}{n} \quad (9)$$

kjer je:

n - število skupin vozil heterogenega voznega parka

In special cases, the average capacity for the transportation volume of the total heterogeneous motor pool (q'_Q) is identical to the static medium value (q'_s). This happens when these two conditions are realised [6]:

- that the bookkeeping number of all vehicles in all n groups is the same,
- that all groups of vehicles of the heterogeneous motor pool realise the same number of drives with cargo.

These conditions can be shown in this way:

If we consider the listed conditions, we obtain (q'_s):

where:

n - is the number of group vehicles in the heterogeneous motor pool

$$q'_Q = \frac{AZ_x q_1 + AZ_x q_2 + \dots + AZ_x q_n}{n AZ_x} = \frac{AZ_x (q_1 + q_2 + \dots + q_n)}{n AZ_x} = \frac{AZ_x \sum_{i=1}^n q_i}{n AZ_x} = \frac{\sum_{i=1}^n q_i}{n}$$

Tako je dokazana enakost ($q'_Q = q'_s$) v primeru, ko sta izpolnjena navedena pogoja, kar pa se v praksi zelo redko pojavlja.

The equality is proven in this case ($q'_Q = q'_s$), when the listed conditions are met, however, this is rare in practice.

2 RAČUNSKI MODEL DINAMIČNEGA IZKORISTKA CESTNIH VOZIL

Model dinamičnega izkoristka nosilnosti cestnih vozil oziroma koristne nosilnosti, pomeni način ugotavljanja koeficienta dinamičnega izkoristka kot razmerja med skupno opravljenim transportnim delom in mogočim transportnim delom.

V nasprotju s koeficientom statične izkoriščenosti koristne nosilnosti cestnih vozil, ki upošteva količino dejansko prepeljanega blaga, vključuje koeficient dinamične izkoriščenosti koristne nosilnosti tudi razdalje, na katerih se tovor prevaža [5].

Koeficient dinamičnega izkoristka nosilnosti se določa po naslednjih enačbah.

- Za eno vozilo in eno vožnjo s tovorom:

$$\delta = \frac{q_x L_{stx}}{q L_{stx}} = \frac{q_x L_{tx}}{q L_{tx}} = \frac{q_x}{q} \quad (10)$$

2 NUMERICAL MODEL OF THE DYNAMIC EXPLOITATION OF ROAD VEHICLES

The model for the dynamic-capacity exploitation of road vehicles, or benefit capacity, presents a way of establishing the coefficient of the dynamic exploitation in relation to the totally realised transportation work and the possible transportation work.

As distinguished from the coefficient of static exploitation of benefit capacity of road vehicles that considers the quantity of actually transported goods, the coefficient of dynamic exploitation of benefit capacity also includes the distance over which the cargo is transported [5].

The coefficient of dynamic capacity exploitation is determined with the following equations:

- For one vehicle and one drive with cargo:

- za eno vozilo v določenem časovnem obdobju:

- for one vehicle in a determined time period:

$$\delta = \frac{S}{S_{\text{maks}}} = \frac{\sum_{i=1}^{Z_x} (q_x L_{tx})_i}{\sum_{i=1}^{Z_x} (q L_{tx})_i} = \frac{\sum_{i=1}^{Z_x} (q_x L_{tx})_i}{q \sum_{i=1}^{Z_x} L_{txi}} \quad (11).$$

kjer so:

S - opravljene transportne storitve,
 S_{maks} - največje število možnih storitev,
 n - število voženj s tovorom v določenem časovnem obdobju,
 q_x - količina tovora, ki se prepelje v posameznih vožnjah,
 L_{tx} - razdalja s tovorom v posameznih vožnjah,
 L_{stx} - srednja razdalja ene vožnje s tovorom.

where:

S - are the realised transportation services,
 S_{maks} - is the maximum number of possible transportation services,
 n - is the number of drives with cargo in a determined time period,
 q_x - is the cargo quantity during individual drives,
 L_{tx} - is the distance with cargo for individual drives,
 L_{stx} - is the medium distance of one drive with cargo.

- Za homogeni vozni park ali skupino cestnih vozil iste nosilnosti:

- For a homogenous motor pool or a group of road vehicles with the same capacity:

$$\delta = \frac{S}{AL_t q} = \frac{\sum_{i=1}^{AZ_x} (q_x L_{tx})_i}{\sum_{i=1}^{AZ_x} (q L_{tx})_i} = \frac{\sum_{i=1}^{AZ_x} (q_x L_{tx})_i}{q \sum_{i=1}^{AZ_x} L_{txi}} = \frac{\sum_{i=1}^{AZ_x} (q_x L_{tx})_i}{q AL_t} \quad (12),$$

kjer sta:

AZ_x - število voženj s tovorom vsega voznega parka,
 AL_t - razdalja s tovorom vsega voznega parka.

where:

AZ_x - is the number of drives with cargo for a motor pool,
 AL_t - is the total distance for the whole motor pool with cargo.

- Za heterogeni vozni park:

- For a heterogeneous motor pool:

$$\delta' = \frac{\sum_{i=1}^n S_i}{\sum_{i=1}^n S_{\text{max}i}} = \frac{\sum_{i=1}^n S_i}{\sum_{i=1}^n AL_{ti} q_i} = \frac{\sum_{i=1}^n AL_{ti} q_i \delta_i}{\sum_{i=1}^n AL_{ti} q_i} = \frac{\sum_{i=1}^n AL_{ti} q_i \delta_i}{q' \sum_{i=1}^n AL_{ti}} \quad (13),$$

kjer je vsota opravljenega transportnega dela vseh skupin vozil v voznem parku:

where the amount of realised transportation work for all groups of vehicles in the motor pool:

$$\sum_{i=1}^n S_i = AL_{t1} q_1 \delta_1 + AL_{t2} q_2 \delta_2 + \dots + AL_{ti} q_i \delta_i + \dots + AL_{tn} q_n \delta_n$$

in razmerje možnega transportnega dela vsega heterogenega voznega parka:

and the relation of the possible transportation work heterogeneous motor pool:

$$\sum_{i=1}^n AL_{ti} q_i = AL_{t1} q_1 + AL_{t2} q_2 + \dots + AL_{ti} q_i + \dots + AL_{tn} q_n$$

3 PRIMERJAVA STATIČNEGA IN DINAMIČNEGA IZKORISTKA CESTNIH VOZIL

3 COMPARISON OF STATIC AND DYNAMIC EXPLOITATION OF ROAD VEHICLES

Za eno cestno vozilo v nekem časovnem obdobju ali za homogeni vozni park oziroma skupino vozil iste nosilnosti je ugotovljeno, da je koeficient dinamičnega izkoristka nosilnosti večji ali manjši od koeficienta statičnega izkoristka za tolikokrat, kolikokrat je srednja razdalja transporta ene tone tovora večja ali manjša od srednje razdalje vožnje s tovorom, to je:

For one road vehicle in a determined time period or for a homogenous motor pool or a group of vehicles of the same capacity it is determined that the coefficient of dynamic-capacity exploitation is bigger or smaller than the coefficient of static exploitation. This coefficient is bigger or smaller by the number of times the medium distance of the transportation of one ton of cargo is bigger or smaller than the medium distance of the drive with cargo:

$$\delta = \frac{S}{AL_t q} \quad \gamma = \frac{Q}{qAZ_x}$$

$$\frac{\delta}{\gamma} = \frac{\frac{S}{AL_t q}}{\frac{Q}{qAZ_x}} = \frac{S \cdot AZ_x}{Q \cdot AL_t}$$

$$\frac{S}{Q} = L_{st} \quad \text{in/and} \quad \frac{AZ_x}{AL_t} = \frac{1}{L_{stx}}$$

ter/then $\frac{\delta}{\gamma} = \frac{L_{st1}}{L_{stx}}$ ali/or $\delta \cdot L_{stx} = \gamma \cdot L_{st1}$ (14),

kjer je:

L_{st1} - srednja razdalja prevoza ene tone tovora.

where:

L_{st1} - is the medium distance travelled with one ton of cargo.

To razmerje ne velja za ves heterogeni vozni park. Pri koeficientu dinamičnega izkoristka koristne nosilnosti (δ) je težni faktor povprečne nosilnosti število kilometrov s tovorom, pri koeficientu statičnega izkoristka (γ) pa je število voženj s tovorom [3].

This relation does not consider all of the heterogeneous motor pool. The coefficient of dynamic exploitation of benefit capacity (δ) is an estimated factor of the average capacity of the number of kilometres with cargo. The coefficient of static exploitation (γ) is the number of drives with cargo [3].

Ker je:

Since:

$$\delta' = \frac{\sum_{i=1}^n AL_{ti} q_i \delta_i}{\sum_{i=1}^n AL_{ti} q_i}; \quad \gamma' = \frac{\sum_{i=1}^n AZ_{xi} q_i \gamma_i}{\sum_{i=1}^n AZ_{xi} q_i}; \quad L'_{stx} = \frac{\sum_{i=1}^n AL_{ti}}{\sum_{i=1}^n AZ_{xi}}; \quad L'_{st1} = \frac{\sum_{i=1}^n AL_{ti} q_i \delta_i}{\sum_{i=1}^n AZ_{xi} q_i \gamma_i}$$

je/is $\delta' L'_{stx} = \gamma' L'_{st1}$

$$\frac{\sum_{i=1}^n AL_{ti} q_i \delta_i}{\sum_{i=1}^n AL_{ti} q_i} \frac{\sum_{i=1}^n AL_{ti}}{\sum_{i=1}^n AZ_{xi}} = \frac{\sum_{i=1}^n AL_{ti} q_i \delta_i}{\sum_{i=1}^n AZ_{xi} q_i}$$

$$\sum_{i=1}^n AL_{ti} q_i \delta_i \sum_{i=1}^n AL_{ti} \sum_{i=1}^n AZ_{xi} q_i = \sum_{i=1}^n AL_{ti} q_i \delta_i \sum_{i=1}^n AL_{ti} q_i \sum_{i=1}^n AZ_{xi}$$

$$\frac{\sum_{i=1}^n AZ_{xi} q_i}{\sum_{i=1}^n AZ_{xi}} = \frac{\sum_{i=1}^n AL_{ti} q_i}{\sum_{i=1}^n AL_{ti}} \quad (15).$$

Ta enakost ni točna in tudi razmerje ($\delta \cdot L_{stx} = \gamma \cdot L_{st1}$) ne velja, ker je:

This equality is not correct and the relation ($\delta \cdot L_{stx} = \gamma \cdot L_{st1}$) is not valid, because:

$$\frac{\sum_{i=1}^n AZ_{xi} q_i}{\sum_{i=1}^n AZ_{xi}} = q'_O \quad \text{in/and} \quad \frac{\sum_{i=1}^n AL_{ti} q_i}{\sum_{i=1}^n AL_{ti}} = q'_U \quad \text{ter/and} \quad q'_O \neq q'_S$$

razen v primeru, ko so izpolnjeni pogoji, velja enakost: except in the case when the conditions are met:

$$q'_S = q'_U = q'_O$$

4 SKLEP

Numerična analiza kaže način ugotavljanja statične in dinamične izkoriščenosti nosilnosti cestnih vozil ter njihov vpliv na transportni učinek. Statični in dinamični izkoristek cestnih vozil je pri tem analiziran z vidika števila voženj z cestnimi vozili, časovnega obdobja in sestave voznega parka.

S primerjavo numerične analize statične in dinamične nosilnosti cestnih vozil je ugotovljeno, da je za eno vozilo ali skupino vozil iste nosilnosti za določeno časovno obdobje koeficient dinamičnega izkoristka večji ali manjši od koeficienta statične izkoriščenosti za tolikokrat, kolikokrat je srednja razdalja transporta ene tone ali m^3 tovora večja ali manjša od srednje razdalje transporta s tovorom.

Za heterogeni vozni park to ne velja, temveč je pri koeficientu dinamične izkoriščenosti koristne nosilnosti utežni faktor povprečne nosilnosti število kilometrov s tovorom, pri koeficientu statičnega izkoristka pa je to število voženj s tovorom.

4 CONCLUSION

The numerical modelling shows a way of establishing the static- and dynamic-capacity exploitation of road vehicles as well as their influence on the transportation effect. The said exploitation of road vehicles is analysed with respect to the number of drives by road vehicles, time period and the structure of the motor pool.

By comparing the static and dynamic capacity of road vehicles it has been established that for one vehicle or a group of vehicles of the same capacity for the determined time period the coefficient of dynamic exploitation is bigger or smaller than the coefficient of static exploitation. The difference is found to be proportional to the difference between the medium distance of the transportation of one ton or m^3 of cargo and the medium distance of the transportation with cargo.

For a heterogeneous motor pool this does not work, therefore the coefficient of the dynamic exploitation of benefit capacity has the estimated factor of the average capacity number of kilometres with cargo, whereas the coefficient of static exploitation presents the number of drives with cargo.

5 LITERATURA
5 REFERENCES

- [1] Shave, V., V.A. Michel (1998) The impact of driver and flow variability capacity estimates of permissive movements. *Transportation Research, Part A: Policy and Practice*, Vol. 32.A, No. 7, 509-527.
- [2] Grubbstrom, R. W. (1998) Transportation inventory optimisation - A note. *Proceedings of the 2rd International Conference on Traffic Science ICTS'98*, Trieste-Patras, 125-129.
- [3] Kolenc, J. (1999) Modeling of the transportation route in the processes of transporting goods. *Proceedings of the 3rd International Conference on Traffic Science ICTS'99*, Portorož, 17-28.
- [4] May, A.D. (1990) Traffic flow fundamentals. *Prentice-Hall*, New Jersey.
- [5] Vuchic, V. (1981) Urban public transportation. *Prentice-Hall*, New York.
- [6] Kolenc, J. (1998) Organization and technology in the road traffic, *Faculty of Maritime Studies and Transportation*, Portorož.

Naslov avtorjev: prof.dr. Jurij Kolenc
dr. Ivan Smerdu
prof.dr. Stojan Petelin
Fakulteta za pomorstvo in promet
Univerze v Ljubljani
Pot pomorščakov 4
6320 Portorož

Authors' Address: Prof.Dr. Jurij Kolenc
Dr. Ivan Smerdu
Prof.Dr. Stojan Petelin
Faculty of Maritime Studies and
Transportation
University of Ljubljana
Pot pomorščakov 4
6320 Portorož, Slovenia

Prejeto:
Received: 23.3.2000

Sprejeto:
Accepted: 2.6.2000

Šolski robot SLR 1500 - razvoj in simulirni program

The SLR 1500 Training Robot - Development and Simulation Program

Juraj Uriček - Viera Poppeová - Róbert Zahoranský

Šolski robot SLR 1500 je bil razvit na Univerzi v Žilini in na IQM Zvolen (Slovaška) za pouk robotike na visokih šolah in univerzah. Njegov razvoj povezuje programiranje, tehnično kibernetiko, reševanje problemov vodenja, razvoj krmilnih sistemov za industrijske robote in delovanje numerično krmiljenih strojev. Šolski robot SLR 1500 ima rotacijske členke. Ima pet prostostnih stopenj, tri od njih so namenjene za zagotavljanje lege orodja v prostoru, preostali dve določata njegovo usmeritev glede na predmet, ki ga premika.

© 2000 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: roboti učeči, razvoj robotov, programi simulacijski, kinematika robotov)

The SLR 1500 training robot was developed at the University of Žilina and at IQM Zvolen (Slovakia) for the teaching of robotics at high schools and universities. Its design incorporates assistance with the programming, the technical cybernetics, solving the drive control problems, the design of the control system for industrial robots and operation of NC machines. The SLR 1500 training robot has an angular design. It has five degrees of freedom and three of them serve to position the end effector in space and the remaining two determine its orientation with respect to the object being manipulated.

© 2000 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: training robots, development of robots, simulation programs, robot kinematics)

0 UVOD

Kinematična struktura šolskega robota SLR 1500 je sestavljena iz rotacijskega telesa, dveh ročic in zapestnega mehanizma. Vsi deli so povezani z rotacijskimi členki, tako da ročici nista v isti ravnini, ampak se premikata ena glede na drugo. Takšna konstrukcija dovoljuje izjemno veliko območje vrtenja posamezne ročice (sl. 1).

Parametri robota:

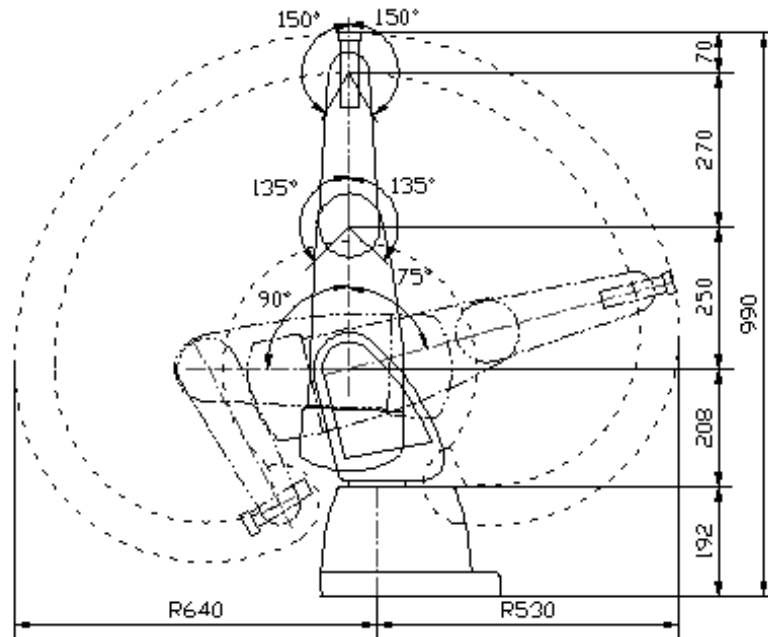
- število prostostnih stopenj: 5
- ponovljiva natančnost lege : 0,25 mm za ponovni gib ročice v eni smeri
- največji vodoravni doseg od rotacijske osi enote: 640 mm
- največji rotacijski kot vrtilne enote: 330°
- največji rotacijski kot spodnje ročice: 165°
- največji rotacijski kot zgornje ročice: 270°
- največji rotacijski kot zapestja: 300°
- največji prečni rotacijski kot zapestja: 270°
- največja delovna hitrost vrtilne enote, spodnje ročice: 130°/s
- zgornje ročice: 130°/s
- prečna rotacija zapestja: 130°/s
- rotacije zapestja: 300°/s
- pozicioniranje: koračni števeci

0 INTRODUCTION

The kinematic structure of the SLR 1500 robot consists of a rotational waist, two arms and a wrist mechanism. All parts are connected with rotational joints in such a way that the arms are not in the same plane but are moved with respect to each other. Such a design allows an extremely large rotational range of the individual arms (Fig. 1).

The robot parameters:

- number of degrees of freedom: 5
- repeatable positional accuracy: 0.25 mm for repeated arm movement in one direction
- maximum horizontal range from the axis of the rotational unit: 640 mm
- maximum rotation angle of the rotational unit: 330°
- maximum rotation angle of the lower arm: 165°
- maximum rotation angle of the upper arm: 270°
- maximum rotation angle of the wrist: 300°
- maximum lateral rotation angle of the wrist: 270°
- maximum operational speed of the rotational unit, lower arm: 130°/s
- upper arm: 130°/s
- wrist pitch: 130°/s
- wrist rotation: 300°/s
- positioning: incremental counters



Sl. 1. Dimenzije in območja vrtenja elementov kinematike šolskega robota SLR 1500
Fig.1. Dimensions and ranges of the SLR 1500 training robot kinematic elements rotation



Sl.2. Šolski robot SPL 1500
Fig. 2. The SPL 1500 training robot

Krmilni sistem robota obsega računalnik z vmesnikom RS 232C. Za računalnik je bila potrebna posebna programska oprema za upravljanje krmilnega sistema. Zahtevam krmilnega sistema je ustrežal programski jezik RAMAS [2]. Ta programski jezik je bil razvit v VUKOV Prešov družbi (Slovaška) za programiranje APR-20

The control system of the robot consists of a computer with an RS 232C interface. For this computer, special software was required for the functions of the control system. The needs of the control system were satisfied with the RAMAS programming language [2]. This programming language was developed in the VUKOV Prešov company (Slovakia)

industrijskega robota s krmilnim sistemom RS-4A. Njegovi ukazi se lahko delijo v več skupin: urejevalnik ukazov, navodila in ukazi za gibanja, tehnološki, krmilni, aritmetični, logični, čakalni ukazi, nato ukazi, ki so namenjeni za ustavljanje, pomožni ukazi in drugi.

1 SIMULIRANJE

Izraz simuliranje običajno pomeni opazovanje in študij obnašanja sistema in temelji na modelu sistema. Sistem sestoji iz urejenega para množic, pri katerem ena od množic pomeni predmete (točke, komponente itn.), druga pa opisuje razmerja med njimi.

Grafični model, ki bi predstavljal obnašanje resničnega robota zelo natančno, bi bil zelo zahteven in neučinkovit. Za simuliranje ne potrebujemo informacij o barvi, hrapavosti ali materialu. Vse bolj pa zahtevamo podatke o izmerah, obliki in značilnosti kinematičnih elementov in seveda o kinematičnih značilnostih razmerja med njimi. Kar je pomembno za simuliranje robota, je torej opis lege elementov glede na dejavnosti robota, za katere je namenjen. Najsi bo to pobiranje predmeta, premikanje zadnjega elementa z ene točke k drugi (z nedoločeno potjo ali z linearno interpolacijo) ali simuliranje njegovega ročnega krmilja.

Za simuliranje robota je bila potrebna informacija o izmerah in značilnostih njegovih kinematičnih elementov. Po poenostavitvi zapletenega simulirnega problema smo opravili naslednje poddejavnosti: določitev kinematične sestave končnih točk v prostoru, tridimenzionalno predstavitev posameznih komponent robota na računalniškem zaslonu, rešitev interpolacije za prostorske premike robota in problem urejanja programa v posebnem jeziku. Za predstavitev komponent robota so bila uporabljena mnogokotna telesa.

Gibanje se izvede po vstopu v programski ukaz s parametri koordinat premika končne točke. Iz teh koordinat so najprej izračunane koordinate robota (rotacije posameznih členkov) in nato se vsi elementi začnejo premikati v ustrezno smer z največjo hitrostjo.

Če je tirnica določena, potem jo tvori interpolator. Interpolacija nadomesti dano tirnico s sistemom koračnih premikov v smeri koordinatnih osi tako, da se izračunana tirnica najbolje ujema z izvirno zahtevano tirnico. Ta tirnica mora zadostiti zahtevam po natančnosti. Še več, od interpolacijske metode pričakujemo zanesljivost, natančnost, preprostost in hitrost interpolacije.

Poznamo dva standardna interpolacijska postopka: digitalno diferencialno interpolacijo (DDI - DDA), ki temelji na diferencialnih enačbah krivulje,

for programming the APR-20 industrial robot with the RS-4A control system. Its commands can be divided into several groups: editing commands, move instructions and commands, technological, control, arithmetical, logical, waiting, interruption serving, help commands and others.

1 SIMULATION

By simulation, we generally understand the observation and study of a system's behaviour based on its model. The system consist of an ordered pair of sets, where one of the sets represents the objects (items, components and so on) and the other describes the relations between them.

A graphical model, which would represent the behaviour of a real robot in great detail would be very difficult and also ineffective. For a simulation we do not need information about the colour, roughness, or material. Rather we require information about the dimension and shape and the character of the kinematic elements and of course about the kinematic character of the relationship between them. What is important for a robot simulation is therefore the depiction its element position with respect to activities the robot is performing. Either the picking up of an object, moving the end element from one point to another (with no trajectory specification or with linear interpolation) or the simulation of its manual control.

For the simulation of the robot information about the dimensions and the characteristics of its kinematic elements was required. After the simplification of the complex simulation problem, the following main subtasks were encountered: determination of the kinematic structure end points in space, 3D representation of the individual robot components on the computer screen, the interpolation solution for the robot's 3D movement, and the problem of program editing in a special language. Polygonal bodies were used for the representation of the robot components.

The movement is executed after entering a program instruction with the coordinate parameters of the movement end point. From these coordinates the robot coordinates are first calculated (rotations of individual joints) and then all the elements start to move with the maximum speed in the appropriate direction.

If the trajectory is specified, then it is generated by interpolator. The interpolation replaces a given trajectory with a system of incremental movements in the direction of the coordinate axes in such a way that the resulting trajectory is in maximum accordance with the originally requested trajectory. This trajectory must satisfy the requirements for precision. Moreover, from the interpolation method we expect the reliability, accuracy, simplicity and speed of interpolation.

We recognise two standard interpolation procedures: digital differential interpolation (DDA) which is based on the differential equation of the

ki pomeni tirnico, in neposredno računanje funkcije (NRF - DFC), ki temelji na analitičnih izrazih krivulje.

Za simuliranje rokovanja s predmetom mora biti omogočeno odpiranje in zapiranje prijemala. Za predstavitev te operacije uporabljamo vrednost notranjega parametra, ki je namenjen za odpiranje / zapiranje prijemala in hkratno sprostitvev / prijemanje predmeta. Stavčni prepis v jezik RAMAS bo torej: FLAG + F0, da se prijemalo zapre in FLAG - F0, da se odpre.

Simuliranje ročnega krmiljenja daje občutek o robotovem gibanju v delovnem okolju. To je vrtenje robota okrog vodoravne osi, vrtenje posameznih ročic okoli lastnih osi, vrtenje prijemalnega mehanizma okoli stranske in vzdolžne osi in tudi odpiranje in zapiranje prijemala. Dalje, ročno krmiljenje robota dovoljuje, da si predstavljamo delovni doseg robota in njegove mejne lege. Gibanje v posamezno smer se sproži s pritiskom na tipke računalniške tipkovnice.

Po poenostavitvi zapletenega simulirnega problema naletimo na naslednje glavne podnaloge:

- določitev kinematične zgradbe končnih točk v prostoru;
- prostorska predstavitev posameznih komponent robota na računalniškem zaslonu (transformacija prostora v ravnino z ohranitvijo vidnosti);
- rešitev z interpolacijo za robotove prostorske gibe;
- problem urejanja programa v jeziku RAMAS, njegov zapis, shranjevanje, nalaganje in izvajanje simuliranja.

Ustvarjanje algoritma sledi razčlembi problema v manjše in preprostejše podprobleme, za katere je lažje najti rešitev. Podproblemi so opisani v diagramu poteka. Domnevati je bilo mogoče, da je glavni simulirni program zmožen izpeljati nalogo. Kasneje so bila ta dela do potankosti izvedena v programskem jeziku PASCAL.

Težava se pojavi pri razumevanju programa, ker krmilni jezik RAMAS in programski ukazi za simulirni program niso združljivi. Program RAMAS je ASCII tekstovna datoteka urejena v poljubnem urejevalniku besedila. Morali smo razviti komponento, ki bo rabila za prilagoditev (prevod) programa RAMAS seznamu ukazov, ki jih bo simulirni program razumel.

Algoritem za ta prevajalnik temelji na diagramu poteka. Na temeljih tega diagrama poteka smo izdelali podprogram v jeziku PASCAL, ki prebere program RAMAS, vrstico za vrstico, odkriva ukaz in sledeč njegovim značilnostim in parametrom, pokliče primeren postopek, ki izvede dejavnost natanko po navodilih.

Kot interpolacijski postopek, ki najbolj ustreza našim potrebam, je bila izbrana metoda DDI. Glede na neposredno računanje iz funkcije je njena

curve which represents the trajectory and DFC (Direct functional calculation), which is based on the analytical expression of the curve.

For the simulation of object manipulation it must be possible to ensure opening and closing of the end effector. For the representation of this operation we use a value of internal flag, which will stand for opening / closing of the gripper and at the same time, release / pick-up of the object. The syntactical transcription in the RAMAS language will be then: FLAG +F0 to close the gripper and FLAG -F0 to open the gripper.

The simulation of manual control gives an idea about the robot's movement in the working area. This is the robot's rotation around the horizontal axis, the individual arms rotation around their axes, the gripper mechanism rotation around the lateral and transverse axes and also the opening and closing of the gripper. Further, the manual control of the robot allows us to imagine the robot's working range and its boundary positions. The movement in an individual direction is realised by pressing keys on the computer keyboard.

After the simplification of the complex simulation problem we encounter the following main sub-tasks:

- determination of the kinematic structure end points in space;
- 3D representation of individual robot components on the computer screen (space transformation to a plane with visibility preservation);
- interpolation solution for robot 3D movement;
- problem of program editing in RAMAS language, its writing, saving, loading and execution of the simulation.

The algorithm creation follows the practice of problem decomposition into smaller and simpler sub-problems, for which the solution is easier to find. The sub-problems are described in the flow diagram. The main simulation program was supposed to be able to execute these tasks. Later, these tasks were in detail worked out in the PASCAL programming language.

Since the controlling language is RAMAS and the language instruction for the simulation program are not compatible, we have a problem of program interpretation. The RAMAS program is an ASCII text file edited in an arbitrary text editor. We have had to develop a component, which would serve for adaptation (translation) of the RAMAS program to a list of instructions understandable by the simulation program.

The algorithm for this translator is based on a flow chart. On the basis of this flow chart we have created a subprogram in the PASCAL language, which reads the RAMAS program, line by line, detects the instruction and following its character and parameters, it calls an appropriate procedure, which executes an action particularly for this instruction.

As an interpolation procedure, which best suits our needs, the DDA method was chosen. Its advantage with respect to direct functional calculation is that the DDA

prednost v tem, da interpolator DDI neposredno izračuna funkcijo s stalnimi koraki tirnice. S tem načinom nastaja gibanje iz sunkov in njihovo pogostnost, ki so poslani posamezni osi. Če imamo dve točki, $A(x_A, y_A, z_A)$ in $B(x_B, y_B, z_B)$, mora interpolator tvoriti tirnico med njima z delitvijo tirnice na n odsekov. Na enak način tudi deli na n odsekov tirnico v posamezni osi. Izmere posameznih korakov po osi i_x, i_y, i_z so določene.

Interpolator doseže končno točko giba v vsako smer po izvedbi ustreznega števila korakov. Večje ko je število sunkov na časovno enoto, manjši je korak (inkrement) in natančnost premika je potem večja. Krmilni sistem mora tudi rešiti obratno transformacijo z interpolacijo kartezičnih koordinat v robotske koordinate z visoko frekvenco.

Manj zahteven primer je, če naj bi končni element dosegel končno točko brez opisa tirnice. Za začetne in končne točke se izračunajo lokalne koordinate robota $A(\varphi_{1A}, \varphi_{2A}, \varphi_{3A}, \varphi_{4A}, \varphi_{5A})$ in $B(\varphi_{1B}, \varphi_{2B}, \varphi_{3B}, \varphi_{4B}, \varphi_{5B})$. Za vsak členek se določita smer in kot giba. Če vrednost spremenljivke doseže vrednost kota v končni legi, se gibanje v tej točki ustavi.

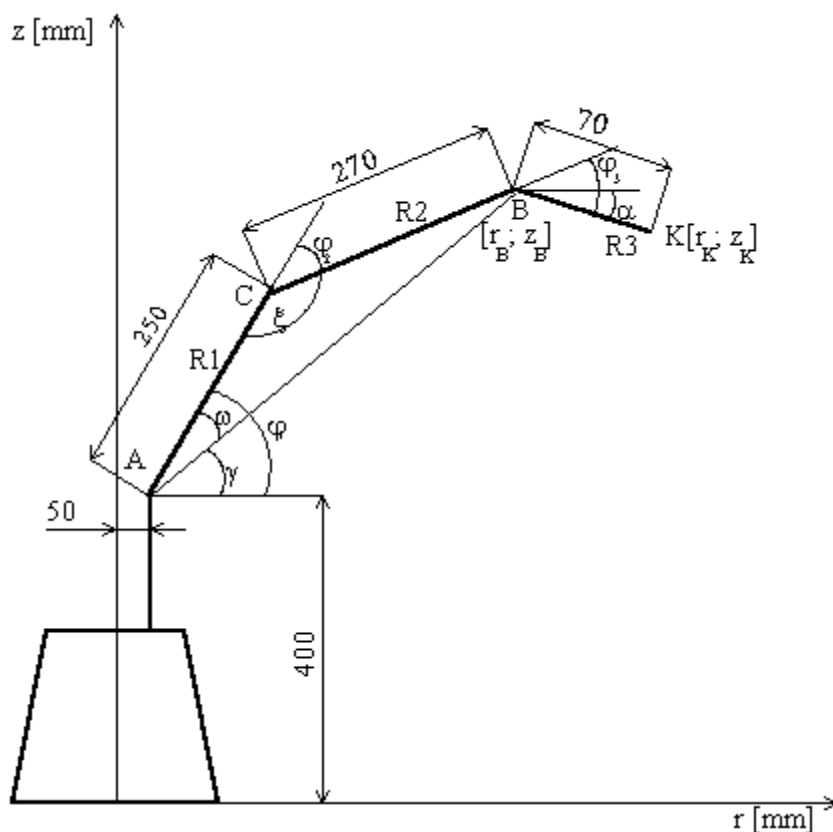
Za programiranje robota potrebujemo razmerje med njegovimi lokalnimi koordinatami in globalnim koordinatnim sistemom in nasprotno in iz znanih globalnih koordinat moramo določiti lego

interpolator directly calculates the function with constant trajectory increments. With this approach, the movement is derived from impulses sent to individual axes related to their frequency. If we have two points, $A(x_A, y_A, z_A)$ and $B(x_B, y_B, z_B)$, the interpolator must generate the trajectory between them by dividing the trajectory into n segments. In the same way, it also divides into n segments a trajectory in each individual axis. The dimensions of individual axes increments i_x, i_y, i_z are determined.

After the execution of the appropriate number of steps in each direction the interpolator reaches the end point of the movement. The higher the number of impulses per time unit, the smaller is the unit step (increment) and the movement precision is then also higher. The control system must also solve the inverse transformation from the interpolation Cartesian coordinates to robot coordinates with higher frequency.

A less complicated case is when the robot end element is supposed to reach the end point without trajectory specification. For starting and ending points the robot local co-ordinates are calculated as $A(\varphi_{1A}, \varphi_{2A}, \varphi_{3A}, \varphi_{4A}, \varphi_{5A})$ and $B(\varphi_{1B}, \varphi_{2B}, \varphi_{3B}, \varphi_{4B}, \varphi_{5B})$. For each joint, the direction and the angle of the movement are determined. If the value of a variable reaches the value of the angle in the end position, the movement at this point is terminated.

For the robot programming we need to know the relationship between its local coordinates and the



Sl. 3 Kinematična shema robota
Fig. 3. The robot kinematic scheme

kinematičnih elementov – lokalnih koordinat robota. Prvi primer se imenuje neposredna transformacija in drugi obratna transformacija.

Za neposredno transformacijo potrebujemo razmerja med koti členkov in kartezičnimi koordinatami, da bi izrazili lego končnega elementa v koordinatnem sistemu, ki je pripet na temelj robota.

Začnemo pri kinematični sestavi robota. Slika 3 prikazuje komponente robota v koordinatnem sistemu, ki ima izhodišče premaknjeno v presečišču med telo in prvo ročico. Izmere posameznih komponent in relativni koti zasukov členkov so pomembni za transformacijo. Vhodne spremenljivke so potem:

- dolžina ročice (določena s konstrukcijo robota) – R_1, R_2, R_3
- relativni koti členkov - $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$,
- zasuk robota okoli z osi ψ .

Najprej moramo izračunati absolutne kote med posameznimi ročicami in ravnino xy :

$$\delta = \varphi_1, \beta = \varphi_1 - \varphi_2, \alpha = \varphi_1 - \varphi_2 - \varphi_3 = \beta - \varphi_3$$

in potem transformacijo v cilindrične koordinate:

$$r = R_1 \cos \delta + R_2 \cos \beta + R_3 \cos \alpha, z = R_1 \sin \delta + R_2 \sin \beta + R_3 \sin \alpha, u = \psi$$

in nato v kartezične koordinate:

$$x = (R_1 \cos \delta + R_2 \cos \beta + R_3 \cos \alpha) \cos \psi, y = (R_1 \cos \delta + R_2 \cos \beta + R_3 \cos \alpha) \sin \psi,$$

$$z = R_1 \sin \delta + R_2 \sin \beta + R_3 \sin \alpha.$$

Obratna sredstva transformacija robota je bolj zahtevna in rešitev je mogoča samo za nekatere skupine sorazmerno preprostih kinematičnih sestav. Dokazati je mogoče, da so to v glavnem tiste, pri katerih tri osi zadovoljujejo enega od naslednjih pogojev:

- če so translacijske,
- če so rotacijske z enim sečiščem – sferni členek,
- če so rotacijske z vzporednimi osmi.

Te omejitve vplivajo na oblikovanje mehanskih komponent sodobnih manipulatorjev. Za želeno lego in usmerjenost končnega elementa mehanskega sistema v koordinatnem sistemu, ki je povezan z izhodiščem, je treba določiti lokalne koordinate robota.

Načini, s katerimi lahko izpeljemo grafično simuliranje, so lahko različni:

- Najpreprostejša je simbolična projekcija robota v tri ravnine: od spredaj, s strani in od zgoraj.
- Bolj realističen prikaz prostorskega objekta je aksonometrična predstavitev. Kinematične komponente robota lahko nadomestimo z osnovnimi prostorskimi telesi. Ta telesa so najpogosteje prizme ali telesa, določena s končnim številom ravnih površin – poligoni. Če so ta telesa zapletena in je njihova aksonometrična projekcija nejasna, je treba model prikazati stvarno z upoštevanjem vidnosti robov in ploskev.

Za grafično upodobitev prostorskih

global coordinate system, and also vice versa, and from the known global coordinates we need to determine the position of its kinematic elements - local robot coordinates. The first case is called the direct transformation and the second is the inverse transformation.

For the direct transformation we need to use the relations between joint angles and Cartesian coordinates and to express the end element position in a coordinate system fixed to the robot base.

We start from the robot kinematic structure. Fig. 3 shows the robot components in the coordinate system, the origin of which is translated to the intersection between the waist and the first arm. The dimensions of individual components and relative joint rotation angles are important for the transformation. Input variables are then:

- arm length (determined by robot design) - R_1, R_2, R_3 ,
- relative joint angles - $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$,
- robot rotation around z axis ψ .

First we have to calculate the absolute angles between the individual arms and the plane xy :

$$\delta = \varphi_1, \beta = \varphi_1 - \varphi_2, \alpha = \varphi_1 - \varphi_2 - \varphi_3 = \beta - \varphi_3$$

and then a transformation to cylindrical coordinates:

$$r = R_1 \cos \delta + R_2 \cos \beta + R_3 \cos \alpha, z = R_1 \sin \delta + R_2 \sin \beta + R_3 \sin \alpha, u = \psi$$

and then to Cartesian coordinates:

$$x = (R_1 \cos \delta + R_2 \cos \beta + R_3 \cos \alpha) \cos \psi, y = (R_1 \cos \delta + R_2 \cos \beta + R_3 \cos \alpha) \sin \psi,$$

$$z = R_1 \sin \delta + R_2 \sin \beta + R_3 \sin \alpha.$$

The inverse transformation of the robot is more complicated and the solution is possible only for a certain class of relatively simple kinematic structures. It is possible to prove that they are mainly those, in which the three axes satisfy one of the following conditions:

- they are transitional,
- they are rotational with one intersection - a spherical joint,
- they are rotational with parallel axes.

These constraints influence the design of mechanical components of contemporary manipulators. For the required position and orientation of the end element of the mechanical system in the coordinate system connected with the origin, it is necessary to determine the robot's local coordinates.

Ways in which one can realise a graphical simulation can be different:

- The simplest one is a symbolical projection of the robot to three planes from the front, the side and the top.
- A more realistic representation of 3D object is an axonometric representation. Kinematic components of the robot can be replaced by the basic 3D bodies. Such bodies are frequently the prisms or bodies specified by a finite number of plane surfaces - polygons. If these bodies are complex and their axonometric representation is unclear, it is necessary that the model is represented realistically respecting visible and invisible edges and surfaces.

objektov na ravnini (kot računalniški zaslon) uporabljamo različne metode predstave. Večinoma so središčne, vzporedne ali pravokotne projekcije.

Za prikaz komponent robota uporabljamo poligonalna telesa (stranice so prikazane s poligoni). Računalnik mora delovati enako kakor dejanski objekt v dejanskem okolju, z drugimi besedami, njegova komponenta se mora gibati skladno s kinematičnimi zvezami med njimi. Zato moramo poznati transformacije, ki dovoljujejo telesu, da se giblje v katerokoli točko prostora in vrtenje telesa okoli katerokoli koordinatne osi.

Kinematične komponente robota SLR 1500 so telesa splošne oblike, omejena z ravnimi in krivimi ploskvami. Če simuliranje teče v realnem času, moramo dovoliti nekatere poenostavitve:

- ravne ploskve so prikazane kot poligoni s poljubnim številom oglišč,
- krive ploskve (sferične in cilindrične) so prikazane s poljubnim številom ravnih ploskev.

Če želimo podati dovolj informacij o telesu, moramo prepoznati vsako njegovo stranico, robove in oglišča. S takim sistemom lahko ustvarimo sestavo vhodnih informacij o telesu. Zato je sestavljenja pomembno za računalniško grafiko.

Da bi se grafični model gibal enako kakor dejanski robot, moramo določiti kinematične odvisnosti za grafično prikazovanje ročic. Izpolnjeni morajo biti naslednji pogoji:

- Rotacija ročice 1 spremeni relativni kot (koordinata robota) in absolutni kot med ročico 1 in ravnino xy . Druge ročice (2, 3) se vrtijo skupaj z ročico 1.
- Samo njuna absolutna kota α in β se z ravnino xy spremenita. Njuna relativna kota z ročico 1 se ne spremenita.
- Vrtenje ročice 2 spremeni relativni kot φ_1 v členku in absolutni kot β . Ročica 3 se vrti skupaj z ročico 2. Samo absolutni kot α se spremeni, relativni kot z ročico 2 se ne spremeni.
- Enako velja tudi za ročico 3 (zapestje) z razliko, da nobeno telo več ne rotira, če ni v zapestju nobenega predmeta.

3 PRINCIPI GRAFIČNEGA PRIKAZA MODELA NA RAČUNALNIŠKEM ZASLONU

Ker smo hoteli ohraniti vidnost teles, so prikazana samo oglišča, pri katerih sta usmerjenost in projekcija enaki kakor usmeritev vhodnih podatkov (samo vidne strani). Točke, ki ustvarjajo posamezne ravnine, se najprej preračunajo (glede na točko opazovanja) na ravnino zaslona (3D v 2D). Za prikaz celotnega modela se moramo odločiti o vidnosti in potem narisati 61 poligonov na zaslon.

For graphical depiction of the 3D object in 2D space (such as computer screen) we use several representation methods. Most of the time they are centre, parallel and right angle projection.

For the robot component representation we use polygonal bodies (their sides are represented by polygons). The computer must behave in the same way as the real object does in the real world, in other words its component must move in accordance with the kinematic relation between them. Therefore, we have to know the transformations, which allow the body to move to any point in space and rotation of the body around any coordinate axis.

The kinematic components of the SLR 1500 robot are bodies of a general shape bounded by planar and curved surfaces. If the simulation is running in real time, we must allow several simplifications:

- planar surfaces are represented by polygons with an arbitrary number of vertices,
- curved surfaces (spherical and cylindrical) are represented by an arbitrary number of planar surfaces.

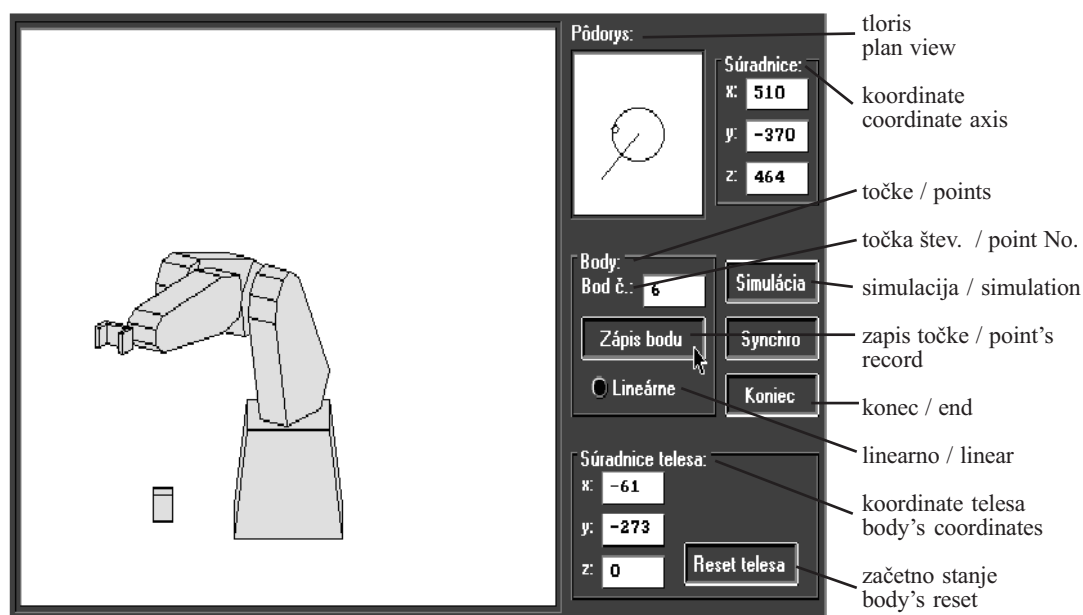
If we want to present sufficient information about the body, we need to encode each of its sides, edges and vertices. With the help of such a system we can create the structure of input information about the body. Therefore, the structuring is important for computer graphics.

In order to keep the graphical model moving in the same way as the real robot, we need to determine the kinematic relationships of graphical objects representing the arms. The following conditions must be satisfied:

- The rotation of the arm 1 changes the relative angle (robot coordinate) and absolute angle, between the arm 1 with the plane xy . The remaining arms (2, 3) rotate together with the arm 1.
- Only their absolute angles α and β with the plane xy are changed. Their relative angles with arm 1 do not change.
- The rotation of the arm 2 changes the relative angle φ_1 in the joint and the absolute angle β . The arm 3 rotates together with the arm 2. Only the absolute angle α is changed and the relative angle with arm 2 does not change.
- The same holds also for the arm 3 (wrist), with a difference when no object is picked up, no body rotates any more.

3 PRINCIPLES OF GRAPHICAL MODEL REPRESENTATION ON THE COMPUTER SCREEN

Because we wanted to keep the visibility of the bodies, only the vertices in which the orientation in the projection is same as the orientation of input data are shown (only visible sides). The points which create individual planes are first recalculated (according to the given viewpoint) to the plane of the screen (3D to 2D). For the depiction of the whole



Sl. 4. Simuliranje šolskega robota SLR 1500
Fig.4. The simulation of SLR 1500 training robot

Hitrost risanja je odvisna od hitrosti računalnika in velikosti in hitrosti njegovega slikovnega pomnilnika.

4 SKLEP

Simulirni program omogoča tvorbo programov za šolski robot SLR 1500 ali z izvajanjem programskih ukazov v jeziku RAMAS ali ročno z učenjem gibanja robota. Tak program je mogoče kasneje urediti z urejevalnikom programov.

Odkar deluje simulirni program s programskim jezikom RAMAS, ki ga uporablja večina robotov slovaške proizvodnje, ga je mogoče uporabiti za poučevanje programiranja industrijskih robotov. Simuliranje se izvede v aksonometrični projekciji in upošteva vidnost robov in ploskev, kar pomaga pri prikazu konkretnega stanja.

Po tem, ko je razvoj krmilnika za robota SLR 1500 končan, je mogoče razširiti te simulirne programe s komunikacijskim modulom. To omogoča pošiljanje razvitih in s simuliranjem preskušanih programov naravnost v pomnilnik krmilnega sistema s serijskim vmesnikom.

model we have to decide about the visibility and then draw 61 polygons to the screen. The speed of drawing depends on the speed of the computer and size and speed of its video memory.

4 CONCLUSION

The simulation program allows us to create the programs for the SLR 1500 training robot either by executing RAMAS language commands or by manually teaching the robot movement. Such a program can be later edited in the program editor.

Since this simulation program works with the RAMAS programming language, which is used in the majority of robots of Slovak production, it is possible to use it for the teaching of industrial robots programming. The simulation is realised in an axonometric view and respects the visibility of the edges and surfaces, which helps us to visualise the concrete situations.

After the development of the hardware control system for the SLR 1500 robot is finished, it is possible to extend this simulation software with a communication module. This would allow as to send the created and simulation verified programs directly to the memory of the control system via a serial interface.

5 LITERATURA

5 REFERENCES

- [1] Poppeová, V., Uriček, J., M. Máca (1998) Simulation program of training robot SLR 1500. *Proceedings of the 9th Internationale DAAAM Symposium*. Cluj-Napoca, Romania.
- [2] Programming language RAMAS. (1985) *VUKOV Prešov*, Slovakia.
- [3] Mañas, S., Sýkora, P., J. Behalová (1994) Automatizované konstruování II. *ČVUT Praha*.
- [4] Kolíbal, Z. (1992) Prmyslové roboty I. *VUT Brno*.
- [5] Demeč, P., K. Madáč (1990) Automatizácia inžinierskych prác pri návrhu komponentov progresívnej výrobnéj techniky. *Zborník vedeckých prác VŠT Košice*, Alfa Bratislava.

Naslov avtorjev: Dr. Juraj Uriček,
Dr. Viera Poppeová
Róbert Zahoranský
Oddelek za meritve in
avtomatizacijo
Fakulteta za strojništvo
Univerze v Žilini
010 26 Žilina, Slovak Republic

Authors' Address: Dr. Juraj Uriček,
Dr. Viera Poppeová
Róbert Zahoranský
Department of Measurement and
Automation
Faculty of Mechanical Engineering
University of Žilina
010 26 Žilina, Slovak Republic

Prejeto: 12.7.1999
Received:

Sprejeto: 2.6.2000
Accepted:

Analiza poškodbe cevovoda iz nerjavnega jekla

Analysis of a Stainless Steel Pipeline Failure

Dimitrij Kmetič - Roman Celin

V prispevku je opisan postopek preiskave poškodbe ravnega dela cevovoda iz nerjavnega jekla. Med pretakanjem tekočine je prišlo do puščanja cevovoda. Pri vizualnem pregledu je bila odkrita netesnost ob sočelnem zvaru cevovoda. Preiskave izrezanega dela cevovoda na Inštitutu za kovinske materiale in tehnologije so obsegale vizualni pregled, kemično analizo, natezni preskus osnovnega materiala in zavarjenega spoja, mikrostrukturne preiskave ter kemijsko analizo korozijskih produktov. Predstavljeni so rezultati posameznih preiskav.

© 2000 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: korozija jamičasta, jekla nerjavna, mikrostrukture, cevovodi)

In this paper procedure of analysis of a failure detected on a straight part of a stainless steel pipeline is described. A leak occurred during operation of a pipeline. Visual inspection detected a leak near butt weld. Investigation of the cut off piece from pipeline took place on Institute of metals and technology which included visual examination, chemical analysis, tensile tests, microstructural analysis and corrosion products analysis. Results of analysis are presented.

© 2000 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: crevice corrosion, stainless steel, microstructure, pipeline)

0 UVOD

Inštitut za kovinske materiale in tehnologije je dobil v preiskavo ravni del cevi s sočelnim zvarom dimenzij $\phi 150 \times 500 \times 2,9$ mm. Cevovod je zgrajen iz nerjavnega austenitnega jekla kakovosti AISI 304L. Sočelni zvar je bil zavarjen po postopku TIG z dodatnim materialom kakovosti E 308L-E. Med pretakanjem tekočine je prišlo do puščanja cevovoda. Poškodba se je pojavila v področju toplotno vplivane cone zvara. Na Inštitutu za kovinske materiale in tehnologije so bile opravljene preiskave, ki naj bi odkrile vzrok nastanka poškodbe. Pri vizualnem pregledu poškodbe se je izkazalo, da gre po videzu sodeč za primer jamičaste korozije austenitnega nerjavnega jekla.

Jamičasta korozija je primer lokalne korozijske poškodbe materiala. Posledica take poškodbe materialov je nastajanje jamic na površini. To je značilno predvsem za materiale, ki tvorijo pasivne plasti. Vpliv na nastajanje jamic ima tudi mikrostruktura materiala. Pri nerjavnem austenitnem jeklu lahko različne faze, kakor so nekovinski vključki, δ ferit, σ faza, izločeni karbidi po kristalnih mejah ter posledice varjenja zmanjšajo odpornost proti jamičasti koroziji.

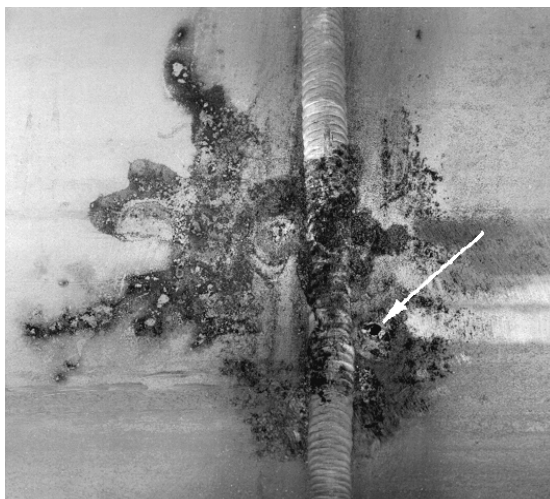
1 PREISKAVE

Preiskave so obsegale vizualni pregled, kemično analizo nerjavnega jekla, natezni preskus osnovnega materiala in zavarjenega spoja, mikrostrukturne preiskave osnovnega materiala in zavarjenega spoja ter kemijsko analizo korozijskih produktov.

1.1 Vizualni pregled

Na sliki 1 je prikazana poškodba na zunanji površini cevi ob sočelnem zvaru, ki je bila vzrok za netesnost. Ob poškodbi so bili na površini cevi korozijski produkti rjave barve, ki smo jih z lahkoto odstranili s krpo. Pod njimi korozijskih poškodb nismo opazili. V notranjosti so bile poleg že odkrite poškodbe opažene še plitve jamice, slika 2.

Površina korozijskih jamic in ozko področje okoli njih je kovinske barve. Na ostali površini okoli korozijskih jamic so korozijski produkti, pod katerimi nismo opazili znakov razjed. Področje korozijskih poškodb je omejeno na zelo ozko področje v toplotno vplivani coni zvara. Ta cona zvara pomeni nezveznost v mikrostrukturi, zato so pogoji za korozijske procese v tem področju ugodnejši. Poškodbe niso nastale v



Sl. 1. Luknja na zunanji površini cevi



Sl. 2. Korozijske jamice na notranji površini cevi

področju, kjer pri varjenju kristalna zrna zrastejo, temveč v področju, kjer se osnovni material ogreje na temperaturo od 800 °C do 550 °C in se lahko iz austenita izločajo karbidi. Na preostalem delu zvara in na osnovnem materialu korozijskih poškodb nismo opazili.

1.2 Kemijska analiza

Kemijska analiza jekla, iz katerega je izdelan cevovod, je potrdila, da gre za nerjavno jeklo z naslednjo kemijsko sestavo: 0,023% C, 0,50% Si, 1,58%Mn, 0,002% S, 0,029% P, 18,5% Cr, 8,7% Ni, 0,19% Mo, 0,19% Cu, 0,009% Ti in 0,025% Nb. Jeklo ustreza kakovosti AISI 304L (DIN X2 CrNi189) z majhnim deležem ogljika. Takšen delež ogljika je ugoden za varjenje. Kinetika precipitacije karbidov v toplotno vplivani coni je pri varjenju takega jekla zelo počasna.

1.3 Natezni preskus

Preskušance za natezne raziskave smo pripravili iz osnovnega materiala in s področja zavarjenega spoja. Rezultati preskušanja so podani v preglednici 1 in so povprečne vrednosti nateznega preskusa treh preskušancev.

Iz rezultatov nateznih preskusov je razvidno, da ima osnovni material ustrezno napetost tečenja in trdnost. Ploščati preskušanci z zvarjenim

spojem so se pretrgali v osnovnem materialu, kar pomeni, da je bil zvarjeni spoj kakovostno zvarjen.

1.4 Mikrostrukturne preiskave

Mikrostruktura osnovnega materiala je prikazana na sliki 3.



Sl. 3. Mikrostruktura osnovnega materiala cevi

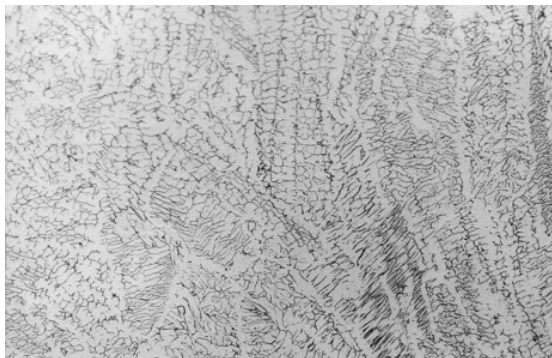
Austenitna zrna vzorca imajo velikost 6 po razvrstitvi ASTM. δ ferita je malo (2%) in je močno deformiran. Nekovinski vključki in ferit δ so razporejeni v nizih, ki so usmerjeni v smeri valjanja.

Na slikah 4 in 5 sta prikazani mikrostrukture zvara in prehoda zvara v osnovni material.

S slike 4 je razvidno, da v austenitni mikrostrukture zvara, v kateri je 10% δ ferita, ni

Preglednica 1. Rezultati nateznih preskusov vzorcev

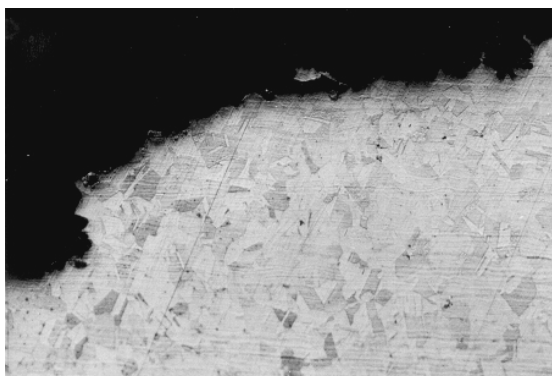
vzorec	$R_{p0,2}$ MPa	R_m MPa	razteznost A %	skrčenje Z %
osnovni material	323	644	66	66
zvarjeni spoj	326	646	--	--



Sl. 4. Mikrostruktura zvara



Sl. 5. Prehod iz zvara v osnovni material



Sl. 6. Mikrostruktura ob korozijski jamici

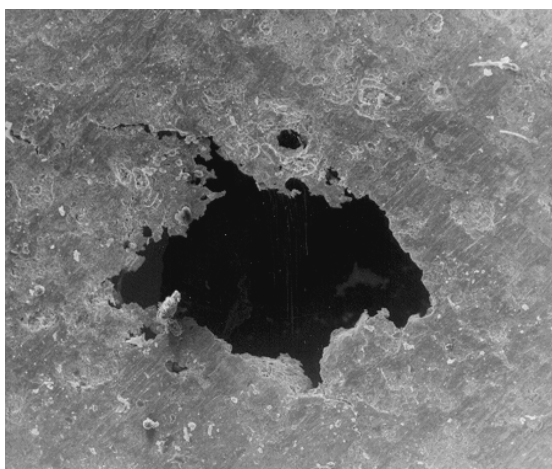


nobene posebnosti. V toplotno vplivani coni, slika 5, ni nenormalno velikih kristalnih zrn in ne izločenih karbidov po kristalnih mejah zrn. Pri pregledu mikrostrukturnih značilnosti zavarjenega spoja v področju brez poškodb nismo opazili znakov začetka korozijskih procesov.

Na sliki 6 je prikazana mikrostruktura ob korozijski jamici, pri kateri je prišlo do netesnosti. Tudi na tem področju nismo opazili v mikrostrukturi nobene posebnosti.

1.5 Pregled poškodb v SEM in elektronska mikroanaliza korozijskih produktov

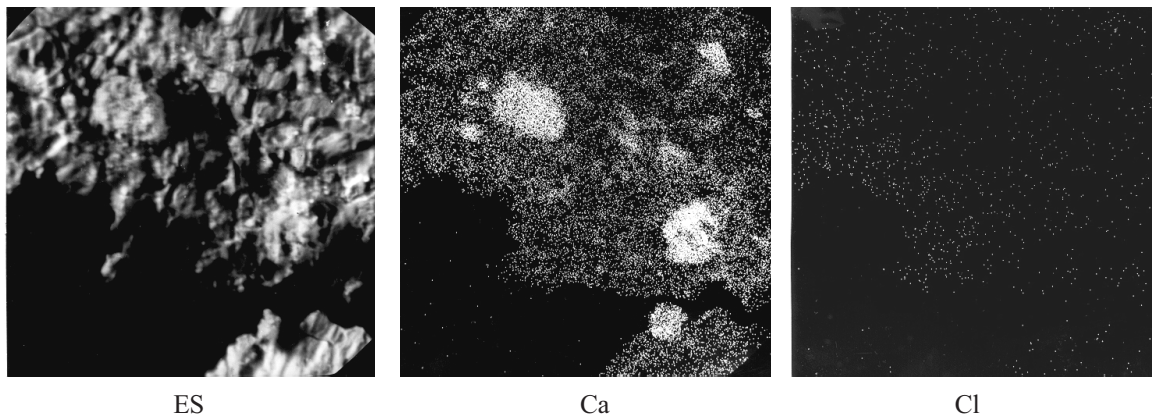
Korozijske jamice in področje okoli teh poškodb smo pregledali v vrstičnem elektronskem mikroskopu (VEM - SEM). Poškodbe so prikazane na slikah 7 in 8. Korozijske poškodbe so omejene le na jamice, ki so sorazmerno ozke in globoke. Področje okoli jamic pa je praktično nepoškodovano. Poškodbe so zelo ozkega lokalnega značaja.



Sl. 7. SEM posnetek jamice na notranji površini cevi (pov. 50-krat)



Sl. 8. SEM posnetek gnezda jamic na notranji površini cevi (pov. 10-krat)



Sl. 9. Posnetek elektronske sestave in specifična X posnetka kalcija in klora v korozivskih produktih

Na SEM smo naredili tudi elektronsko mikroanalizo korozivskih produktov ob korozivskih poškodbah. V teh produktih smo poleg elementov iz jekla zasledili veliko kalcija in klora. Na sliki 9 je prikazan elektronski posnetek korozivskih produktov in specifična X posnetka kalcija in klora.

Koncentracija elementov je sorazmerna gostoti belih pik na posnetkih. Oba elementa izhajata iz vode, s katero se je verjetno izpiral cevovod. Vzrok za jamičasto korozijo so kloridi.

3 SKLEP

Na izrezanem delu cevovoda s premerom 150 mm, izdelanega iz nerjavnega avstenitnega jekla AISI 304L, ki smo ga dobili v analizo, smo naredili kemično analizo, mehanske preiskave in metalografske preiskave. Na sorazmerno majhnem področju so v toplotno vplivani coni sočelnega zvara cevi nastale jamičaste korozivske poškodbe. Na eni od jamic je prišlo do netesnosti. Površina jamic je kovinska, brez korozivskih produktov, kar kaže, da je korozivski proces dejaven. V korozivskih produktih smo z elektronsko mikroanalizo zasledili navzočnost klora.

V mikrostrukturi jekla nismo opazili nobenih posebnosti. Jeklo ima majhen delež ogljika.

Sočelni zvar je kakovostno izveden in v toplotno vplivanem področju nismo opazili nenormalne rasti avstenitnih zrn in ne karbidov, izločenih po mejah kristalnih zrn. Jeklo ima majhen delež ogljika in ima tudi dodatek niobija, zato karbidov tudi pri preiskavah na SEM pri večjih povečavah nismo opazili. Karbidi, izločeni po mejah avstenitnih kristalnih zrn, so vzrok za medkristalno korozijo, teh pa na vzorcih nismo opazili.

Jamičasta korozija je značilna za kovine, ki tvorijo pasivne plasti. Jeklo AISI 304L ni odporno proti ionom Cl⁻, ker se ti vgrajujejo v pasivacijsko plast. Nastali korozivski produkti se odtapljajo in pasivacijska plast je zato nestabilna. Jamičasta korozija poteka le na lokalnih mestih, izguba materiala zaradi korozije je majhna, zaradi hitrega napredovanja jamic v globino pa so poškodbe hude.

Korozivske poškodbe so le na sorazmerno majhnem področju. Mnenja smo, da so to področja kjer je po izpiranju cevovoda ostala voda, v kateri se je zaradi izhlapevanja koncentracija kloridov povečevala. Jamičasta korozija poteka bistveno hitreje v mirujoči tekočini. Razmere za korozivske procese so v toplotno vplivani coni ugodnejše. Jamičasta korozija je potekala na teh področjih in v končni fazi je nastala na cevovodu netesnost.

4 LITERATURA

- [1] Vehovar, L. (1991) Korozija kovin in korozivsko preizkušanje. Samozaložba, Ljubljana.
- [2] Sedriks, A. J. (1979) Corrosion of stainless steels. *J. Wiley*, New York.
- [3] Fontana, M. G. (1986) Corrosion engineering. *Mc Graw Hill*, New York.
- [4] Herro, H. M., D. R. Port (1993) The Nalco guide to cooling water system failure analysis. *Mc Graw Hill*.

Naslov avtorjev: Dimitrij Kmetič
Roman Celin
Inštitut za kovinske materiale
in tehnologije
Lepi pot 11
Ljubljana

Prejeto: 1.3.2000

Sprejeto: 2.6.2000

Poročila

Reports

Kmečka lončena akumulacijska peč za centralno ogrevanje

Projektant Jože Zajc, inž. str. iz Dola pri Ljubljani je tradicionalno lončeno peč oplemenitil s sodobno ogrevalno tehniko in nastala je nova peč, imenovana KLAP central, kmečka lončena akumulacijska centralna peč. Gre za inovativno združitev tradicionalne in sodobne ogrevalne tehnike (kmečke peči in centralnega ogrevanja), ki v sistemu združuje prednosti obeh načinov gretja. Jože Zajc je sistem pri Uradu RS za intelektualno lastnino tudi patentiral.

Pri centralnem ogrevanju KLAP je v kurišče kmečke peči nameščen menjalnik toplote, ki poleg tega, da segreva sanitarno vodo, tudi pošilja toplo vodo v sistem talnega ogrevanja, ta v tem sistemu nadomešča radiatorje. Sama peč daje približno polovico potrebne toplote za gretje dnevni bivalnih prostorov, druga polovica pa se ogreje prek talnega ogrevanja.

Ker gre za nizkotemperaturno ogrevanje, pri katerem je temperaturna razlika med ogrevalom in zrakom v ogrevanem prostoru le 5 do 10 stopinj Celzija, boste s tem načinom centralnega ogrevanja preprečili prehitro kroženje zraka v ogrevanem prostoru in s tem dviganje prahu, ki pri običajni izvedbi centralne kurjave



z radiatorji povzroča občutek, da je zrak v prostorih presuh.

Poleg tega ima ta način ogrevanja tudi zelo velik izkoristek (od 88 do 97%). Sistem ne potrebuje kurilnice, ima veliko sposobnost akumulacije (200 kWh) in dolgo dobo trajanja (30 let).

Za izvedbo ogrevanja po sistemu KLAP boste porabili za 10 do 20 % manj denarja, kakor bi ga za izvedbo običajnega radiatorskega centralnega ogrevanja. Vsako zimo boste prihranili tudi 25 % energije, seveda pa mora zato sistem izpolnjevati nekaj pogojev. Potrebna sta predvsem dober dimnik in pravilen način kurjenja.

Sistem, kot projekt in izvedba, je tudi zelo primeren za ogrevanje gradov in podobnih poslopij. Pripravljajo se idejni projekti za ogrevanje s sistemom KLAP na gradu Turjak.

Za vse nasvete se zahvaljujem doc. dr. Ivu Bajsiću.

Vsem, ki vas omenjeni način gretja zanima, priporočamo, da se za podrobnejše informacije obrnete na Jožeta Zajca.

Jože Zajc
(povzeto po Adutu, 2.6.2000)

Strokovna literatura

Professional Literature

Nove knjige

John Wiley & Sons Limited, Chichester

- Holzappel, G.A.: Nonlinear Solid Mechanics, ca. 400 str., 34,95 GBP;
Svrcek, W.Y., Mahoney, D.P., Young, B.: A Real Time Approach to Process Control, ca. 350 str., 24,95 GBP;
Boresi, A.P.: Elasticity in Engineering Mechanics, ca. 308 str., 51,95 GBP;
Davis, W.T.: Air & Waste Management Air Pollution Engineering Manual, ca. 1008 str., 96,50 GBP;

- Robinson, G.K.: Practical Strategies for Experimenting, ca. 232 str., 39,95 GBP;
Gresho, P.M., Sani, R.L.: Incompressible Flow and the Finite Element Method; Volume 1, Advection-Diffusion, ca. 528 str., 45 GBP; Volume 2, Isothermal Laminar Flow, ca. 528 str., 45,00 GBP;
Saadtjian, E.: Transport Phenomena, From the Conservation Equations to the Numerical Solution, ca. 400 str., 55,00 GBP.

Iz revij

IZ DOMAČIH REVIJ

Livarski vestnik, Ljubljana

1999, 5-6

- Paulin, A., Jerkin, H., Medved, J.: Študij prenosa toplote pri ulivanju enostavnih oblik

Les, Ljubljana

2000, 4

- Medved, S.: Določanje velikosti lesnih iveri
Tratnik, M.: Načrtovanje fleksibilnih proizvodnih sistemov s teorijo čakalnih vrst

Obzornik za matematiko in fiziko, Ljubljana

2000, 1

- Strnad, J.: Premo centralno gibanje J. Vege

Organizacija, Maribor, Kranj

2000, 2

- Lobnikar, B., Pagon, M., Duffy, M., Ganster, D.C.: Dejavniki deviantnega vedenja slovenskih policistov

- Petrovčič, I., Jereb, J.: Kadri v novi tehniški gimnaziji

2000, 4

- Zupan, N.: Nove internet tehnologije za elektronsko poslovanje

- Hribar, U.: Varne elektronske transakcije

- Zemljarič, B.: Namen in uporaba posplošenega mrežnega diagrama pri planiranju projektov

Nova proizvodnja, Ljubljana

2000, 1

- Pesek, M., Marin, B.: Avtomatski varilski filter

- Orešnik, K., Zapušek, A.: Analiza plinastih vzorcev v laboratoriju Erico Velenje

Sporočila Urada za standardizacijo in meroslovje,

Ljubljana

2000, 4

- Luckmann, M.: Začel je veljati nov pravilnik o napravah in opremi cestnih vozil
Javni razpis za prijavo za PRSPO za leto 2000

IZ TUJIH REVIJ

Automatika, Zagreb

1999, 1-2

- Meigas, K., Lass, J., Kattai, R.: Non-contact Measurement of Skin Vibrations Induced

- Štimac, A., Komeštk, V., Štimac, T.: An Approach to Calibrating Ultrasonic Surgery Equipment

- Kesić, P.: Vortex Flowmeter for Liquid and Gas Flow Measurement

Engineering Review, Rijeka

1998, 18, 1-100

- Obsieger, B.: Analiza hidrodinamičnog podmazivanja kod stepenastog klizača primjenom metode rubnih elemenata

- Staniša, B., Pominić, L.: Napetostna korozija turbinskih diskova

- Obsieger, B.: Formulacija metode rubnih elemenata za analizu Saint-Venantova uvijanja

- Pirš, J.: O nekim rezultatima ispitivanja strukture materijala cilindra za sušenje papira

Strojarstvo, Zagreb

1999, 3, 4

- Vehovar, L., Pervan, P., Milun, M.: XPS Investigation of Corrosion-resistant Films Formed on Alloyed Cast Steels

- Benčić, Z.: Svijet modela i svijet proizvoda

Pregelj, A., Drab, M., Kumperščak, V., Paulin, A., Mozetič, M.: Ionizacijski mjeraci vakuuma s hladnom katodom

Tehnički vjesnik, Slavonski Brod

1999, 1, 2

Aračić, S.: Ponašanje boriranog čelika Č3840 u erozijsko-korozijskoj otopini NaCl

Dabić, M.: Technology transfer in 21st century

Kljajin, M.: Design for disassembly

CDA

Condizionamento dell'aria Riscaldamento Refrigerazione, Milano

2000, 1

Cucumo, M., De Rosa, A., Ferraro, V., Kaliakatsos, D.: Raffrescamento passivo degli edifici

2000, 2

Bozzini, G., Caon, S., Lombardi, C., Sacchi, A., Soma, F.: Incertezze strumentali nella contabilizzazione del calore con metodi indiretti

Cattaneo, P., Nocera, U., Silvestri, M.: I collaudi degli impianti aerulici a fini di benessere; Terza parte: Le predisposizioni per le misure

Lazzarin, R.: Refrigerazione e cogenerazione; Tecniche disponibili e potenzialità di sviluppo

2000, 3

Fucci, F., La Fianza, G.: Diffusione dell'aria; Studio fluidodinamico di alcune tipologie di getti

Lazzarin, R.: Refrigerazione e cogenerazione; Tecniche disponibili e potenzialità di sviluppo

Forum - Technische Mitteilungen Thyssen Krupp, Düsseldorf

1999/2

Görg, R.-K., Wickel, K.-H.: Architectural design – present and future

Marquering, M.: Highly effective thermal insulation using VIS

Hübner, O.: Thyssen PVC profile systems for the building sector

HLH

Heizung Lüftung/Klima Haustechnik, Düsseldorf 2000/3

Brandstätter, P., Leistner, P.: Akustische Modellierung bei tiefen Frequenzen

Zwickler, R.: Zur Problematik des Begriffs Nutzungsgrad

2000, 4

Weier, H.: Genauigkeit der Blower Door-Messung
Sentek, J., Bommers, L.: Einfluss der Schaufelform auf Dissipation und Schallemission bei Radialventilatoren
Brandschutz bei Raumlüftungen nach DIN 18017, Teil 3

IDR, Industrial Diamond Review, Ascot

2000, 1

Bex, P., Anker, A.: Industrial diamond product information on the Internet

Konstanty, J.: Diamond bonding and matrix wear mechanisms involved in circular sawing of stone

Renewable Energy World, London

Hartnell, G.: Wind on the system – grid integration of wind power

Van Nes, W., Mendis, M.: Biogas in rural household energy supply: The Nepal Biogas Support Program

Travail & Sécurité, Paris

2000, No 593

Fontaine, J.R., Rapp, R.: La compensation contrôlée d'une installation de ventilation

Vytápění Vetrání Instalace, Praha, Bratislava

2000, 2

Bašta, J.: Kombinované otopné soustavy aneb soustavy s otopnými tělesy a podlahovou otopnou plochou

Ocene knjig

J. Case – L. Chilver – Carl T.F. Ross: Strength of Materials and Structures

Zal.: Arnold & J. Wiley & Sons Inc., New York, Toronto, 4. izd. 1999.

Obseg: format 17 x 24 cm, XIV + 706 strani, 352 slik, 10 preglednic.

Cena je 19.99 GBP.

Četrta izdaja knjige, ki je prvič izšla leta 1951 in je v okviru prvih treh izdaj doživela še devet ponatisov, predstavlja posodobljen ter elementarno napisan učbenik trdnosti gradiv in konstrukcij.

Razdeljen je v 25 poglavij, v katerih je obdelan zelo širok nabor trdnostnih problemov od razlage osnovnih pojmov trdnosti ter porušnih hipotez, prek upogiba, striga in torzije nosil, do uklona enoosnih elementov. Obdelani so še nekateri problemi tenkostenskih in debelostenih plošč in lupin. Podane so osnove matričnih metod reševanja sestavov linijskih elementov ter osnove splošne metode končnih elementov. Knjiga se končuje s poglavjem o vibracijah linijskih konstrukcij.

V učbeniku je uporabljen nam domač merski sistem: kg, m, s. Kljub obširnosti tega učbenika je mogoče vsebino sorazmerno hitro razumeti. Dodatne

naloge, ki so v vsakem poglavju dane za utrditev snovi, imajo na koncu knjige rešitve. Učbenik je primeren tako za študente strojništva kakor tudi za študente gradbeništva.

J. Kramar

M. Zlokarnik: Scale-up - Modellübertragung in der Verfahrenstechnik

Zal.: JOHN WILEY – VCH 2000.
Obseg: 230 strani, 88 slik, 5 pregl.
Cena je 198 DEM.

Procesni in strojni inženirji se soočajo v kemijski in predelovalni industriji s problemom prenosa v laboratoriju izdelanega postopka v tehnično merilo. Gre za problematiko, ki je dandanes mednarodno označena z izrazom "scale-up" (povečanje). Edina zanesljiva metoda za izvedbo te zahtevne naloge sloni na vrednotenju laboratorijskih meritev v prostoru, ki je podan z ustreznimi brezdimenzijskimi števili in je zato po definiciji invariaten glede na sleherno dimenzijo, tako tudi na dolžinsko merilo.

Prenos postopka iz malega v veliko je izredno pomembna, pa tudi izredno zahtevna operacija, saj gredo dandanes vrednosti modernih tehničnih naprav tudi v stotine milijonov DEM oz. USD. (Pomisli! Je treba samo na naprave petrokemične industrije, npr. hydro-cracking!)

Kljub izredni pomembnosti pa za to opravilo inženir ni pridobil na univerzi skoraj nikakršnega znanja. (Ta trditev velja v mednarodnem merilu!) Vzrok za to je dvoplasten. Po eni strani so se že v začetku 20. stoletja teh metod oprijeli tehnični fiziki, ki niso imeli industrijske prakse in so metodo povsem po nepotrebnem v takem obsegu matematizirali, da inženirju – praktiku ni bila več dostopna. Po drugi strani pa se visokošolski učitelj sam s to tematiko ni moral nikoli ukvarjati in mu zato manjka tako praktični vpogled v te postopke, kakor tudi zavest o pomembnosti teh operacij za industrijo.

Pričujoča knjiga poskuša te pomanjkljivosti odpraviti. Založba J. WILEY-VCH jo je zaupala našemu rojaku, prof.dr.-ing. Marku Zlokarniku zato, ker si je v svojem 35-letnem delovanju v osrednjem tehničnem raziskovalno-razvojnem oddelku multinacionalke Bayer A.G. v Leverkusnu v Nemčiji kot razvijalec pridobil bogato prakso. Svoje izkušnje je med drugim kot honorarni profesor podal tudi študentom procesne tehnike na TU Clausthal-Zellerfeld (1970/90) in pozneje do svoje upokojitve kot redni profesor za tehnično kemijo na Univerzi v Kölnu.

Knjiga sestoji iz dveh enakih delov. V prvi polovici so prikazane v podrobnostih teoretične osnove te metode, pri čemer je postopek zlahka

razumljiv tudi za bralce, ki ne obvladajo višje matematike. Teoretične osnove zajemajo temelje dimenzijske analize, upoštevanje spremenljivih fizikalnih lastnosti snovnega sistema (odvisnost od temperature, reologija), prenos modela v veliko pri nerazpoložljivosti modelnih substanc in »scale-up« pod pogoji t.i. delne podobnosti. Obravnavani so tudi problemi, ki zadevajo potrebno natančnost pri meritvah in potrebno merilo laboratorijskega modela. Ta problematika je nazorno prikazana z 20 modernimi primeri iz današnjega procesnega inženirstva.

Drugi del knjige podrobno obdeluje 25 različnih operacij s področja mehanske, termične in kemijske procesne tehnike in prinaša za vse obravnavane postopke zanesljiva pravila za prenos v veliko. Od mehanskih postopkov so diskutirani predvsem: preračun moči mešala v homogeni tekočini in ob vnosu plina; dimenzioniranje mešalnikov za razsute snovi; preračun polžnih strojev; dispergiranje tekočine v plinu; dispergiranje dveh med seboj netopnih tekočin (emulgiranje); mletje trdnih snovi; dimenzioniranje flotacijskih naprav pri čiščenju odplak in dimenzioniranje kolon z mehurčki.

Od termičnih postopkov so obravnavani: ustaljeni toplotni prenos v mešalnih kotlih; ustaljeni toplotni prenos v kolonah z mehurčki; snovni prenos v sistemu plin/tekočina v mešalnih kotlih; prenos snovi v sistemu plin/tekočina v kolonah z mehurčki; upoštevanje zraščanja mehurčkov pri snovnem prenosu G/L in dimenzioniranje postopka sušenja.

Od kemičnih postopkov so predstavljeni: zvezno vodenje kemične reakcije v cevnem reaktorju; snovni in toplotni prenos pri katalitičnih reakcijah v sistemu G/S; cevni reaktor v primeru konsektivno-kompetitivne reakcije; transportna limitacija reakcijske hitrosti pri ekstremno hitrih kemijskih reakcijah v heterogenem sistemu G/L.

Dinamika gibanja je v živem svetu izpostavljena istim fizikalnim zakonitostim kakor v svetu tehnike. Za ponazoritev tega je na koncu knjige predstavljenih pet tovrstnih primerov. Tudi ti so obravnavani z vidika dimenzijske analize in definirani z relevantnimi brezdimenzijskimi števili v ustreznih območjih veljavnosti.

Nedvomno je predstavljena knjiga tudi za slovenskega inženirja izredno pomembna, saj intenzivno povezuje teorijo s prakso in prinaša navodila za vsa področja procesov, ki se tudi v Sloveniji vse bolj zastavljajo pri tehnološkem posodabljanju procesne industrije. Brez tega znanja nista mogoči modernizacija procesnih naprav in optimiranje tehničnih postopkov.

En primerek knjige je avtor podaril Centralni tehniški knjižnici v Ljubljani, kjer si jo zainteresirani lahko ogledajo oz. izposodijo.

M. Kos

Osebnosti vesti

Personal Events

Doktorati, magisteriji, diplome

DOKTORATI

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani sta z uspehom zagovarjala svoji doktorski disertaciji; in sicer:

dne 12. aprila 2000: mag. **Ivan Okorn**, dipl.inž., doktorsko disertacijo z naslovom: "Raziskava bočne nosilnosti zobnikov s progresivno ukrivljeno ubirnico" in

dne 19. aprila 2000: mag. **Pino Koc**, dipl.inž., doktorsko disertacijo z naslovom: "Numerično reševanje časovno odvisnih inverznih problemov v mehaniki trdnin".

S tem sta navedena kandidata dosegla akademsko stopnjo doktorja tehničnih znanosti.

MAGISTERIJI

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani so z uspehom zagovarjali svoja magistrska dela, in sicer:

dne 5. aprila 2000: **Andrej Kitanovski**, dipl.inž., magistrsko delo z naslovom: "Sistemi daljinskega hlajenja";

dne 21. aprila 2000: **Boštjan Sovič**, dipl.inž., magistrsko delo z naslovom: "Določitev indikatorjev poškodbe jamičenja na zobnih bokih zobniške dvojice" in **Joško Valentinčič**, dipl.inž., magistrsko delo z naslovom: "Tehnologičnost izdelkov za elektroerozijsko obdelavo v orodjarstvu".

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru sta z uspehom zagovarjala svoji magistrski deli, in sicer:

dne 7. aprila 2000: **Andrej Gusel**, dipl.inž., magistrsko delo z naslovom: "Primerjava natančnosti postopkov merjenja ravnosti površin merilnih plošč" in **Nataša Vujica Herzog**, dipl.inž., "Model izgradnje informacijsko integriranega podjetja s pomočjo referenčnih arhitektur".

S tem so navedeni kandidati dosegli akademsko stopnjo magistra tehničnih znanosti.

DIPLOMIRANCI

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani sta pridobila naziv univerzitetni diplomirani inženir strojništva:

dne 25. aprila 2000: Tomaž PAPEŽ, Borut STERLE.

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru so pridobili naziv univerzitetni diplomirani inženir strojništva:

dne 20. aprila 2000: Franc GOLE, Bogdan KONEC, Primož LOČIČNIK, Jurij URH.

*

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani so pridobili naziv diplomirani inženir strojništva:

dne 13. aprila 2000: Robert GOLIČ, Sašo KOKALJ, Janko KRUŠIČ, Janez SELAN, Martin STARIČ, Bernard ZAMAN;

dne 14. aprila 2000: Stanislav ČAMERNIK, Alen JERMAN, Boris STEGOVEC;

dne 17. aprila 2000: Božidar FABJAN, Marko HOČEVAR, Boris HREN, Simon ROŽMANC, Uroš VENTURINI.

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru so pridobili naziv diplomirani inženir strojništva:

dne 20. aprila 2000: Samuel JELENKO, Aleš ROBNIK, Boštjan STANKO, Branko TERŠEK, Dražen VIDOVIČ.

*

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru sta pridobila naziv inženir strojništva:

dne 20. aprila 2000: Mitja KODELJA, Rajko PURNAT.

Navodila avtorjem

Instructions for Authors

Članki morajo vsebovati:

- naslov, povzetek, besedilo članka in podnaslove slik v slovenskem in angleškem jeziku,
- dvojezične preglednice in slike (diagrami, risbe ali fotografije),
- seznam literature in
- podatke o avtorjih.

Strojniški vestnik izhaja od leta 1992 v dveh jezikih, tj. v slovenščini in angleščini, zato je obvezen prevod v angleščino. Obe besedili morata biti strokovno in jezikovno med seboj usklajeni. Članki naj bodo kratki in naj obsegajo približno 8 tipkanih strani. Izjemoma so strokovni članki, na željo avtorja, lahko tudi samo v slovenščini, vsebovati pa morajo angleški povzetek.

Vsebina članka

Članek naj bo napisan v naslednji obliki:

- Naslov, ki primerno opisuje vsebino članka.
- Povzetek, ki naj bo skrajšana oblika članka in naj ne presega 250 besed. Povzetek mora vsebovati osnove, jedro in cilje raziskave, uporabljeno metodologijo dela, povzetek rezultatov in osnovne sklepe.
- Uvod, v katerem naj bo pregled novejšega stanja in zadostne informacije za razumevanje ter pregled rezultatov dela, predstavljenih v članku.
- Teorija.
- Eksperimentalni del, ki naj vsebuje podatke o postavitvi preskusa in metode, uporabljene pri pridobitvi rezultatov.
- Rezultati, ki naj bodo jasno prikazani, po potrebi v obliki slik in preglednic.
- Razprava, v kateri naj bodo prikazane povezave in posplošitve, uporabljene za pridobitev rezultatov. Prikazana naj bo tudi pomembnost rezultatov in primerjava s poprej objavljenimi deli. (Zaradi narave posameznih raziskav so lahko rezultati in razprava, za jasnost in preprostejše bralčevo razumevanje, združeni v eno poglavje.)
- Sklepi, v katerih naj bo prikazan en ali več sklepov, ki izhajajo iz rezultatov in razprave.
- Literatura, ki mora biti v besedilu oštevilčena zaporedno in označena z oglatimi oklepaji [1] ter na koncu članka zbrana v seznamu literature. Vse opombe naj bodo označene z uporabo dvignjene številke¹.

Oblika članka

Besedilo naj bo pisano na listih formata A4, z dvojnimi presledkom med vrstami in s 3 cm širokim robom, da je dovolj prostora za popravke lektorjev. Najbolje je, da pripravite besedilo v urejevalniku Microsoft Word. Če uporabljate kakšen drug urejevalnik besedil, prosimo, da besedilo konvertirate v navadno ASCII (tekstovno) obliko. Hkrati dostavite odtis članka na papirju, vključno z vsemi slikami in preglednicami ter identično kopijo v elektronski obliki.

Prosimo, da ne uporabljate urejevalnika LaTeX, saj program, s katerim pripravljamo Strojniški vestnik, ne uporablja njegovega formata. V urejevalniku LaTeX oblikujte grafe, preglednice in enačbe in jih stiskajte na kakovostnem laserskem tiskalniku, da jih bomo lahko presneli.

Enačbe naj bodo v besedilu postavljene v ločene vrstice in na desnem robu označene s tekočo številko v okroglih oklepajih

Enote in okrajšave

V besedilu, preglednicah in slikah uporabljajte le standardne označbe in okrajšave SI. Simbole fizikalnih veličin v besedilu pišite poševno (kurzivno), (npr. v , T , n itn.). Simbole enot, ki sestojijo iz črk, pa pokončno (npr. ms^{-1} , K, min, mm itn.).

Papers submitted for publication should comprise:

- Title, Abstract, Main Body of Text and Figure Captions in Slovene and English,
- Bilingual Tables and Figures (graphs, drawings or photographs),
- List of references and
- Information about the authors.

Since 1992, the Journal of Mechanical Engineering has been published bilingually, in Slovenian and English. The two texts must be compatible both in terms of technical content and language. Papers should be as short as possible and should on average comprise 8 typed pages. In exceptional cases, at the request of the authors, speciality papers may be written only in Slovene, but must include an English abstract.

The format of the paper

The paper should be written in the following format:

- A Title, which adequately describes the content of the paper.
- An Abstract, which should be viewed as a miniversion of the paper and should not exceed 250 words. The Abstract should state the principal objectives and the scope of the investigation, the methodology employed, summarize the results and state the principal conclusions.
- An Introduction, which should provide a review of recent literature and sufficient background information to allow the results of the paper to be understood and evaluated.
- A Theory
- An Experimental section, which should provide details of the experimental set-up and the methods used for obtaining the results.
- A Results section, which should clearly and concisely present the data using figures and tables where appropriate.
- A Discussion section, which should describe the relationships and generalisations shown by the results and discuss the significance of the results making comparisons with previously published work. (Because of the nature of some studies it may be appropriate to combine the Results and Discussion sections into a single section to improve the clarity and make it easier for the reader.)
- Conclusions, which should present one or more conclusions that have been drawn from the results and subsequent discussion.
- References, which must be numbered consecutively in the text using square brackets [1] and collected together in a reference list at the end of the paper. Any footnotes should be indicated by the use of a superscript¹.

The layout of the text

Texts should be written in A4 format, with double spacing and margins of 3 cm to provide editors with space to write in their corrections. Microsoft Word for Windows is the preferred format for submission. If you use another word processor, please convert to normal ASCII (text) format. One hard copy, including all figures, tables and illustrations and an identical electronic version of the manuscript must be submitted simultaneously.

Please do not use a LaTeX text editor, since this is not compatible with the publishing procedure of the Journal of Mechanical Engineering. Graphs, tables and equations in LaTeX may be supplied in good quality hard-copy format, so that they can be copied for inclusion in the Journal.

Equations should be on a separate line in the main body of the text and marked on the right-hand side of the page with numbers in round brackets.

Units and abbreviations

Only standard SI symbols and abbreviations should be used in the text, tables and figures. Symbols for physical quantities in the text should be written in Italics (e.g. v , T , n , etc.). Symbols for units that consist of letters should be in plain text (e.g. ms^{-1} , K, min, mm, etc.).

Vse okrajšave naj bodo, ko se prvič pojavijo, napisane v celoti, npr. časovno spremenljiva geometrija (ČSG).

Slike

Slike morajo biti zaporedno oštevilčene in označene, v besedilu in podnaslovu, kot sl. 1, sl. 2 itn. Posnete naj bodo v kateremkoli od razširjenih formatov, npr. BMP, JPG, GIF. Za pripravo diagramov in risb priporočamo CDR format (CorelDraw), saj so slike v njem vektorske in jih lahko pri končni obdelavi preprosto povečujemo ali pomanjšujemo.

Pri označevanju osi v diagramih, kadar je le mogoče, uporabite označbe veličin (npr. t , v , m itn.), da ni potrebno dvojezično označevanje. V diagramih z več krivuljami, mora biti vsaka krivulja označena. Pomen oznake mora biti pojasnjen v podnaslovu slike.

Vse označbe na slikah morajo biti dvojezične.

Za vse slike po fotografskih posnetkih je treba priložiti izvirne fotografije ali kakovostno narejen posnetek. V izjemnih primerih so lahko slike tudi barvne.

Preglednice

Preglednice morajo biti zaporedno oštevilčene in označene, v besedilu in podnaslovu, kot preglednica 1, preglednica 2 itn. V preglednicah ne uporabljajte izpisanih imen veličin, ampak samo ustrezne simbole, da se izognemo dvojezični podvojitvi imen. K fizikalnim veličinam, npr. t (pisano poševno), pripišite enote (pisano pokončno) v novo vrsto brez oklepajev.

Vsi podnaslovi preglednic morajo biti dvojezični.

Seznam literature

Vsa literatura mora biti navedena v seznamu na koncu članka v prikazani obliki po vrsti za revije, zbornike in knjige:

- [1] Tarng, Y.S., Y.S. Wang (1994) A new adaptive controller for constant turning force. *Int J Adv Manuf Technol* 9(1994) London, pp. 211-216.
- [2] Čuš, F., J. Balič (1996) Rationale Gestaltung der organisatorischen Abläufe im Werkzeugwesen. *Proceedings of International Conference on Computer Integration Manufacturing*, Zakopane, 14.-17. maj 1996.
- [3] Oertli, P.C. (1977) Praktische Wirtschaftskyrbernetik. *Carl Hanser Verlag*, München.

Podatki o avtorjih

Članku priložite tudi podatke o avtorjih: imena, nazive, popolne poštno naslove, številke telefona in faksa ter naslove elektronske pošte.

Sprejem člankov in avtorske pravice

Uredništvo Strojniškega vestnika si pridržuje pravico do odločanja o sprejemu članka za objavo, strokovno oceno recenzentov in morebitnem predlogu za krajšanje ali izpopolnitev ter terminološke in jezikovne korekture.

Avtor mora predložiti pisno izjavo, da je besedilo njegovo izvorno delo in ni bilo v dani obliki še nikjer objavljeno. Z objavo preidejo avtorske pravice na Strojniški vestnik. Pri morebitnih kasnejših objavah mora biti SV naveden kot vir.

Rokopisi člankov ostanejo v arhivu SV.

Vsa nadaljnja pojasnila daje:

Uredništvo
STROJNIŠKEGA VESTNIKA
p.p. 197/IV
1001 Ljubljana
Telefon: (061) 1771-428
Telefaks: (061) 218-567
E-mail: strojniksi.vestnik@fs.uni-lj.si

All abbreviations should be spelt out in full on first appearance, e.g., variable time geometry (VTG).

Figures

Figures must be cited in consecutive numerical order in the text and referred to in both the text and the caption as Fig. 1, Fig. 2, etc. Figures may be saved in any common format, e.g. BMP, GIF, JPG. However, the use of CDR format (CorelDraw) is recommended for graphs and line drawings, since vector images can be easily reduced or enlarged during final processing of the paper.

When labelling axes, physical quantities, e.g. t , v , m , etc. should be used whenever possible to minimise the need to label the axes in two languages. Multi-curve graphs should have individual curves marked with a symbol, the meaning of the symbol should be explained in the figure caption.

All figure captions must be bilingual.

Good quality black-and-white photographs or scanned images should be supplied for illustrations. In certain circumstances, colour figures may be considered.

Tables

Tables must be cited in consecutive numerical order in the text and referred to in both the text and the caption as Table 1, Table 2, etc. The use of names for quantities in tables should be avoided if possible: corresponding symbols are preferred to minimise the need to use both Slovenian and English names. In addition to the physical quantity, e.g. t (in Italics), units (normal text), should be added in new line without brackets.

All table captions must be bilingual.

The list of references

References should be collected at the end of the paper in the following styles for journals, proceedings and books, respectively:

- [1] Tarng, Y.S., Y.S. Wang (1994) A new adaptive controller for constant turning force. *Int J Adv Manuf Technol* 9(1994) London, pp. 211-216.
- [2] Čuš, F., J. Balič (1996) Rationale Gestaltung der organisatorischen Abläufe im Werkzeugwesen. *Proceedings of International Conference on Computer Integration Manufacturing*, Zakopane, 14.-17. maj 1996.
- [3] Oertli, P.C. (1977) Praktische Wirtschaftskyrbernetik. *Carl Hanser Verlag*, München.

Author information

The following information about the authors should be enclosed with the paper: names, complete postal addresses, telephone and fax numbers and E-mail addresses.

Acceptance of papers and copyright

The Editorial Committee of the Journal of Mechanical Engineering reserves the right to decide whether a paper is acceptable for publication, obtain professional reviews for submitted papers, and if necessary, require changes to the content, length or language.

Authors must also enclose a written statement that the paper is original unpublished work, and not under consideration for publication elsewhere. On publication, copyright for the paper shall pass to the Journal of Mechanical Engineering. The JME must be stated as a source in all later publications.

Papers will be kept in the archives of the JME.

You can obtain further information from:

Editorial Board of the
JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING
P.O.Box 197/IV
1001 Ljubljana, Slovenia
Telephone: +386 (0)61 1771-428
Fax: +386 (0)61 218-567
E-mail: strojniksi.vestnik@fs.uni-lj.si