

Primerjava delovanja vodne in oljne pogonsko-krmilne hidravlike

Franc MAJDIČ, Jožef PEZDIRNIK, Mitjan KALIN

Povzetek: Ekologija in z njo skrb za okolje postajata vse pomembnejši. Uporaba vode namesto mineralnega hidravličnega olja v pogonsko-krmilni hidravliki je eden izmed pozitivnih korakov v smeri ohranjanja narave. V tem prispevku predstavljamo rezultate raziskav delovnih parametrov na dvojnem, to je na vodnem in oljnem delu hidravličnega preizkuševališča. V prispevku je predstavljenih nekaj ključnih rezultatov meritev prehodnih pojavov, tj. pomik batnice vodnega hidravličnega valja, delovni tlaki pri pomiku batnice in hidravlični udar pri različnih vstopnih tlakih in pretokih. Merili smo z vstopnimi tlaki med 70 in 160 bar ter vstopnimi pretoki med 11 in 33 l/min.

Sledi analiza rezultatov preizkusov na vodnem delu preizkuševališča in primerjava teh z rezultati, dobljenimi ob izvajanju preizkusov na analognem oljnem delu preizkuševališča.

Rezultati analize kažejo, da pogonsko-krmilni hidravlični sistemi na pitno vodo lahko opravljajo svoje funkcije analogno velikemu delu sistemov oljne pogonsko-krmilne hidravlike.

Ključne besede: voda, mineralno olje, pogonsko-krmilna hidravlika, proporcionalni batni drsniški ventil

1 Uvod

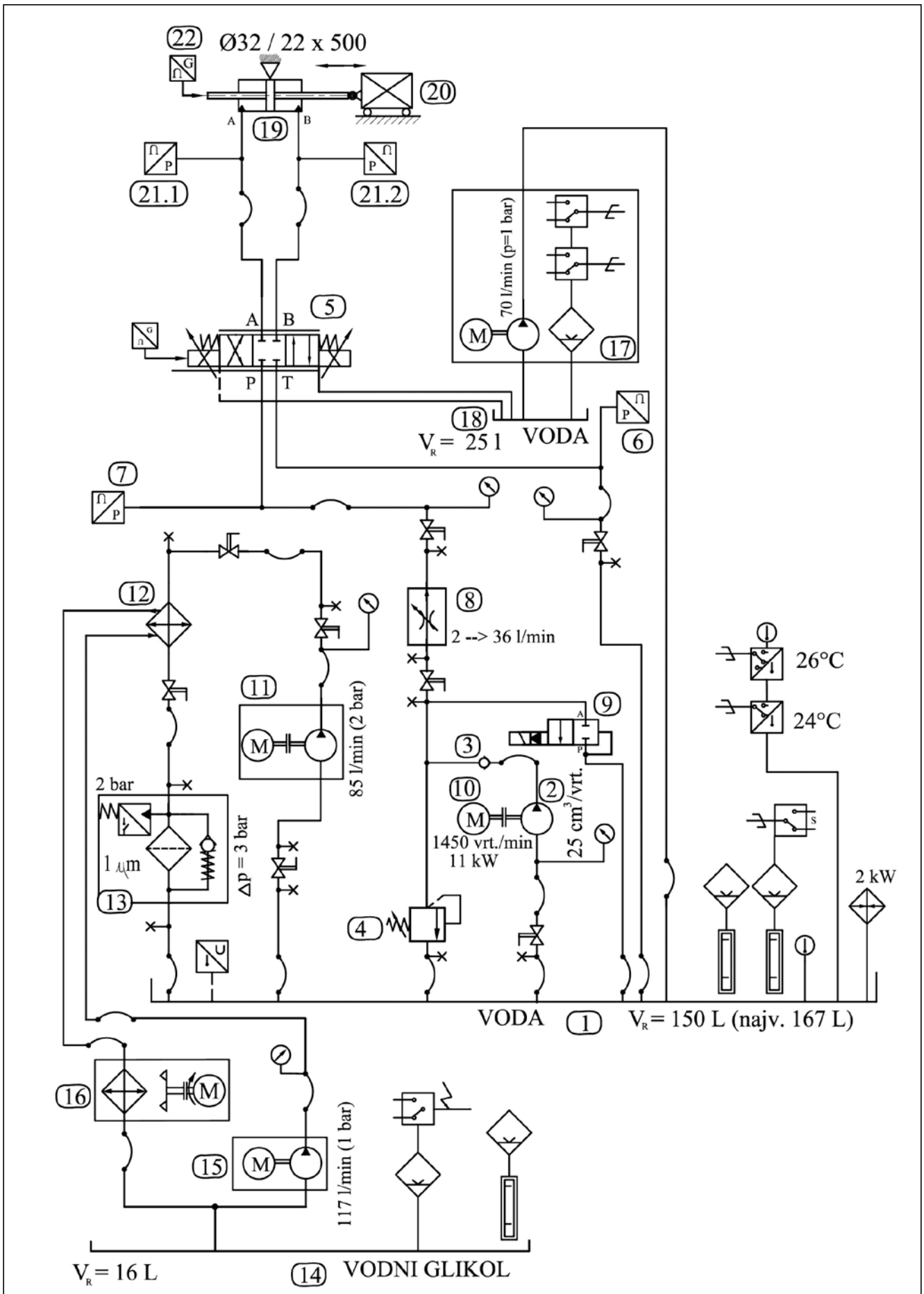
Zaščita pitne vode in naravnega okolja nasploh je vedno bolj pomembna. Nepričakovani izlivi naravi škodljivih hidravličnih tekočin, npr. mineralnega olja, v zemljo in naprej v zajetja pitne vode se pogosto dogajajo. Eden današnjih izzivov za zaščito okolja in pitne vode je uporaba alternativnih, naravnih virov hidravličnih tekočin. V pogonsko-krmilni hidravliki obsta-

jata dve rešitvi za zadostitev željam po zaščiti okolja. Prva možnost je uporaba biorazgradljivega olja [1–6] namesto mineralnega olja. Vendar je to le delna rešitev, saj biorazgradljivo hidravlično olje običajno vsebuje tudi dodatke, ki so škodljivi okolju. Druga možnost je uporaba pitne vode namesto mineralnega olja. Uporaba pitne vode je popolnoma neškodljiva okolju, vendar je zelo težko izvedljiva [7, 8]. Za vodno hidravliko so na tržišču že na razpolago relativno enostavni konvencionalni hidravlični ventili, zelo pa primanjkuje zvezno delujočih hidravličnih ventilov, ki so nujno potrebni za velik del dandanašnjih hidravličnih strojev in naprav. Sploh je na tržišču še skoraj nemogoče dobiti katerekoli hidravlične sestavine z zvezno delujočim krmiljenjem ali re-

gulacijo, delujoče na pitno vodo kot hidravlično kapljevino. Če kakšno od teh že dobimo, je običajno zelo kompleksna, izvedena z velikim številom sestavnih delov. Kljub več kot petnajstletnemu obdobju razvoja na področju vodne hidravlike je predvsem pri sestavinah še vedno pomanjkljivo tudi razumevanje mehanizmov delovanja in njihovih lastnosti.

V tem prispevku podajamo rezultate obširne raziskave, izvedene na področju vodne hidravlike. Raziskave smo izvajali na ustreznem vodnem preizkuševališču. Rezultate primerjamo z rezultati raziskave s področja oljne hidravlike, pridobljenimi s preizkusi na funkcionalno analognem oljnem preizkuševališču.

Dr. Franc Majdič, univ. dipl. inž., doc. dr. Jožef Pezdirnik, univ. dipl. inž., prof. dr. Mitjan Kalin, univ. dipl. inž., vsi Univerza v Ljubljani, Fakulteta za strojništvo



Slika 1. Funkcijska shema vodnega hidravličnega preizkuševališča

■ 2 Eksperimentalni del

Glavni sestavni deli vodnega preizkuševališča [9–13], razvidni iz hidravlične funkcijske sheme (slika 1), so: rezervoar za vodo (poz. 1), aksialna batna črpalka (poz. 2), protipovratni ventil (poz. 3), varnostni ventil za nastavitev tlakov med 70 in 160 bar (poz. 4), preizkušanelec – na novo razvit vodni proporcionalni 4/3-potni ventil batno-drnsniškega tipa (poz. 5), dve tlačni zaznavali (poz. 6 in 7), tokovni ventil s tlačno kompenzacijo (poz. 8), razbremenilni 2/2-potni ventil (poz. 9) za lažji, "mehek" zagon pogonskega elektromotorja (poz. 10). Visokotlačna hidravlična črpalka dovaja približno 33 l/min hidravlične tekočine (pri začetnem 95-odstotnem volumetričnem izkoristku) preko vodnega tokovnega ventila s tlačno kompenzacijo na P-priključek preizkušanca. Ta je krmiljen z računalnikom s posebnim programom. Opazovali smo pomike batov ter tlake in temperaturo hidravlične kapljevine.

Za merjenje prehodnih pojavov smo uporabili dvostransko delujoči hidravlični valj z obojestransko batnico 32/22 x 500 (poz. 19), na katero je preko zglobov pritrjena vodena utež z maso 163 kg (poz. 20). Bistvene sestavine so še: dve tlačni zaznavali (poz. 21.1 in 21.2), merilnik položaja batnice v hidravličnem valju (poz. 22). Del sestavin za meritve prehodnih pojavov je montiranih na posebnem vozičku, kjer so vodene uteži. Vodilo uteži skupaj z utežmi lahko postavimo v horizontalni ali vertikalni položaj. Večina v shemi omenjenih sestavin je standardnih, na tržišču razpoložljivih vodnih hidravličnih sestavin, razen proporcionalnega potnega ventila (poz. 5) in hidravličnega valja (poz. 19), ki sta bila zasnovana in skonstruirana v Laboratoriju za pogonsko-krmilno hidravliko (LPKH). Cev vodnega hidravličnega valja je iz nerjavečega jekla, batnici sta iz trdo kromiranega jekla. Tesnila in vodilni obroči za vodni in oljni hidravlični valj so enaki; izdelani so iz nitritne gume in poliuretana, ojačanega z vlakni. V vodnem preizkuševališču (sliki 1 in 2) smo za hidravlično tekočino uporabljali destilirano vodo.

Oljno hidravlično preizkuševališče je funkcijsko analogno in podobno zgrajeno kot zgoraj predstavljeno vodno preizkuševališče. Zgrajeno je iz standardnih, na tržišču dostopnih sestavin, razen oljnega hidravličnega valja, ki je izdelan popolnoma enako kot vodni hidravlični valj. Enakost je potrebna za izvajanje primerjalne analize med obema sistemoma. V oljnem preizkuševališču smo za hidravlično tekočino uporabljali mineralno hidravlično olje ISO VG 46.

■ 3 Rezultati

Ustrezno, torej za prakso uporabno, delovanje vodne hidravlike bomo dokazovali z rezultati meritev odzivnosti vodnega hidravličnega valja glede na znan vhodni krmilni signal na vodni proporcionalni potni ventil. Ustreznost delovanja celotnega vodnega hidravličnega sistema, ki ga primerjamo z analognim oljnim sistemom, bomo dokazali na podlagi rezultatov naslednjih meritev na obeh sistemih: pomik batnice hidravličnega valja, delovni tlaki pri pomiku obremenjenega hidravličnega valja ter hidravlični udar pri različnih vstopnih tlakih in pretokih.

Pomik batnice hidravličnega valja

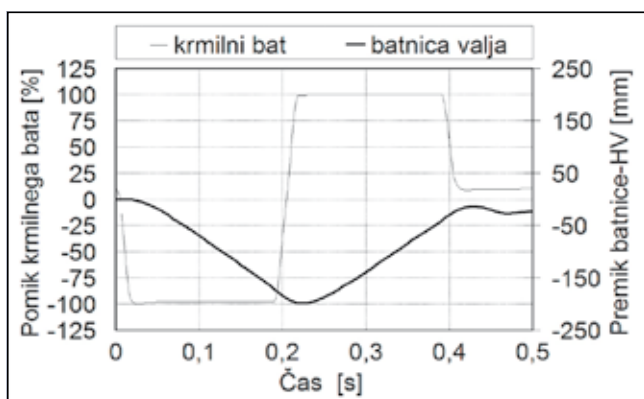
S slike 3a za oljno preizkuševališče je razvidno, da znaša pomik obremenjene batnice z utežjo v horizontalnem položaju pri gibu proti levi 198 mm (izmerjeno – levi del nagnjene krivulje z oznako "batnica valja"), kar je za 23 mm več, kot znaša gib batnice proti desni (desni del nagnjene krivulje). To je izmerjena razlika



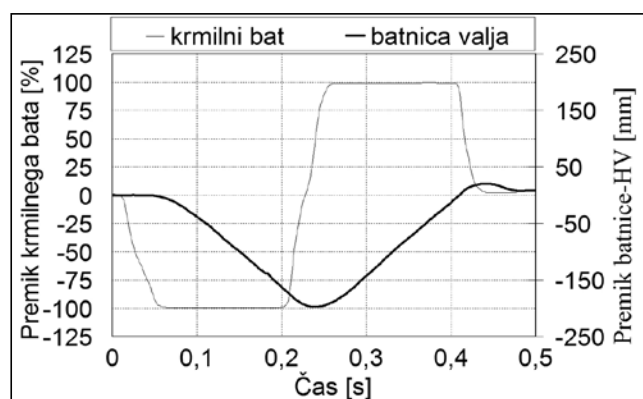
Slika 2. Fotografija vodnega preizkuševališča

po iznihanju batnice – po končanem hidravličnem udaru. Obremenjena batnica oljnega hidravličnega valja v horizontalnem položaju se pri simetričnem vhodnem koračnem krmilnem signalu oljnega proporcionalnega potnega ventila ni več vrnila v začetno stanje. Ustavila se je na mestu, ki je za 23 mm pred točko, kjer je batnica speljala. To pomeni za ok. 12 % nesimetričen gib batnice pri simetričnem vhodnem krmilnem signalu in »simetričnem« hidravličnem valju, to je valju z obojestransko enako batnico.

Na sliki 3b za vodno preizkuševališče je prikazan pomik enako obremenjene batnice kot pri prejšnjem oljnem preizkuševališču pri podobnem koračnem krmilnem signalu, ki je krmilil proporcionalni vodni potni ventil. Prikazani pomik je večji za približno 10 % od dejansko izmerjenega zaradi korekcije prekritja vodnega v primerjavi s prekritjem pri oljnem proporcionalnem potnem ventilu. Z upoštevanjem računske korekcije prekritja je bila dolžina pomika obremenjene batnice vodnega hidravličnega valja v smeri proti



a)



b)

Slika 3. Pomik batnice hidravličnega valja in krmilnega bata v odvisnosti od časa za:

a) olje, b) vodo (pretok = 33 l/min, tlak = 160 bar, masa = 163 kg horizontalno; koračni signal)

levi 201 mm. Batnica se je po preklopu v vzporedni položaj (slika 1) proporcionalnega vodnega potnega ventila vrnila proti začetnemu mestu in se ustavila za približno 8 mm pred položajem pred začetkom meritve, kar pomeni nesimetričnost pomika za približno 4 % od celotnega giba.

Za ugotavljanje vpliva tlaka in pretoka na pomik batnice hidravličnega valja pri oljnem in vodnem preizkuševališču (sliki 1 in 2) smo poleg parametrov, ki veljajo za sliko 3 (pretok 33 l/min, tlak 160 bar, hidravlični valj in utež mase 163 kg v horizontalnem položaju), izvedli meritve še za osem kombinacij vrednosti pretoka in tlaka. Rezultati so analogni, a jih tu ne podajamo zaradi prostorske omejitve prispevka.

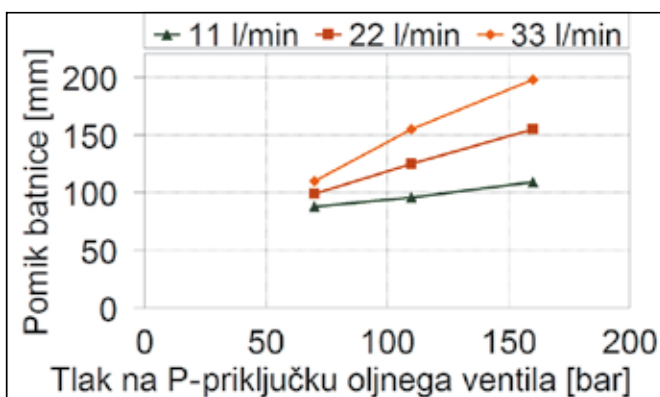
Na *sliki 4a* je razvidno, da znaša najkrajši gib batnice oljnega hidravličnega valja 89 mm; izveden je ob tlaku 70 bar in pretoku 11 l/min. Najdaljši gib, to je 198 mm, je batnica opravila pri nastavljenem pretoku

33 l/min in tlaku 160 bar. Če primerjamo gib batnice le pri tlaku 70 bar ob pretoku enkrat 11 l/min in drugič 33 l/min, ugotovimo (*slika 4a*), da je razlika v dolžini giba le 18 mm. Torej je pri trikrat večjem pretoku gib le 20 % daljši. Razlika v dolžini pomika batnice pri najvišjem merjenem tlaku, to je 160 bar, pa je znašala 83 % med pretokom 11 in 33 l/min.

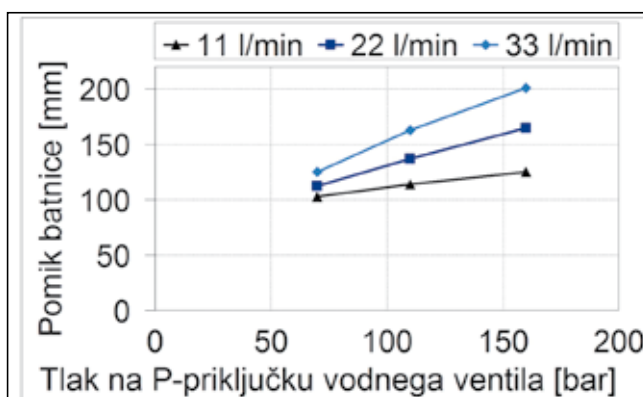
Pomik batnice vodnega hidravličnega valja (*slika 4b*) je, analogno kot pri oljnem, odvisen od vstopnega tlaka in pretoka na vstopnem P-priključku vodnega proporcionalnega potnega ventila. Najmanjši pomik, 102 mm, smo izmerili ob pretoku 11 l/min in tlaku 70 bar, največji pomik 201 mm pa pri pretoku 33 l/min in tlaku 160 bar. Pri tlaku 70 bar je bil pomik batnice vodnega hidravličnega valja pri največjem pretoku 33 l/min za 12 % daljši od pomika pri najmanjšem pretoku, 11 l/min. Pri tlaku 160 bar in pretoku 33 l/min pa je bil pomik batnice za 63 % daljši kot pri istem tlaku in pretoku 11 l/min.

Na *sliki 4a* in *4b* je razvidno, da pri trikrat večji nastavitvi pretoka ne dobimo trikratnega pomika batnice. Razlog je verjetno v trenutnem odprtju ventila (hiter – koračni signal). Nastopijo vztrajnostne masne sile, hidravlični udar – porast tlaka preko nastavitve varnostnega ventila. Za določen, sicer kratek čas je ta vsaj delno odprt in tako del hidravličnega toka del časa teče skozenj v rezervoar. Vendar varnostnega ventila zaradi njegove konstrukcijsko-funkcijske izvedbe ni bilo možno nastaviti na višjo vrednost.

Razlika med pomiki batnic oljnega in vodnega hidravličnega valja, predvsem pri nižjih pretokih, je verjetno v različni funkcionalno-konstrukcijski izvedbi oljnega in vodnega varnostnega ventila, v različnih časih pospeševanj in pojemanj, različni stisljivosti kapljev in različnih elastičnosti in dolžinah gibkih in jeklenih cevi itd. Pri največjem merjenem pretoku (33 l/min) in tlaku (160 bar) oba hidravlična valja, oljni in



a)



b)

Slika 4. Pomik batnice hidravličnega valja v odvisnosti od znanega pretoka in tlaka za a) oljno in b) vodno preizkuševališče po korekciji prekritja (masa = 163 kg horizontalno, koračni signal)

vodni, opravita podobno dolge gibe batnic (sliki 4a in 4b).

Delovni tlaki pri delovanju hidravličnega valja

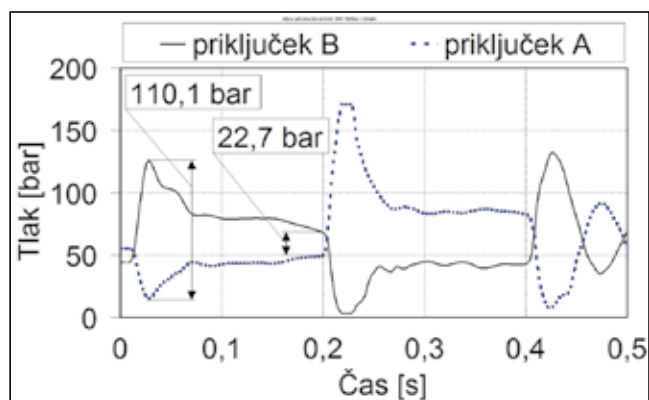
Meritve tlakov na A- in B-priključkih (slika 1) tik pred hidravličnim valjem nam povedo, kakšni so potrebni tlaki za premagovanje trenja tesnil v valju, za premikanje horizontalne mase skupaj s trenjem v kolesih, na katerih se pelje utež, ter za premagovanje

gibanje s konstantno hitrostjo obremenjene batnice hidravličnega valja v horizontalnem položaju, in sicer tako za oljno kot tudi za vodno preizkuševališče.

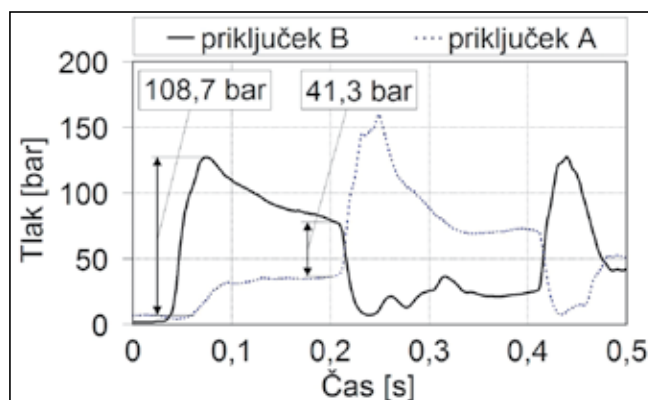
Slika 5a prikazuje rezultate meritev tlakov na A- in B-priključkih ob oljnem hidravličnem valju. Razvidno je, da je razlika tlakov, potrebna za speljevanje uteži $dp_{B-A, \text{spelj.}}$ (125,6 – 15,5), enaka 110,1 bar. Pri gibanju uteži s konstantno hitrostjo pa je razlika tla-

Hidravlični udar pri izklopu ventila

Slika 6 prikazuje povečan detajl (s slike 5) rezultatov meritve spremembe tlakov na A- in B-priključku pri hidravličnem udaru, ki nastane ob zaprtju proporcionalnega potnega ventila poz. 5 iz vzporednega v blokirani, to je ničelni položaj (slika 1). Na sliki 6 je prikazana sprememba tlakov za čas od 0,3 do 0,5 s od začetka meritve, ko se je iz stacionarnega gibanja



a)



b)

Slika 5. Spremembe tlaka na A- in B-priključkih ventila tik pred hidravličnim valjem v odvisnosti od časa za (a) olje, (b) vodo (pretok = 33 l/min, tlak = 160 bar, masa = 163 kg horizontalno, koračni signal)

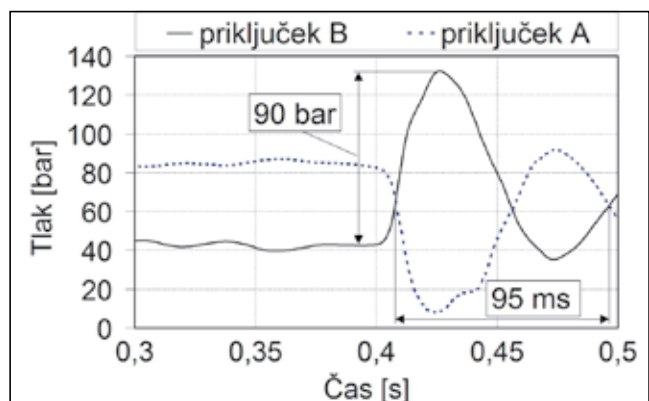
lokalnih izgub pri vtoku in iztoku kapljevine v hidravlični valj oz. iz njega. Linijskih izgub med tema dvema merilnima mestoma ni veliko, saj sta bili tlačni zaznavali vgrajeni tik pred hidravličnim valjem in za njim. Linijske izgube torej lahko zanemarimo.

Slika 5 prikazuje rezultate ene izmed devetih meritev, ki smo jih izvedli in ovrednotili za ugotovitev vpliva pretoka in tlaka na višino potrebne delovnega tlaka za speljevanje in

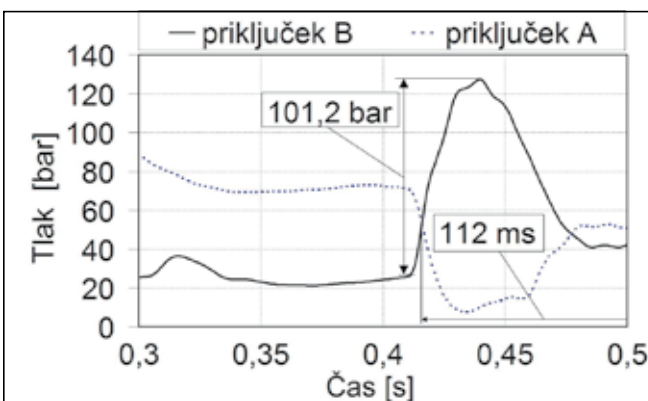
kov med B- in A-priključkom dp_{B-A} , konst. (72,3 – 49,6) enaka 22,7 bar.

Na vodnem preizkuševališču (slika 5b) znaša potrebna razlika tlakov za speljevanje enake uteži kot pri oljnem (127,1 – 18,4) 108,7 bar, kar je za 1,3 % manj kot pri oljnem preizkuševališču. Razlika tlakov, potrebna za gibanje uteži pri konstantni hitrosti za vodno preizkuševališče (78 – 36,7), znaša 41,3 bar, kar je za 82 % več kot pri enakih pogojih pri oljnem preizkuševališču.

batnice nazaj (vzporedni položaj proporcionalnega potnega ventila) ventil zaprl in je nastal hidravlični udar. Porast tlaka ob udaru je predvsem posledica zaustavitve gibajoče se uteži, v manjši meri pa tudi zaustavitve stebra gibajoče se kapljevine v ceveh. Porast tlaka pri hidravličnem udaru je povečanje tlaka glede na predhodno stacionarno stanje. Stacionarno stanje tlaka na B-priključku je v tem primeru odvisno od vseh linijskih in lokalnih izgub od tlačnega zaznavala na B-

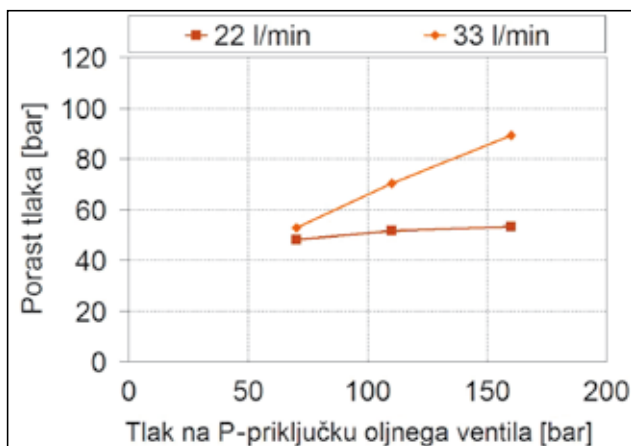


a)

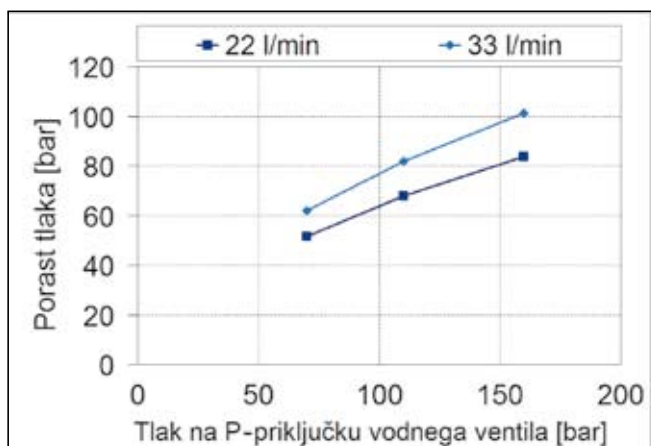


b)

Slika 6. Sprememba tlaka v odvisnosti od časa pri hidravličnem udaru – meritve na A- in B-priključku ventila za: a) olje in b) vodo (pretok = 33 l/min, tlak = 160 bar, masa = 163 kg horizontalno, koračni signal)



a)



b)

Slika 7. Porast tlaka pri hidravličnem udaru na merilnem mestu 21.2 (B-priključek) v odvisnosti od vstopnega tlaka in pretoka na P-priključku ventila za: a) olje in b) vodo (masa = 163 kg horizontalno, koračni signal)

priključku (tik ob hidravličnem valju – sl. 1, poz. 21.2) pa do rezervoarja.

Predhodno stacionarno stanje tlaka na B-priključku oljnega preizkuševališča (sl. 6a) pred pojavom hidravličnega udara je bilo ok. 43 bar, ob izklopu ventila pa je ta absolutni tlak narasel na 133 bar. Na sliki 6a je viden relativni porast tlaka za 90 bar na B-priključku oljnega preizkuševališča po pomiku krmilnega bata potnega ventila v ničelni položaj.

Absolutni stacionarni tlak na B-priključku vodnega proporcionalnega potnega ventila (sl. 6b) pred pojavom hidravličnega udara je bil 26 bar, po zaprtju ventila pa je ta absolutni tlak narasel na 127,2 bar. Porast tlaka na B-priključku je torej znašal 101,2 bar.

Slika 7a prikazuje vpliv vstopnega tlaka in pretoka v oljnem proporcionalnem potnem ventilu na porast tlaka pri hidravličnem udaru. Najvišjo razliko tlakov, 90 bar, smo izmerili prav pri vstopnem tlaku 160 bar in pretoku 33 l/min. Razvidno je, da je pri nižjem vstopnem tlaku (70 bar) vpliv pretoka manjši. Pri 70 bar vstopnega tlaka je razlika med največjim (pri 33 l/min) in manjšim (pri 22 l/min) porastom tlaka pri hidravličnem udaru razmeroma majhna. Razmerje med največjim (pri 33 l/min) in manjšim (pri 22 l/min) porastom tlaka pri hidravličnem udaru pri vstopnem tlaku 160 bar pa je približno 1,5. 1,5-krat višja vrednost porasta tlaka ob hidravličnem udaru ob 1,5-kratnem pretoku pa je

skladna z matematičnim modelom za izračun porasta tlaka. Ta model v tem prispevku ni obravnavan, ker bi bilo to mnogo preobsežno.

Slika 7b prikazuje vpliv vstopnega pretoka in tlaka v vodni proporcionalni potni ventil na velikost hidravličnega udara. Najnižji porast tlakov pri hidravličnem udaru na vodnem preizkuševališču, 51,7 bar, smo izmerili pri vstopnem pretoku 22 l/min in vstopnem tlaku 70 bar. Razlika med največjim (pri 33 l/min) in najmanjšim (pri 22 l/min) porastom tlaka pri 70 bar vstopnega tlaka je tudi pri vodi majhna, in sicer 20 %. Najvišji porast tlaka, 101,2 bar, smo pri vodnem preizkuševališču izmerili v primeru vstopnega pretoka 33 l/min in vstopnega tlaka 160 bar. Pri višjih vstopnih tlakih (160 bar) je porast tlaka pri največjem pretoku (33 l/min) približno 25 % večji kot pri pretoku (22 l/min). Znatno višji porast tlaka ob večjem pretoku je v skladu z matematičnim modelom, vendar izmerjena vrednost znatno odstopa od rezultatov matematičnega modela. Potrebno pa je omeniti, da so trenja (tesnila, vodilni obroči, posnemala, ...) med oljnim in vodnim HV zelo različna in so nam še precej nepoznana.

■ 4 Diskusija

Ob primerjavah dolžine pomikov batnic hidravličnih valjev oljnega in vodnega preizkuševališča ugotavljamo, da se le-te, ne glede na različne parametre pri meritvah, zelo malo razlikujejo. Odstopki v pomikih ba-

tnice hidravličnih valjev med oljnim in vodnim preizkuševališčem so, pri analognih tlakih in pretokih, med -2 in +6 %, odvisno od lege in obremenitve hidravličnega valja. V tem zapisu negativni odstopke pomeni krajši gib batnice vodnega hidravličnega valja, medtem ko pozitivni pomeni daljši gib batnice vodnega hidravličnega valja v primerjavi z gibom oljnega. Takšno odstopanje, do 6 % daljši gibi batnice vodnega hidravličnega valja, je domnevno posledica predvsem različnih stisljivosti kapljev. Voda je za približno 70 % manj stisljiva (razmerje koeficientov stisljivosti: 2,4/1,4) kot mineralno hidravlično olje, tako se batnica vodnega hidravličnega valja bolj »odziva« kot batnica oljnega hidravličnega valja. Če povzamemo: gibanje batnice vodnega hidravličnega valja je primerljivo gibanju batnice oljnega hidravličnega valja. Ker pa nas v aplikativni pogonsko-krmilni hidravliki v večini primerov zanima predvsem stacionarno in dinamično obnašanje izvršilnih sestavin, nam rezultati meritev potrjujejo možnost uporabe vode kot hidravlične kapljevine.

Analitična primerjava potrebnih delovnih tlakov za speljevanje batnice hidravličnega valja oljnega in vodnega preizkuševališča nam pove, da je pri speljevanju batnice vodnega hidravličnega valja (glede na rezultate meritev z oljnega in vodnega preizkuševališča) potreben do približno 20 % višji tlak kot pri speljevanju batnice oljnega hidravličnega valja. To je razumljivo, saj je trenje

pri oljnem hidravličnem valju precej nižje od trenja pri vodnem. To je še toliko bolj razumljivo ob upoštevanju dejstev, da smo pri konstruiranju obeh hidravličnih valjev uporabili enaka tesnila in podobne drsne površine (podobna hrapavost cevi in batnice hidravličnega valja). Kljub do 20 % višjem potrebnem tlaku za speljevanje pri vodnem hidravličnem valju ugotavljamo, da je, ob upoštevanju razlik v parametrih, potrebnih za speljevanje na eni strani vodnega in na drugi oljnega hidravličnega valja, voda sprejemljiva kot hidravlična kapljevina.

Razlike **potrebnih delovnih tlakov za konstantno gibanje batnice** hidravličnega valja med oljnim in vodnim preizkuševališčem so v največji meri posledica večjega trenja znotraj vodnega hidravličnega valja. Dokaz za to so za okoli 20 bar višji delovni tlaki v vodnem hidravličnem sistemu od delovnih tlakov na enakem oljnem hidravličnem sistemu pri enakih obremenitvah. Lahko sklenemo, da so potrebni delovni tlaki za konstantno gibanje batnice hidravličnega valja v vodni hidravliki kljub višjim vrednostim, glede na oljno, sprejemljivi in upravičujejo nadaljnje delo na tem področju ter ne zavirajo nadaljnega razvoja vodne hidravlike. Kljub vsemu pa je jasno, da bo v prihodnje potrebno še veliko storiti za zmanjšanje trenja tesnil znotraj vodnega hidravličnega valja.

Porasti tlakov pri hidravličnem udaru so na vodnem preizkuševališču po pričakovanju višji kot na analognem oljnem preizkuševališču, in sicer za vrednosti med 8 in 14 bar. Na razliko v porastu tlakov pri hidravličnem udaru med vodnim in oljnim hidravličnim sistemom vplivata, poleg že omenjenih različnih stisljivosti kapljevina, še različna koeficienta trenja znotraj vodnega in oljnega hidravličnega valja ter gravitacija v povezavi z manjšo stisljivostjo vode (utež in hidravlični valj v vertikalnem položaju – največja razlika: 14 bar).

■ 5 Zaključki

V raziskavi ugotovljeni številni stacionarni parametri in parametri pre-

hodnih pojavov vodne hidravlike kažejo na izpolnjevanje osnovnih hidravlično-fizikalnih zakonitosti. Skladno s tem dobimo do 6 % daljši gib batnice vodnega hidravličnega valja v primerjavi s pomikom batnice analognega oljnega hidravličnega valja, do 20 % večji potreben delovni tlak pri speljevanju batnice vodnega hidravličnega valja, do 20 bar večji potreben delovni tlak za konstantno hitrost gibanja batnice vodnega hidravličnega valja ter povprečno do 55 % manjše linijske in lokalne izgube vodnega hidravličnega sistema v primerjavi z enakim oljnim hidravličnim sistemom.

Rezultati raziskav dinamičnih parametrov vodnega preizkuševališča kažejo med 10 in 30 % večje (izmerjene) poraste tlakov pri hidravličnem udaru na vodnem preizkuševališču v primerjavi z rezultati na analognem oljnem preizkuševališču. Računski model [13...15] z upoštevanimi enakimi pogoji in parametri, kot so na realnem preizkuševališču, podaja za približno 36 % večje poraste tlakov pri hidravličnem udaru na vodnem sistemu v primerjavi z enakim oljnim. To je v skladu s fizikalnimi zakonitostmi.

Primerjalna analiza delovanja vodne pogonsko-krmilne hidravlike v primerjavi z delovanjem analogne oljne nam pokaže, da je vodna hidravlika za večino opazovanih parametrov funkcionalno primerljiva z oljno hidravliko. Ugotavljamo pa tudi, da sicer višje trenje znotraj sestavin vodne hidravlike ne vpliva bistveno na stacionarne parametre delovanja (osnovno funkcionalnost). Višje trenje pri vodi v primerjavi z oljem se odraža predvsem pri nekaterih dinamičnih parametrih, kot so razmeroma omejene frekvence odzivov ventila in hidravličnega valja ter znatno večje dušenje nihanj pri hidravličnem udaru. Slednje je vzrok za opazno nižje vrednosti izmerjenih amplitud pri hidravličnem udaru v primerjavi z izračunanimi.

Vodna pogonsko-krmilna hidravlika ima torej vse možnosti, da se ob večji razvojni volji in naravovarstveni zavesti uveljavi in s tem pripomore k

čistejši oziroma okolju bolj prijazni prihodnosti.

Literatura

- [1] M. Kalin, F. Majdič, J. Vižintin, J. Pezdirnik, I. Velkavrh, Analyses of the Long-Term Performance And Tribological Behaviour of an Axial Piston Pump Using Dimond-like-Carbon-Coated piston Shoes and Biodegradable Oil, *Journal of Tribology*, 2008, vol. 130.
- [2] M. Kalin, F. Majdič, J. Vižintin, J. Pezdirnik, Performance of axial piston pump using DLC-coated piston shoes and biodegradable oil. In: *The 12th Nordic Symposium on Tribology*, Helsingor, Denmark, June 7–9, 2006. *Nordtrib 2006*. (2006), 10 pgs.
- [3] M. Kalin, J. Vižintin, A comparison of the tribological behaviour of steel/steel, steel/DLC and DLC/DLC contact when lubricated with mineral and biodegradable oils. *Wear* 261 [1] (2006).
- [4] J. Barriga, M. Kalin, K. Van Acker, K. Vercammen, A. Ortega, L. Leiaristi, Tribological performance of titanium doped and pure DLC coatings combined with a synthetic bio-lubricant. *Wear* 261, (2006) 9–14.
- [5] M. Kalin, J. Vižintin, K. Vercammen, A. Arnšek, J. Barriga, K. Van Acker, Tribological performance of lubricated DLC coatings using biodegradable oils. *The coatings in Manufacturing Engineering*, (2004) 457–465.
- [6] J. Barriga, M. Kalin, K. Van Acker, K. Vercammen, A. Ortega, L. Leiaristi, Tribological characterisation and validation of carbon based coatings combined with bio-lubricants. *Proceedings of the 11th Nordic Symposium on Tribology*. Norway, June 2004, pgs. 508–517.
- [7] W. Backe, Water- or oil-hydraulics in the future, *SICFP'99*, May 26–28, 1999, Tampere, Finland, pgs. 51–65.
- [8] E. Trostmann, *Water hydraulics control technology*; Lyngby 1996, Tech. Univ. Denmark.
- [9] F. Majdič, J. Pezdirnik, M. Kalin, *Comparative tribological inve-*

- stigations of continuous control valves for water hydraulics, The Tenth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'07, May 21–23, 2007, Tampere, Finland.
- [10] F. Majdič, J. Pezdirnik, M. Kalin, An analytical comparison of hydraulic systems based on water and on oil, 7th JFPS Inter. Symposium on Fluid Power – Toyama, Japan, 15. Sept. 2008.
- [11] F. Majdič, J. Pezdirnik, Advances in water power-control hydraulics experimental research, *Strojniški vestnik – Journal of Mechanical Engineering* 54(2008)12, 841–849.
- [12] F. Majdič, J. Pezdirnik, Oil- and water-based continuous control valve, *Industrial Lubrication and Tribology*, Volume 62, Number 3, 2010, 136–143.
- [13] F. Majdič, Voda kot hidravlična kapljevina, doktorska disertacija, 2010, Ljubljana.
- [14] J. Pezdirnik, F. Majdič, Transient phenomena in gradual changes of hydraulic fluid flow, 6th International Conference on Fluid Power (IFK) 2006, Aachen, Germany.
- [15] J. Pezdirnik, Prehodni pojavi pri hidravličnih napravah v železarstvu, magistrsko delo, Ljubljana, 1984.

Zahvala

Avtorji se zahvaljujemo Slovenski raziskovalni agenciji (ARRS), ki je finančno podprla ta projekt (št. proj.: L2-9407, l. 2006). Podjetju TAJFUN Planina, d. o. o., smo iskreno hvaležni za sofinanciranje projekta. Večino sestavin oljnega dela preizkuševališča je prispevalo podjetje KLADIVAR Žiri, d. d., polovico vseh potrebnih gibkih cevi pa podjetje HIB Kranj, hidravlično mineralno olje v oljnem delu preizkuševališča je dalo podjetje OLMA, d. d. Vsem omenjenim se zahvaljujemo za pomoč.

Functional Comparison between Water and Oil Power-Control Hydraulics

Abstract: Environmental protection regulations are becoming increasingly strict. Using water instead of hydraulic mineral oil in power-control hydraulic systems we can make a very positive step in complying with these regulations. However, introducing water instead of oil in power-control hydraulics is rather novel and difficult task. The reason and risk lay in several specifics of water compared to the relative well known properties of hydraulic mineral oil.

Double, water and oil, test rig was built up and used in our laboratory (Laboratory for Power-Control Hydraulics (LPCH)) for the comparative tests of water and oil hydraulic system. The double test rig and the two functionally adequate valves, using two different fluids, served for analytical comparison of parameters and properties.

Figure 1 shows the functional hydraulic scheme of the water part of the test rig. The mineral-oil part of the test rig is analogous, therefore it is not extra presented.

Figure 2 shows the appearance of the water part of the test rig.

Figure 3 shows the measurement results of piston/piston rod stroke of once water and secondly oil cylinder each of them controlled with own proportional valve, one with water valve and the other with oil valve. Inlet pressure was up to 160 bar and flow from 11 up to 33 lpm. No significant differences were observed, even at different inlet flows and pressures (*Figure 4.a* for oil and *Figure 4.b* for water).

Figure 5 shows one of the measurement results at transient phenomena and further stationary movement of the cylinder at inlet flow 33 lpm, inlet pressure 160 bar and loaded hydraulic cylinder with roller-guided mass of 163 kg moving in horizontal direction.

Figures 6.a (oil) and *6.b* (water) show a detail from Fig. 5. It is the pressure surge effect proceeding from closing the proportional valve at the flow 33 lpm, inlet pressure 160 bar and hydraulic cylinder loaded with roller-guided mass of 163 kg in moving in horizontal direction.

Figures 7.a (oil) and *7.b* (water) show dependences of inlet pressure and flow on intensity of water pressure surge effect. The pressure increase at this effect was in water hydraulic system between 8 and 14 bar higher than in similar oil hydraulic system.

The results of presented research work show that we can be optimistic about usability of water power-control hydraulics in future. The overall results were better as being expected.

Keywords: Water, Mineral oil, Power control, Hydraulics, Proportional spool sliding valve