

UDK 621.671

Karakteristika rotorja in spiralnega okrova v odvisnosti od geometrije centrifugalne črpalke

FRANC SCHWEIGER

1. UVOD

Namen raziskovalne naloge je poiskati zvezo med geometrijo črpalke in hidravličnimi parametri. Ta teoretična zveza, potrjena z eksperimentalnimi podatki, nam bo dala osnovo za vnaprejšnje določanje optimalnih pogonskih točk. Podobno pa bo že pri znani optimalni točki mogoče z veliko natančnostjo določiti spremembe v geometriji črpalke za spremenjene pogonske pogoje, ki pa seveda ne ustrezajo karakteristiki črpalke. Teorija in eksperimentalni podatki nam bodo pokazali, koliko je treba spremeniti geometrijo rotorja ali spiralnega okrova, da bomo zadostili razmeram nove pogonske točke ter hkrati obratovali v točki maksimalnega izkoristka.

Inštitut za turbinske stroje je že obdeloval to problematiko [1] in prikazal zakonitost med geometrijo črpalke in hidravličnimi parametri. Tudi iz literature [2] so znani podobni sklepi, vendar brez globlje razlage pojavov strujanja. V knjigi [3] sta delno podani teorija in fizikalna razlaga pogojev strujanja. Vsa navedena dela kažejo na pomembnost problematike in na velike prednosti poznavanja teoretičnih osnov.

Jedro nadaljnjih raziskav je poglobiti in obdelati teoretične osnove, razčleniti geometrijo črpalke ter dognati vpliv posameznih parametrov na karakteristiko črpalke. Preizkusi naj teoretične izsledke osvetlijo in omogočijo uporabo dobljenih rezultatov, če je mogoče tudi na območju, ki ni bilo s preizkusi obdelano.

Zgodovinsko je bila črpalka obravnavana samo s stališča rotorja, kjer je bila uporabljena Eulerjeva enačba kot osnova za preračun črpalke. Novejša raziskovanja pa kažejo, da je spiralni okrov enako pomemben kakor sam rotor. Spiralni okrov ne sprejema samo toka iz rotorja, ampak bistveno vpliva s svojo velikostjo in obliko na obratovalno točko črpalke. Geometrija obeh elementov ter njun vpliv na delovanje črpalke tvorijo osnovne parametre, ki karakterizirajo in določajo pogonsko točko črpalke.

Teoretična uskladitev geometrijskih parametrov s hidravličnimi in razširitev teh izsledkov na različne specifične vrtilne hitrosti nam dajejo vpogled v obnašanje centrifugalnih črpalk na širokem območju.

2. TEORIJA

Pretok skozi rotor centrifugalne črpalke si predstavljamo kot vir niza vrelcev, ki izvirajo centralno iz osi rotorja, na katere pa superponiramo krožno gibanje. Rezultirajoči tok, ki potem izstopa iz rotorja črpalke, je spiralni tok. Za tako izbrani tok uporabljamo Eulerjevo enačbo, kjer predpostavljamo pravokoten vstop brez vrtnične komponente in tako dobimo:

$$Y_{th} = u_2 c_{u2} \quad (1)$$

$$\tan \beta_2 = \frac{c_{m2}}{u_2 - c_{u2}} \quad (2)$$

kjer pomenijo:

u_2 — obodno hitrost na izstopu,

c_{u2} — obodno komponento absolutne hitrosti,

c_{m2} — pretočno hitrost,

β_2 — izstopni kot.

Z združitvijo enačb (1) in (2) dobimo

$$Y_{th} = u_2^2 - \frac{u_2 c_{m2}}{\tan \beta_2} \quad (3)$$

Vpeljemo Busemannov korekcijski koeficient h_0 in dobimo Eulerjevo enačbo izraženo v obliki:

$$Y_{th} = h_0 u_2^2 - \frac{u_2 c_{m2}}{\tan \beta_2} \quad (4)$$

kjer je $h_0 = f(\beta_2, D_1/D_2, z)$.

z pomeni število lopatic.

Enačbo (4) delimo z u_2^2 ter dobimo:

$$\frac{Y_{th}}{u_2^2} = h_0 - \frac{c_{m2}}{u_2 \tan \beta_2} \quad (5)$$

Z vpeljavo hidravličnega izkoristka η_h , lahko enačbo (5) pišemo:

$$\frac{Y}{\eta_h u_2^2} = h_0 - \frac{c_{m2}}{u_2 \tan \beta_2} \quad (6)$$

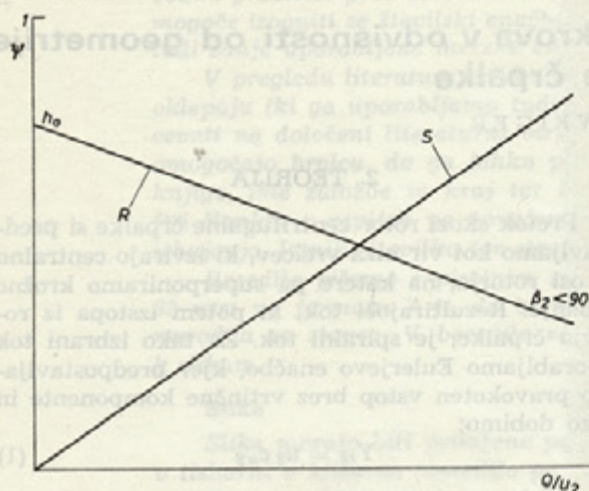
Pretočno hitrost v enačbi (6) nadomestimo s pretočno količino Q in dobimo:

$$\frac{Y}{\eta_h u_2^2} = h_0 - \frac{Q/u_2}{\pi D_2 b_2 \tan \beta_2} \quad (7)$$

Člen na levi strani enačbe (7) nadomestimo s tlačnim številom ψ in imamo:

$$\psi = h_0 - \frac{Q/u_2}{\pi D_2 b_2 \tan \beta_2} \quad (8)$$

Gornja enačba pomeni teoretično karakteristiko rotorja črpalke, ki je padajoča in to za kote $\beta_2 < 90^\circ$, slika 1.



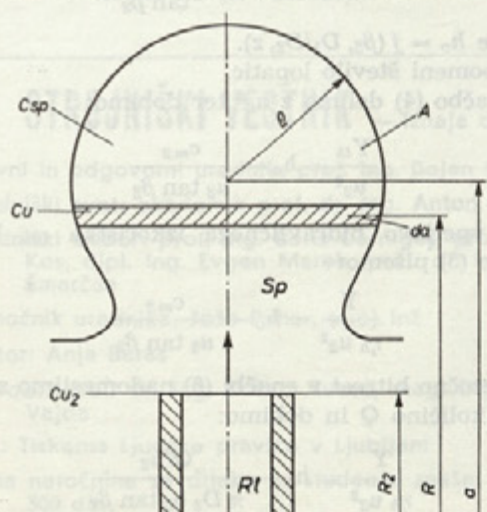
Sl. 1. Karakteristika rotorja in spiralnega okrova

R — karakteristika rotorja
S — karakteristika spiralnega okrova

Poiščemo še teoretično karakteristiko spirale, ki jo dobimo, če enačbo (1) delimo z u_2^2 in vpeljemo hidravlični izkoristek črpalke η_A .

$$\psi = \frac{c_{u2}}{u_2} \quad (9)$$

Poiščemo zvezo med srednjo hitrostjo v grlu spirale in obodno komponento absolutne hitrosti. Dodatno predpostavimo, da naj strujanje na izstopu iz rotorja in v spirali poteka po zakonu prostega vrtnica, kar je primer strujanja, ki ga opazamo pri normalnih okoliščinah v spiralnem okrovu.



Sl. 2. Rotor in spiralni okrov

Rt — rotor
Sp — spiralni okrov

Glede na gornje predpostavke, slika 2, lahko pišemo:

$$c_u \cdot R = c_{u2} R_2 = \text{const.} \quad (10)$$

oziroma

$$c_{sp} A = \int c_u \cdot da \quad (11)$$

Enačbi (10) in (11) združimo ter imamo

$$\frac{c_{sp}}{c_{u2}} = \frac{R_2}{A} \int \frac{da}{R} \quad (12)$$

Enačbo (12) vstavimo v enačbo (9) in dobimo karakteristiko spirale.

$$\psi = \frac{Q}{u_2} \frac{1}{R_2} \int \frac{da}{R} \quad (13)$$

Karakteristika spirale ima obratni potek od karakteristike rotorja in narašča s pretočno količino, slika 1.

Presečišče obeh karakteristik, izraženih v enačbah (8) in (13), nam da optimalno pogonsko točko črpalke.

Analične vrednosti obeh parametrov za optimalno točko so naslednje

$$\psi = \frac{h_0}{1 + \frac{1}{\pi D_2 b_2 \tan \beta_2} \cdot \frac{1}{R_2} \int \frac{da}{R}} \quad (14)$$

$$\frac{Q}{u_2} = \frac{h_0}{\frac{1}{R_2} \int \frac{da}{R} + \frac{1}{\pi D_2 b_2 \tan \beta_2}} \quad (15)$$

Posamezne oblike prereзов določajo vrednost integrala v enačbi (13). Za okrogli prerez dobimo naslednji izraz, slika 2:

$$\psi = \frac{Q}{u_2} \frac{1}{\pi D_2 (a - \sqrt{a^2 - r^2})} \quad (16)$$

Splošno pa lahko poljubno obliko prereza spiralnega okrova predstavimo kot kvadratni prerez, za katerega dobi enačba (13) obliko:

$$\psi = \frac{Q/u_2}{A} \frac{2 \sqrt{A/D_2}}{\ln(1 + 2 \sqrt{A/D_2})} \quad (17)$$

Parametra, ki določata optimalno točko črpalke za kvadratni prerez spiralnega okrova, sta dobljena iz enačb (14) in (15), torej:

$$\psi = \frac{h_0}{1 + \frac{\ln(1 + 2 \sqrt{A/D_2})}{2 \sqrt{A/D_2}} \frac{A}{\pi D_2 b_2 \tan \beta_2}} \quad (18)$$

oziroma

$$\frac{Q}{u_2} = \frac{h_o}{\frac{2 \sqrt{A/D_2}}{A \ln(1 + 2 \sqrt{A/D_2})} + \frac{1}{\pi D_2 b_2 \tan \beta_2}} \quad (19)$$

Z dano geometrijo črpalke lahko iz enačb (18) in (19) predvidimo teoretično pogonsko točko. Pri dodatnem znanem hidravličnem izkoristku, ki ga ocenimo ali poznamo iz izkušenj, lahko dobimo dejansko pogonsko točko.

3. PREIZKUSI

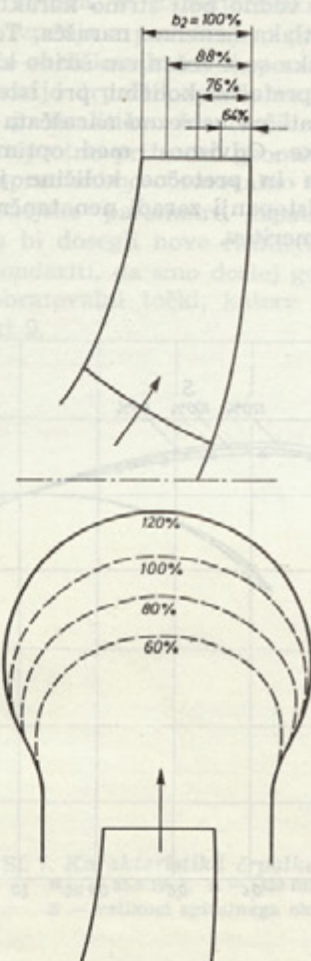
3.1. Modeli

Za raziskovalno delo smo izbrali centrifugalno črpalko s specifično vrtilno hitrostjo $n_{gy} = 85,5 \times 10^{-3}$. Spremembe v geometriji črpalke smo opravili na rotorju črpalke in na spiralnem okrovu. Aksialno širino rotorja, slika 3, smo spreminjali tako, da je bil rotor črpalke preizkušan pri 100 % širine kanala ter nadalje zožen še na 88 %, 76 % in 64 % širine rotorjevega kanala. Posamezne prereze spiralnega okrova smo spreminjali sorazmerno glede na maksimalni prerez spirale. Maksimalni prerez spirale, slika 3, pa smo spreminjali procentualno takole: 60 %, 80 %, 100 %, 120 %. Spiralni okrov s 100 % maksimalnega prereza ustreza prerezu, dobljenem s hidravličnim izračunom. Posamezni rotor z izbrano aksialno širino je bil preizkušan v vseh štirih različno velikih spiralnih okrovi.

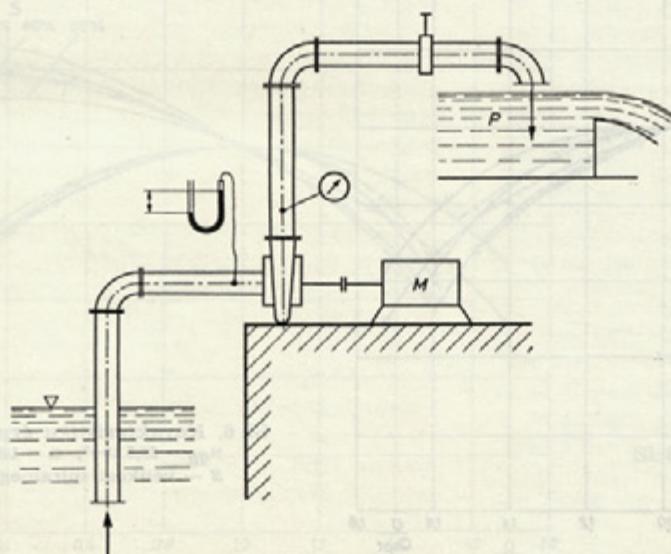
3.2. Postaja

Vsi preizkusi so bili opravljeni na postaji za preizkušanje centrifugalnih črpalk, slika 4. Postaja je odprtega tipa, pri katerem črpamo vodo iz odprtega bazena v pretočni preliv, kjer tudi merimo

pretočno količino. Totalni tlak dobimo iz razlike tlakov na sesalni in tlačni strani črpalke. Za merjenje moči smo uporabili že umerjeni elektromotor. Vrtilno hitrost smo merili s tahometrom.



Sl. 3. Dimenzije rotorja in spiralnega okrova



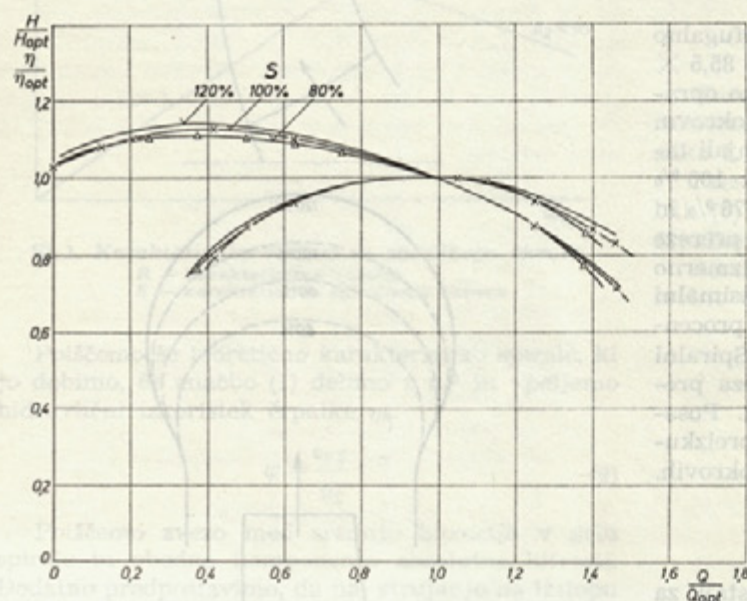
Sl. 4. Postaja za preizkušanje črpalk
M — elektromotor
P — preliv

3.3. Rezultati

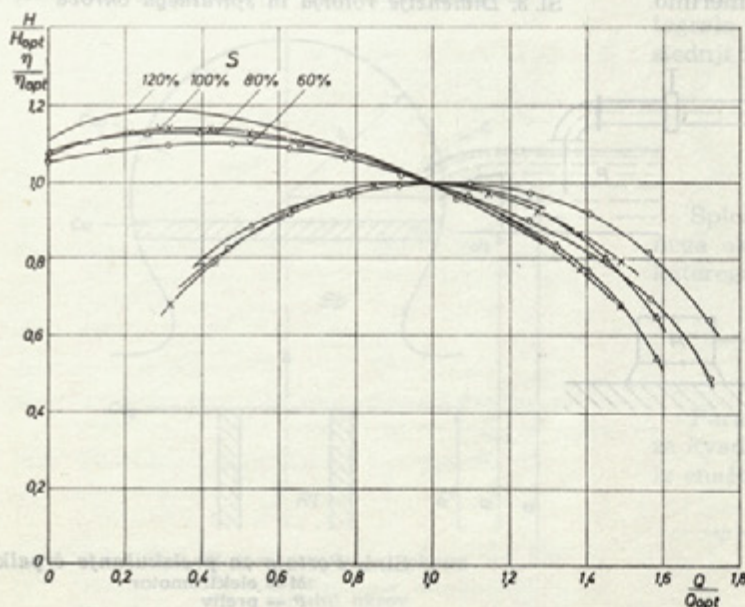
Postopno zoženje rotorjevega kanala vpliva na potek karakteristike črpalke podobno kakor sprememba zunanje premera rotorja. Z oženjem kanala dobimo vedno bolj strmo karakteristiko, tako da gradient tlaka nenehno narašča. Točka optimalnega izkoristka se z večanjem širine kanala pomika proti večji pretočni količini pri istem spiralnem okrovu. Hkrati pa ustrezno naraščata tlak in izkoristek črpalke. Odvisnost med optimalnimi vrednostmi tlaka in pretočne količine je linearna z majhnimi odstopanji zaradi nenatančnosti izdelave, montaže in meritev.

Primerjava karakteristik črpalke pri enaki aksialni širini rotorja ter spremenljivi velikosti spiralnega okrova kaže podobno odvisnost, kakršna je pri spreminjanju aksialne širine rotorja. Z večanjem prereza spiralnega okrova povečujemo pretočno količino in izkoristek črpalke, medtem ko se tlak črpalke niža. Rezultati raziskav pri različni geometriji črpalke so prikazani na slikah 5, 6, 7 in 8.

Za vsako poljubno izbrano pogonsko točko dobimo lahko z interpolacijo geometrije rotorja ali spiralnega okrova zaželeno delovanje.



Sl. 5. Karakteristika črpalke $b_2 = 100\%$
 $n_{gy} = 85,5 \cdot 10^{-3}$, $n = 1450 \text{ min}^{-1}$
 S — velikost spiralnega okrova

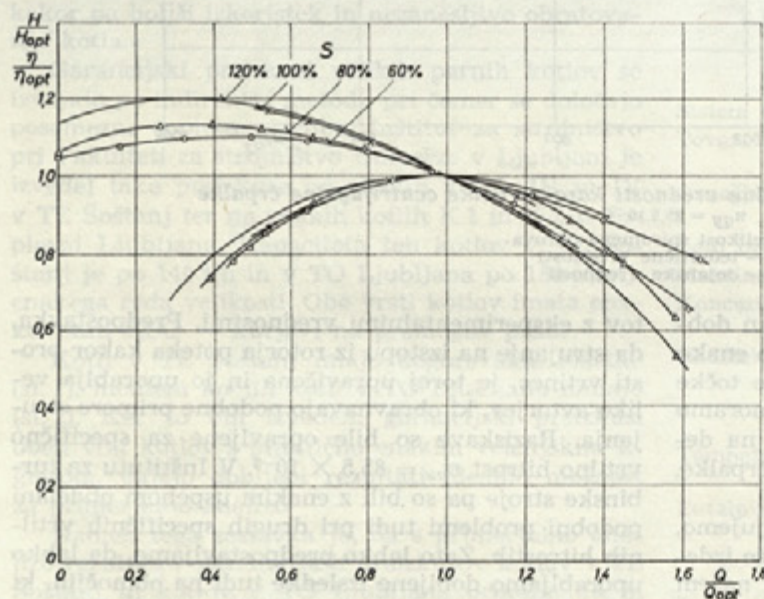


Sl. 6. Karakteristika črpalke $b_2 = 88\%$
 $n_{gy} = 85,5 \cdot 10^{-3}$, $n = 1450 \text{ min}^{-1}$
 S — velikost spiralnega okrova

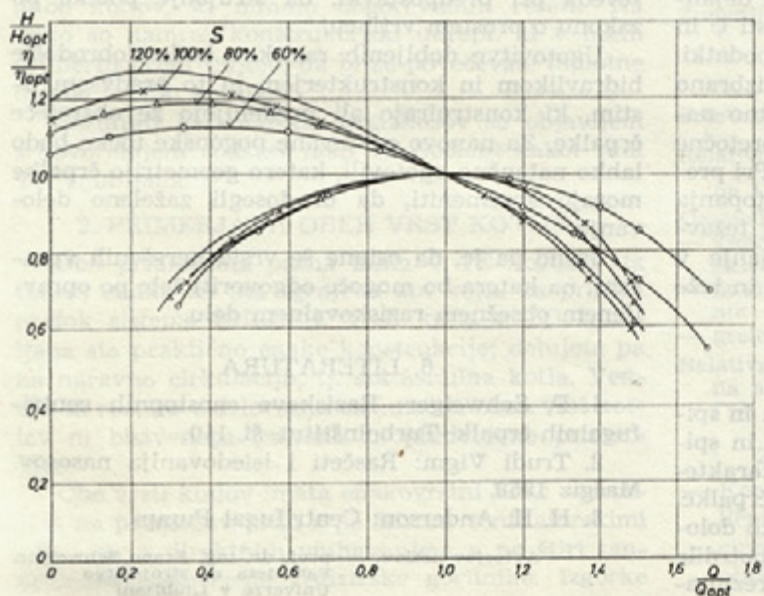
4. RAZPRAVA

Teorija nam da teoretično obratovalno točko črpalke, ki ustreza optimalnim okoliščinam. Podrobna analiza enačb (18) in (19) tudi pove, da s spreminjanjem geometrije črpalke, to je rotorja in spiralnega okrova, lahko dosežemo poljubno obratovalno točko, vendar z nekaterimi omejitvami. Globlji vpogled v dogajanja, ki se pojavljajo pri spremenjeni geometriji črpalke, nam da enačbi (8) in (13). Iz spreminjanja geometrije rotorja po enačbi (8) izhaja, da se obratovalna točka pomika vzdolž karakteristike spiralnega okrova. Nasprotno pa vidimo — enačba (13) —, da s spreminjanjem geometrije spiralnega okrova potuje obratovalna točka vzdolž karakteristike rotorja. Dobimo dva po-

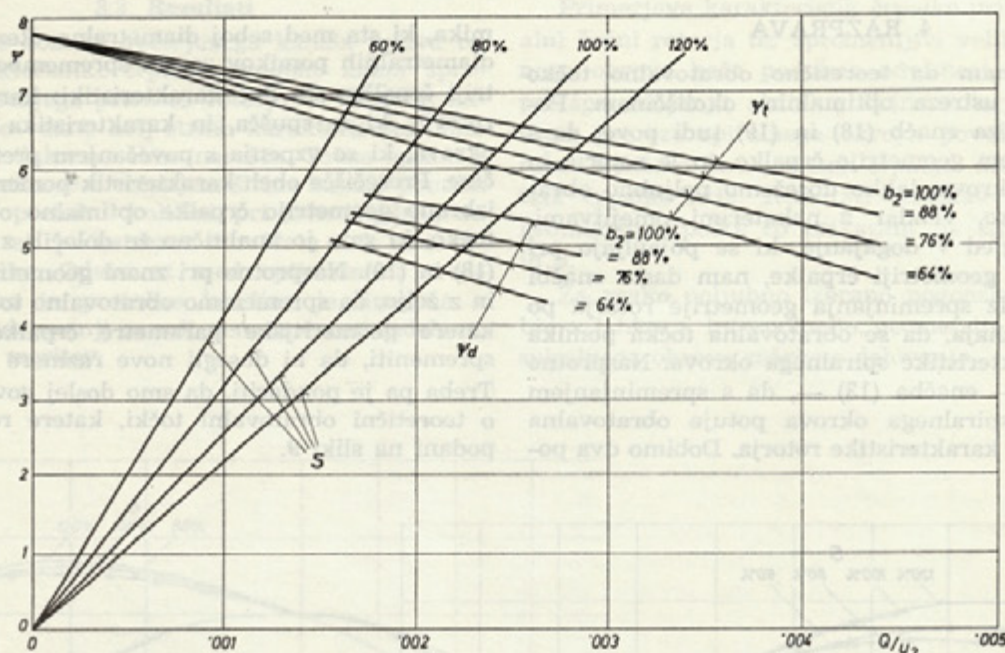
mika, ki sta med seboj diametralna. Rezultat obeh diametralnih pomikov zaradi spremembe v geometriji črpalke, sta dve karakteristiki: karakteristika rotorja, ki se spušča, in karakteristika spiralnega okrova, ki se vzpenja s povečanjem pretočne količine. Presečišče obeh karakteristik pomeni za vsako izbrano geometrijo črpalke optimalno obratovalno točko, ki smo jo analitično že določili z enačbama (18) in (19). Nasprotno pri znani geometriji črpalke in z željo, da spremenimo obratovalno točko, vemo, katere geometrijske parametre črpalke moramo spremeniti, da bi dosegli nove razmere delovanja. Treba pa je poudariti, da smo doslej govorili samo o teoretični obratovalni točki, katere rezultati so podani na sliki 9.



Sl. 7. Karakteristika črpalke $b_2 = 76\%$
 $n_{qy} = 85,5 \cdot 10^{-3}$, $n = 1450 \text{ min}^{-1}$
 S — velikost spiralnega okrova



Sl. 8. Karakteristika črpalke $b_2 = 64\%$
 $n_{qy} = 85,5 \cdot 10^{-3}$, $n = 1450 \text{ min}^{-1}$
 S — velikost spiralnega okrova



Sl. 9. Teoretične in eksperimentalne vrednosti karakteristike centrifugalne črpalke

$n_{qv} = 85,5 \cdot 10^{-3}$
 S — velikost spiralnega okrova
 ψ_t — teoretične vrednosti
 ψ_d — dejanske vrednosti

Preizkusi potrjujejo teoretične rezultate in dobjeni eksperimentalni podatki, slika 9, kažejo enako težnjo sprememb kakor teoretične pogonske točke pri enaki geometriji črpalke. Dodatno pa moramo pri preračunavanju s teoretičnih vrednosti na dejanske upoštevati še hidravlični izkoristek črpalke, da bi dobili dejansko pogonsko točko.

Hidravlični izkoristek črpalke lahko ocenjujemo, oziroma ga dobimo iz statističnih podatkov že izdelanih črpalk, ki ustrezajo izbranim tipom. V našem primeru je bil hidravlični izkoristek ugotovljen s preizkusom in tega uporabimo pri izračunu dejanskih vrednosti. Izračunane dejanske vrednosti ψ in Q/U_2 se dobro ujemajo z eksperimentalnimi podatki. Odstopanja so neznatna, tako da lahko za izbrano območje specifične vrtilne hitrosti z zadostno natančnostjo izračunamo dejanske vrednosti pretočne količine in tlaka že iz teoretičnih podatkov. Pri pretirani spremembi geometrije črpalke so odstopanja večja. Ocenitev hidravličnega izkoristka je težavnejša, ker ni statističnih podatkov. Strujanje v črpalci je v takih primerih bolj kompleksno in teže razumljivo.

5. SKLEP

Vpeljava teoretičnih karakteristik rotorja in spiralnega okrova povezuje geometrijo rotorja in spiralnega okrova. Presečišče obeh teoretičnih karakteristik nam daje teoretično pogonsko točko črpalke. Pri znanem hidravličnem izkoristku pa lahko določimo pogonsko točko črpalke. Raziskave so potrdile pravilnost teorije in skladnost preizkusnih rezulta-

tov z eksperimentalnimi vrednostmi. Predpostavka, da strujanje na izstopu iz rotorja poteka kakor prosti vrtilinec, je torej upravičena in jo uporabljamo veliko avtorjev, ki obravnavajo podobne primere strujanja. Raziskave so bile opravljene za specifično vrtilno hitrost $n_{qv} = 85,5 \times 10^{-3}$. V Inštitutu za turbine stroje pa so bili z enakim uspehom obdelani podobni problemi tudi pri drugih specifičnih vrtilnih hitrostih. Zato lahko predpostavljamo, da lahko uporabljamo dobljene izsledke tudi na območjih, ki so zunaj obravnavanih specifičnih vrtilnih hitrosti, seveda pri predpostavki, da strujanje poteka po zakonu o prostem vrtilincu.

Ugotovitve dobljenih raziskav bodo dobrodošle hidravlikom in konstrukterjem in to predvsem tistim, ki konstruirajo ali predelujejo že obstoječe črpalke. Za nanovo zahtevane pogonske točke bodo lahko natančno ugotovili, katero geometrijo črpalke morajo spremeniti, da bi dosegli zaželeno delovanje.

Jasno pa je, da ostane še vrsta nerešenih vprašanj, na katera bo mogoče odgovoriti šele po opravljenem obsežnem raziskovalnem delu.

6. LITERATURA

1. F. Schweiger: Raziskave enostopnih centrifugalnih črpalk. Turboinstitut. št. 110.
2. Trudi Vigmo: Rasčeti i isledovanja nasosov. Mašgiz 1958.
3. H. H. Anderson: Centrifugal Pumps.

Avtorjev naslov: prof. dr. ing. Franc Schweiger,
 Fakulteta za strojništvo
 Univerze v Ljubljani