

UDK 621.67

Raziskave in razvoj inducerjev — predstopenj za doseg ekstremnih sesalnih višin črpalk

BORIS VELENŠEK

UVOD

Sodobne toplotne in jedrske elektrarne z enotami estremnih moči (tudi prek 1000 MW) terjajo takšne kondenzatne črpalke, ki morajo zagotoviti hidravlične, energijske in kavitacijske (sesalne) dosežke v širokem obratovalnem območju od najmanjših do največjih pretokov. Prav tako se pojavljajo velike zahteve po velikih sesalnih sposobnostih črpalk pri črpanju tekočin pri temperaturah blizu vrelišča v procesni industriji. Ekstremne sesalne sposobnosti lahko dosežemo na več načinov. Vendar pa se je v zadnjih letih za izboljšanje sesalnih sposobnosti črpalk najbolj obnesel kavitirajoči inducer, ki zagotavlja brezkvitacijsko obratovanje centrifugalnega rotorja vse do največjih sesalnih višin, ki ustrezajo zlomu karakteristike črpalke zaradi kavitacije. Poleg tega je inducer zaradi svoje preprostosti in majhne dodatne teže najprimernejša rešitev.

Primarna funkcija inducerja je, da kot posebno konstruirana aksialna predstopnja obratuje s kavitacijo in enakomerno dodaja gibalno veličino fluidu, ki vstopa v naslednjo stopnjo. Takšni pogoji obratovanja terjajo dolge prehode z določenimi deli lopat, ki kavitirajo. Po drugi strani prinesejo dolgi deli dodatne izgube zaradi trenja in zmanjšujejo izkoristek. Vendar so tako eksperimentalne raziskave kakor tudi izkušnje pri dosednji uporabi inducerjev pokazale, da je mogoče te pomanjkljivosti zmanjšati in sta manjši izkoristek in škoda zaradi kavitacijske erozije več ko kompenzirana z izboljšanjem sesalnih dosežkov.

Ugodne kavitacijske karakteristike, ki so bile dosežene ob neznatnem zmanjšanju izkoristka, so upravičile uporabo inducerja kot predstopnjo velikih industrijskih črpalk vodilnih izdelovalcev turbinske opreme v svetu. Ker so raziskovalni dosežki teh izdelovalcev v glavnem njihova poslovna skrivnost, se je pokazala potreba po lastnih raziskavah.

Po naročilu LITOSTROJA in ob sofinanciranju RAZISKOVALNE SKUPNOSTI SLOVENIJE in TURBOINŠTITUTA je TURBOINŠTITUT prvi v Jugoslaviji in eden redkih v svetu skozi več let eksperimentalno in teoretično raziskoval in razvijal inducerske in superkavitacijske predstopnje kondenzatnih in procesnih črpalk. Sesalne sposobnosti razvitih sistemov so v posebnih primerih dosegle vrednosti NPSH tudi pod 1 m (kar ustreza kritični sesalni višini več ko 9 m).

Dosedanji rezultati so pokazali, da je inducer tako iz kavitacijskih, hidravličnih in energijskih kakor tudi ekonomskih razlogov najprimernejša re-

šitev za izboljšanje sesalnih sposobnosti eno- in večstopenjskih centrifugalnih črpalk. Vendar je treba raziskati še nekatere pojave, ki so posledica kavitacije in pridejo zlasti do izraza pri izvedbah, kjer neugodno vplivajo na obratovanje in obstojnost stroja. Ti pojavi so:

- zmanjšanje izkoristka,
- poškodbe delov stroja zaradi kavitacijske erozije,
- vibracije in šum.

Do določene stopnje je vse te pojave mogoče študirati in raziskati na modelu in tako podaljšati dobo trajanja izvedbe.

Ker sta propelerni in vijačni inducer primer kavitirajoče črpalke, dobimo po določenem času obratovanja na površini lopat erozijske poškodbe. Z namenom, da do takšnih poškodb ne bi prišlo, smo razvili posebno obliko lopatičnega profila, ki jo imenujemo superkavitacijski profil. Pri takšnem profilu se kavitacijska kaverna, ki se pojavi na ostrem vstopnem robu, širi vzdolž lopate in sega za izstopni rob. Implozije kavitacijskih mehurčkov oziroma kolaps kaverne se pojavi v toku za lopato. Tako je tveganje za erozijo manjše kakor pri lopatičnem profilu klasičnega (subkavitacijskega) inducerja.

IZRAČUN INDUCERJA

Izhodišča

Ker je inducer rotor aksialnega ali vijačnega tipa, ima strmo hidravlično karakteristiko $H = H(Q)$, to še zlasti velja za inducerje z majhnim naklonom lopat, kjer se dobavna višina inducerja zelo manjša z naraščanjem pretoka. Pri največjih pretokih, ki leže daleč od področja optimalne točke, lahko postane inducer tudi škodljiv. (V tem področju so lahko sesalne karakteristike sistema inducer — glavna črpalka slabše od sesalnih karakteristik same glavne črpalke [1].)

Pri najmanjših pretokih se v inducerju, kakor izhaja iz pogoja o radialnem ravnotežju, pojavlja povratni tok, ki ustvarja na vstopu predrotacijo, ki delno celo izboljšuje kavitacijski dosežek. Pri največjih pretokih pa se lahko pojavlja povratni tok na zunanjih polmerih in tok se izrine proti sredini [3]. Zaradi povratnega toka imamo dodatne izgube, ki še zmanjšujejo dobavno višino inducerja.

Navzočnost obodne komponente hitrosti se delno absorbira v prostoru do centrifugalnega rotorja, po drugi strani pa je centrifugalni rotor projektiran za velike pretoke in zato neobčutljiv za izstopne

razmere inducerja pri delnih obratovnih razmerah.

Pri izračunu inducerja je treba glavno pozornost posvečati izbiri oziroma določitvi optimalne geometrije izstopa (optimalne z vidika antikavitacijskih lastnosti). Osnovne postavke izračuna so:

— tok pred inducerjem nima obodne komponente hitrosti,

— inducer mora razvijati tolikšno hidravlično višino, da glavni rotor ne kavitira,

— kavitacijske sposobnosti inducerja (NPSH) so tem boljše, čim manjši so število, debelina in naklon lopat in čim večje je delitveno razmerje in

— vrtilni hitrosti inducerja in centrifugalnega rotorja sta enaki.

Hidravlični izračun terja obravnavo inducerja in glavnega rotorja kot celoto. Ker pa je bil v obravnavanih primerih glavni rotor serijski izdelek, je bilo potrebno pri izračunu optimalnega inducerja upoštevati hidravlične in kavitacijske dosežke glavnega rotorja.

Hidravlične in kavitacijske zahteve sistema inducer — glavna črpalka uresničuje glede na določanje rezultate [1, 5] inducer, pri katerem so izbrani vstopni računski parametri

$$H_{ind} \geq NPSH_{req \text{ of rot}}$$

in

$$Q_{ind} = 1,2 \text{ do } 1,5 Q_{maks \text{ of rot}}$$

V širokem področju delnih pretokov dosega aksialni inducer dobavno višino, ki zadošča, da naslednja centrifugalna stopnja glavnega rotorja ne kavitira. Krivulja neto pozitivne sesalne višine sistema NPSH inducer — glavna črpalka je pri majhnih pretokih in velikih vpadnih kotih odvisna predvsem od kavitacijske karakteristike inducerja, pri velikih pretokih, kjer inducer ne dosega zadostne višine za preprečitev kavitacije v glavnem rotorju pa je odvisna le od sesalne karakteristike glavnega rotorja.

Osnutek izračuna superkavitacijskega inducerja propelerne tipa izhaja v glavnem iz osnutka izračuna subkavitacijskega inducerja [1]. Sprejemljive teorije, ki bi zadovoljivo obravnavala tok okoli superkavitacijskih lopatičnih profilov v kaskadi, ni. Vzrok je v kompleksnosti samega pojava superkavitacije, kjer je kavitacija neposredno povezana s pulzacijami in nestacionarnostjo toka.

Neodvisno od večje ali manjše uspešnosti posameznih teoretičnih modelov izračuna hidravličnih parametrov toka okoli obtekanega superkavitacijskega profila je vsem teorijam skupna kaverna, ki se začne na ostrem vstopnem robu profila in se širi vzdolž sesalne strani lopatičnega profila ter implokira v toku daleč za odebeljenim izstopnim robom. Ker je tako profil v kaverni, sama oblika sesalne strani lopatičnega profila za kavitacijsko obratovanje stroja ni pomembna. Okamura [8] in Pearsall [6] sta ločeno ugotovila, da ima pri superkavitacij-

skem inducerju s kratkimi lopatami oblika lopatičnega profila le neznaten vpliv na karakteristiko črpalke, to pa je prav nasprotno, kakor je bilo pričakovati na osnovi teoretičnih raziskav.

Opisani vidiki, izhodišča in rezultati nekaterih eksperimentalnih raziskav so bili vodilo pri izračunu naših superkavitacijskih inducerjev propelerne tipa.

Metoda teoretičnega izračuna

V zadnjih letih je bila na Turboinštitutu razvita teoretična metoda izračuna aksialnih turbinskih strojev [3]. Metodo, ki velja za stacionarni in osnosimetrični tok nestisljivega in viskozne fluida, smo uporabili tudi za izračun propelerne inducerjev. Lopatične profile subkavitacijskega oziroma superkavitacijskega inducerja nadomestimo s porazdelitvijo vrelcev in vrtincev in problem obravnavamo s singularitetno metodo. Izračun poteka v dveh korakih:

1. uvodni izračun kot reševanje posrednega problema daje približno rešitev in osnovne parametre za končni korak,

2. končni izračun poteka ob reševanju neposredne naloge po singularitetni teoriji z upoštevanjem teorije o mejni plasti in impulznega stavka v senci lopate za izstopnim robom.

Uvodni izračun spremlja indirektno metodo izračuna stroja, kjer so podani hidravlični parametri, iščemo pa geometrijo kaskade. Račun temelji na uporabi teoretičnih aerodinamičnih karakteristik kaskade, ki jo obteka idealni fluid, ter empirični korekciji toka zaradi vpliva viskoznosti [3]. Rezultirajoča kaskada in profil pomenita optimalno rešitev za dane vstopne parametre: najmanjše profilne izgube ne le za računsko točko, ampak širše področje zunaj optimalne točke (za širše področje variacije vpadnega kota). Tako dobljena optimalna ukrivljenost profila in optimalni kot kaskade sta glavna parametra stroja in vstopata potem kot podatka v končni izračun.

Končni izračun spremlja direktno metodo, kjer so dani geometrični parametri kaskade in lopatičnega profila. Porazdelitev vrtincev nadomešča skeletnico lopatičnega profila, dobljeno v prvem koraku, porazdelitev vrelcev pa debelino lopatičnega profila. Tehnika izračuna je enaka za superkavitacijski in propelerni inducer. Računalniški program omogoča tudi podrobnejšo analizo študija hidravličnih in geometričnih parametrov kakor tudi izgub pri dosežkih stroja. Če je potrebno, je mogoče tudi korigirati uvodni del izračuna in izračun ponavljati, dokler ne dobimo najugodnejših rezultatov.

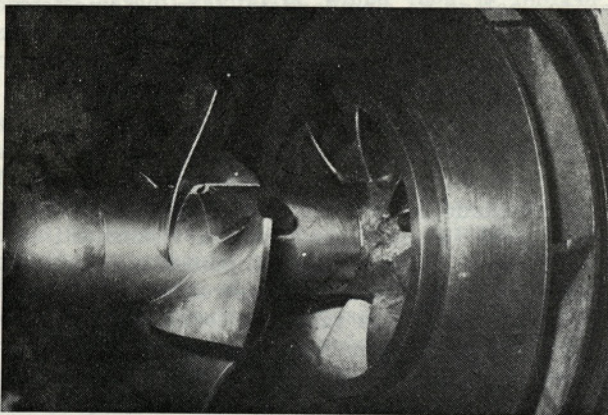
Uporabljeni tip vrtinca pri izračunu je prosti vrtinec, ki je ugoden z energijskega vidika in zaradi manjših hitrosti tudi s kavitacijskega. Seveda velja vse to le za optimalno točko in njeno širše območje. Pri delnih pretokih se pojavljajo povratni tokovi, ki so še dodatni vir nestabilnosti.

Teoretični del izračuna je bil realiziran s programom TURBO na računalniku CDC CYBER 72 v Republiškem računskem centru v Ljubljani.

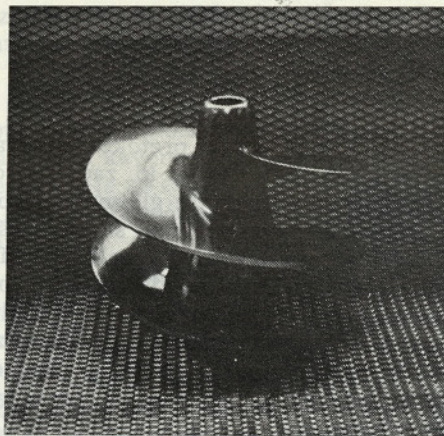
Razviti superkavitacijski profil leži znotraj kaverne, ki se razširja vzdolž sesalne strani profila. Ker je velikost kaverne odvisna tudi od tipa vrtnice, obratovalne točke itd., velja to le za določeno obratovalno področje. Vstopni rob je oster, izstopni pa debel. Največja ukrivljenost skeletnice je pri 70 odstotkih dolžine tetive profila, kar ugodno vpliva na energijski dosežek črpalke v brez-kavitacijskem področju obratovanja.

Razviti subkavitacijski profil je rezultat večletnih sistematičnih eksperimentalnih in teoretičnih raziskav v Turboinštitutu in je že dokazal svoje odlike pri izvedbah v praksi.

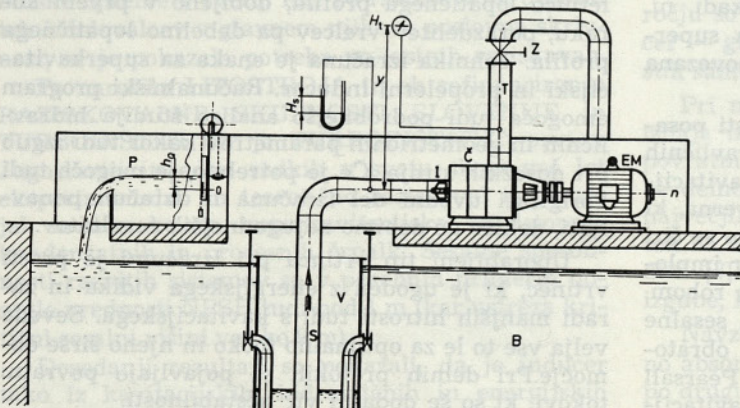
Na osnovi analize rezultatov in zahtev izdelovalca so bili razviti subkavitacijski, superkavitacijski (sl. 1) in vijačni inducerji. Propelerni inducerji so bili izdelani na koordinatnem vrtnem stroju po koordinatah, dobljenih iz teoretičnega izračuna za šest valjastih rezov. Vijačni inducer (sl. 2) je bil izdelan na stružnici; ima dve lopati in konusno pesto, ki sega v aksialni smeri v lopatični prostor.



Sl. 1. Superkavitacijski inducer s centrifugalnim rotorjem glavne črpalke



Sl. 2. Vijačni inducer



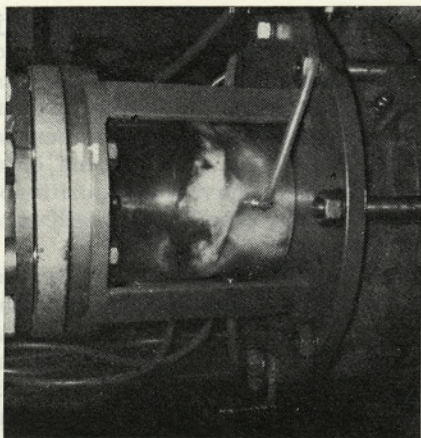
Sl. 3. Preizkuševališče črpalk

Č — črpalka, I — inducer, EM — elektromotor, S — sesalna cev, T — tlačna cev, Z — zasun, P — preliv, B — bazen, V — vodnjak

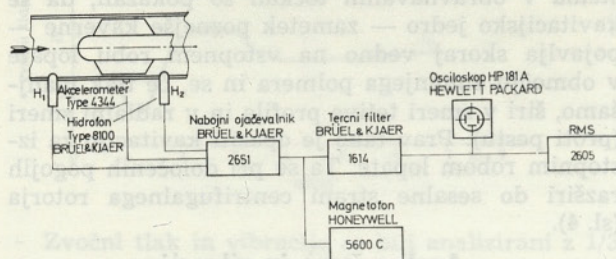
MERITVE

Eksperimentalne raziskave in preizkusi izdelanih modelov so bili narejeni na preizkuševališču v laboratoriju TURBOINŠTITUTA. Preizkuševališče je odprtega tipa. Dispozicija in funkcija posameznih elementov sta razvidni s sl. 3. Hidravlične, energijske in kavitacijske (sesalne) karakteristike so bile izmerjene za več naklonov lopat inducerja. Poprej so bile karakteristike izmerjene za glavno črpalno brez predstopnje. Vsi preizkusi so bili narejeni pri vrtilni hitrosti $24,17 \text{ s}^{-1}$.

Poleg hidravlične / energijske in vizualne metode (stroboskop, foto in kinokamera, sl. 4) je bila kavitacija opazovana tudi z akustično metodo (sl. 5). Zvočni tlak je bil merjen s hidrofonoma izvedbe Brüel & Kjaer, Type 8100. To je širokopasovni podvodni transducer za absolutne meritve zvoka v frekvenčnem intervalu od 0,1 do 200 kHz. Aktivni del transducerja je piezoelektrični valj iz svinec-cirkonijevega titanata, ki povzroča, če je izpostavljen zvočnemu tlaku, električni naboj. Zveza med obema je proporcionalna.



Sl. 4. Propelerni inducer med obratovanjem v področju nestabilne kavitacije

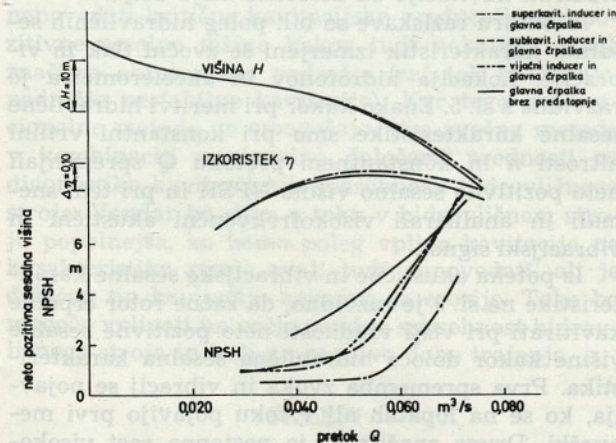


Sl. 5. Shema meritve zvočnega tlaka in vibracij

OBRAVNAVA REZULTATOV

Celotni dosežki

Celotne (višina H , moč P in izkoristek η kot funkcija pretoka Q) in sesalne karakteristike (neto pozitivna sesalna višina NPSH kot funkcija pretoka Q) so zbrane za sistem modelne večstopenjske centrifugalne črpalke in superkavitacijskega inducerja na sl. 6. Za primerjavo so v istem diagramu podane tudi celotne in sesalne karakteristike glavne črpalke brez predstopnje in sesalne karakteristike glavne črpalke v kombinaciji s subkavitacijskim in vijačnim inducerjem.



Sl. 6. Celotne in sesalne karakteristike glavne črpalke v kombinaciji s subkavitacijsko, superkavitacijsko in vijačno predstopnjo

Iz diagrama je razvidno, da dobimo za sistem glavne črpalke in superkavitacijskega inducerja majhno naraščanje višine H v območju od optimalnega k največjim pretokom. Pri pretokih manjših od optimalnega se hidravlična karakteristika sistema ujema s karakteristiko glavne črpalke brez predstopnje. Pri sistemu glavne črpalke in vijačnega inducerja leži hidravlična karakteristika v celotnem obratovalnem področju povprečno za 1 odstotek nad hidravlično karakteristiko glavne črpalke brez predstopnje [2].

Predstopnja ni v nobenem obravnavanem primeru vplivala na stabilnost karakteristik, prav tako se je v vseh primerih največja vrednost izkoristka pojavila pri istem pretoku.

Iz diagrama na sl. 6 in [2] je še razvidno, da se je

1. za sistem glavne črpalke in superkavitacijskega inducerja zmanjšala moč oziroma povečal izkoristek do 1,5 % v širšem optimalnem območju in do 3 % v območju največjih pretokov,

2. za sistem glavne črpalke in vijačnega inducerja pa se je moč neznatno zmanjšala v celotnem obratovalnem področju sistema, medtem ko se je izkoristek povečal za 1,5 do 2 % v vsem obratovalnem področju, razen pri največjih pretokih, kjer doseže vrednosti, ki so enake tistim za primer same kondenzatne črpalke brez predstopnje.

Iz prikazanega je razvidno, da smo dobili najboljše rezultate za primer sistema glavne črpalke in superkavitacijskega inducerja. Vzrokov za to je več:

— Računska točka superkavitacijskega inducerja leži pri pretoku, ki je znatno večji od pretoka projektirane točke glavne črpalke. Tako imamo v območju velikih pretokov sistema na vstopu v centrifugalni rotor hitrostno polje tipa prostega vrtnica, kar je osnovni pogoj za dober izkoristek [3].

— Osnova našemu izračunu stroja po posredni metodi je racionalizacija določenih delov izračuna. Pri danih vstopnih podatkih dobimo optimalne parametre stroja.

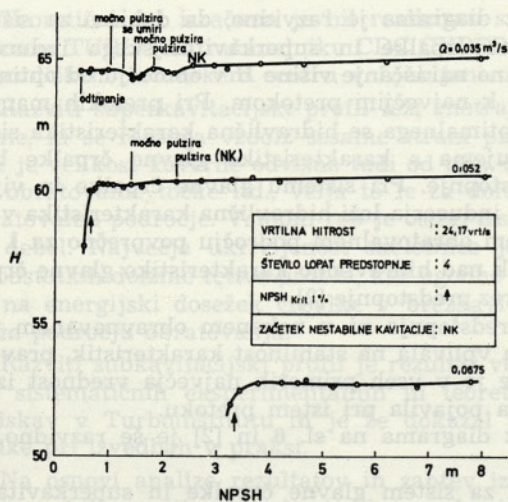
— Največja ukrivljenost uporabljenega superkavitacijskega profila leži pri 70 % dolžine tetive profila, tj. v širšem območju največje debeline profila, zaradi česar se vzgonski koeficient in ustrezni izkoristek povečata. Nasprotno smo pri lopatah klasičnih inducerjev iz kavitacijskih razlogov imeli točki največje ukrivljenosti in največje debeline profila razmaknjeni.

Sesalni dosežki

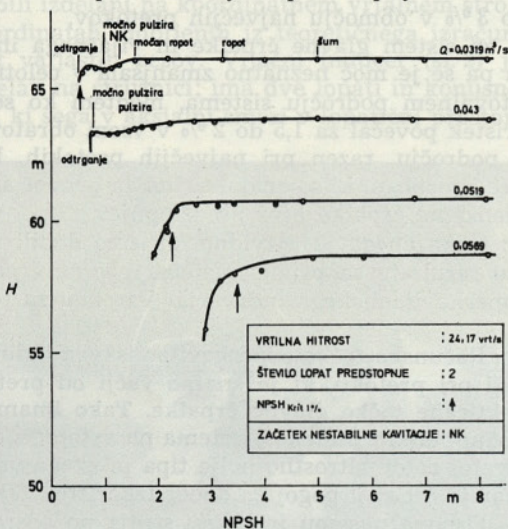
Sesalni dosežki $NPSH = f(Q)$ so razvidni s sl. 6 za kombinacije glavne črpalke s superkavitacijskim, subkavitacijskim in vijačnim inducerjem.

Sesalni dosežki $H = f(NPSH)$ za $Q = \text{const}$ so za izbrano kombinacijo sistema in izbrano obratovalno točko podani z diagrami na sl. 7 in 8.

Kritične vrednosti kavitacijskega parametra NPSH so definirane z zmanjšanjem celotne višine



Sl. 7. Sesalne karakteristike glavne črpalke s superkavitacijsko predstopnjo



Sl. 8. Sesalne karakteristike glavne črpalke s predstopnjo vijčnega tipa

H za 1 % od njene vrednosti v brez kavitacijskem področju pri nespremenjenem pretoku Q in nespremenjeni vrtilni hitrosti n . Običajno je kritična vrednost NPSH skrajna vrednost, ki jo še toleriramo pri obratovanju industrijskih črpalk. Prek te vrednosti škoda zaradi erozije zelo zmanjšuje obratovalno dobo rotorja. Če se hočemo izogniti močnejši eroziji inducerja, je priporočljivo obratovati zunaj polno razvite kavitacije pri velikih pretokih oziroma zunaj območja nestabilne kavitacije pri delnih pretokih.

S sl. 6 je razvidno, da je z vidika kavitacijske sposobnosti najprimernejši za dano glavno črpaliko superkavitacijski inducer. Absolutne vrednosti NPSH omenjene kombinacije pri naklonu inducervih lopat 9° so pri pretokih manjših od optimalnega v območju 0,5 m.

Vendar pa pomeni največji uspeh močno izboljšanje sesalnih karakteristik sistema v področjih

pretokov večjih od optimalnega. Tako se je z namestitvijo superkavitacijskega inducerja kot predstopnje neto pozitivna sesalna višina sistema v področju med optimalnim in največjim pretokom zmanjšala v povprečju za 3,5 m v primerjavi z neto pozitivno sesalno višino same glavne črpalke ter za 1,5 do 2,5 m v primerjavi z neto pozitivno sesalno višino sistema glavne črpalke in drugih obravnavanih inducerskih predstopenj.

S sl. 7 in 8 je razvidno, da je obratovanje črpalk pri delnih pretokih v območju majhnih neto pozitivnih sesalnih višin nestabilno. Vzrok za to so povratni tokovi, ki se pojavljajo na sesalni strani predstopnje. Pojav *surgea*, nestabilnega obratovanja (sl. 4) se pokaže v povečanem šumu, pulzacijah toka in vibracijah sistema.

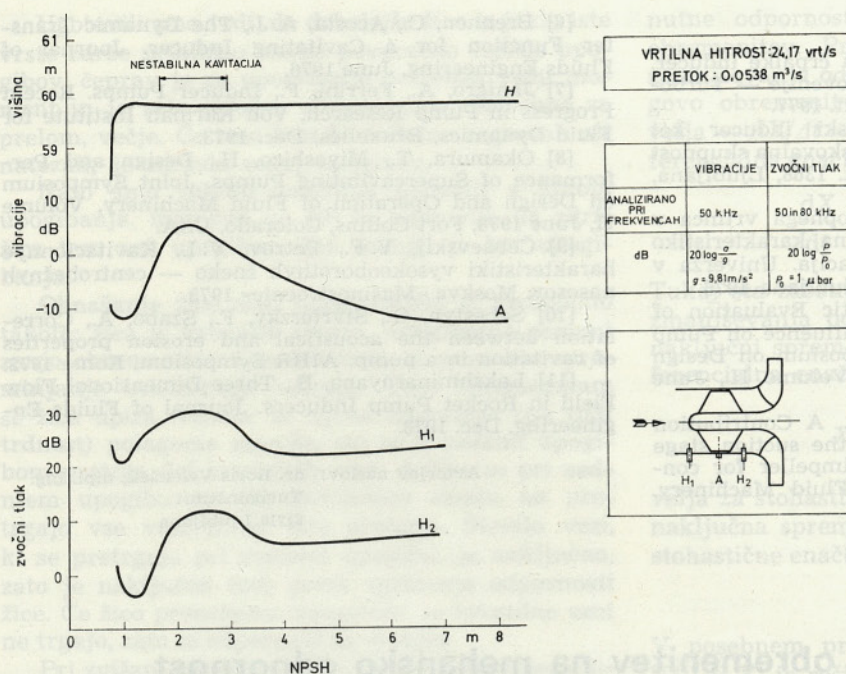
Rezultati vizualnega opazovanja obratovanja sistema v obravnavanih točkah so pokazali, da se kavitacijsko jedro — zametek poznejše kaverne — pojavlja skoraj vedno na vstopnem robu lopate v območju zunanega polmera in se, če tlak manjšamo, širi v smeri tetive profila in v radialni smeri (proti pestu). Prav tako je opaziti kavitacijo za izstopnim robom lopate. Ta se pri določenih pogojih razširi do sesalne strani centrifugalnega rotorja (sl. 4).

Analiza šuma in vibracij

Akustična metoda za opazovanje kavitacije je primerna zlasti za ugotavljanje začetka kavitacije in njenega nadaljnjega razvoja. Šum se namreč močno poveča takoj, ko začne mehurčki pare implozirati. Implozije mehurčkov povzročajo zvočne valove. Okolje, skozi katero se valovi širijo, se med meritvijo ne sme spreminjati. Paziti moramo, da ostane količina zraka v vodi konstantna. Šum, ki ga kavitacija povzroča, je tem večji, čim bolj je kavitacija razvita. Vendar gre to le do neke meje, ko se začne zaradi absorpcije zvoka v oblaku mehurčkov šum zmanjševati tudi, če se kavitacija veča še naprej. Zaradi tega z akustično metodo ne moremo študirati kavitacije od določene meje dalje.

V okviru raziskave so bili poleg hidravličnih sesalnih karakteristik izmerjeni še zvočni tlak in vibracije. Lokacija hidrofona in akcelometra je razvidna s sl. 5. Enako kakor pri meritvi hidravlične sesalne karakteristike smo pri konstantni vrtilni hitrosti n in konstantnem pretoku Q spreminjali neto pozitivno sesalno višino NPSH in pri tem snemali in analizirali visokofrekvenčni akustični in vibracijski signal.

Iz poteka akustične in vibracijske sesalne karakteristike na sl. 9 je razvidno, da začne rotor črpalke kavitirati pri višji vrednosti neto pozitivne sesalne višine kakor določa hidravlična sesalna karakteristika. Prva sprememba zvoka in vibracij se pojavlja, ko se na lopatah ali v toku pojavijo prvi mehurčki. Druga značilnost je postopna rast visokofrekvenčnega signala do največje vrednosti. Od tod naprej se velikost signala zaradi absorpcije zvoka v oblaku mehurčkov manjša.



Sl. 9. Hidravlične, vibracijske in akustične sesalne karakteristike

Zvočni tlak in vibracije so bili analizirani z 1/3 oktavnim filtrom za frekvence 31,5, 40, 50, 63 in 80 kHz. Maksimum krivulj se je za vse frekvence pojavil pri isti vrednosti neto pozitivne sesalne višine NPSH in se je ujemal s področjem nestabilne kavitacije oziroma surgea na hidravlični sesalni karakteristiki. Največja vrednost je bila neodvisna od izbrane frekvence kakor tudi od lokacije hidrofona pred inducerjem ali za njim. Iz diagrama je tudi razvidno, da zasledi pojav surgea pri isti vrednosti neto pozitivne sesalne višine NPSH tudi hidrofoni H₂ na tlačni strani inducerja, vendar je zaradi oddaljenosti zvočni tlak manjši kakor pri hidrofoni H₁.

Eksperimentalno smo ugotovili, da je z analizo zvočnega tlaka pri izbranih frekvencah mogoče napovedati kritične kavitacijske vrednosti neto pozitivne sesalne višine kakor tudi nekatera druga značilna obratovalna področja (začetek kavitacije, področje nestabilne kavitacije). Ker tega konvencionalne metode ne omogočajo, ima zvočna metoda v kombinaciji z vizualno določene prednosti za diagnostiko kavitacijskih sposobnosti hidravličnega stroja. Vendar bo slika o toku v hidravličnem stroju popolnejša, ko bomo poleg vpliva kavitacije na karakteristiko stroja znali tudi napovedati, ali je določen tip kavitacije nevaren za erozijo. Tako bo mogoče vplivati na večjo sesalno sposobnost hidravličnega stroja in tudi na njegovo dobo trajanja.

SKLEPI

1. Eksperimentalni rezultati so pokazali, da smo pri dani centrifugalni črpalki dosegli največje izboljšanje sesalnih sposobnosti z vgradnjo superkavitacijskega inducerja kot predstopnje. Neto pozi-

tivna sesalna višina NPSH je dosegla v področju levo od optimuma vrednosti 0,5 m (sesalna višina več ko 9 m). V območju pretokov, ki so večji od optimalnega, pa so bile dosežene vrednosti NPSH za 3,5 m boljše od vrednosti za glavno črpalko brez predstopnje.

2. Izkoristek sistema inducer — glavna črpalka se je z vgradnjo inducerja povečal za 1,5 % v širšem področju optimuma in za 3 % v področju največjih pretokov. Hidravlična karakteristika se z vgradnjo inducerja praktično ni spremenila.

3. Ker so dobljeni hidravlični, energijski in predvsem sesalni dosežki sistema zelo ugodni, je prišlo tudi do praktične realizacije in uporabe superkavitacijskih predstopenj v procesnih črpalkah.

4. Ugodni eksperimentalni rezultati so obenem verifikacija uporabnosti teoretične metode izračuna aksialnih turbinskih strojev tudi za izračun prelopljenih inducerjev.

Poleg glavnih sklepov lahko ugotovimo še:

— s frekvenčno analizo šuma in vibracij kavitacijskega spektra je mogoče določiti meje kavitacijsko stabilnega obratovanja sistema inducer — glavna črpalka v izbrani točki,

— področje nestabilne kavitacije se časovno ujema s področjem največjega zvočnega tlaka in največjimi vibracijami.

*

Posebno zahvalo smo dolžni INŠTITUTU ZA RAZISKAVE, RAZVOJ IN PROJEKTIRANJE LITOSTROJ in RAZISKOVALNI SKUPNOSTI SLOVENIJE, ki sta v letih 1977—1981 finansirala raziskave s področja ekstremnih sesalnih višin in tako omogočila sedanjo proizvodnjo industrijskih črpalk s predstopnjo za potrebe naftne industrije in energetike.

LITERATURA

[1] Velenšek, B., Študij in izračun črpalke inducer. Litostroj — Raziskovalna skupnost Slovenije — Turboinštitut, poročilo št. 1238, Ljubljana, okt. 1977.

[2] Velenšek, B., Superkavitacijski inducer kot predstopnja kondenzatne pumpe. Raziskovalna skupnost Slovenije — Turboinštitut, poročilo št. 1368, Ljubljana, jan. 1980.

[3] Velenšek, B., Sprememba vstopnega vrtnica v pojemalni kaskadi ter njegov vpliv na karakteristiko aksialnega turbinskega stroja. Disertacija. Univerza v Ljubljani, Fakulteta za strojništvo, Ljubljana 1976.

[4] Sosa, F., Baker, E. W., Acoustic Evaluation of Axial — Flow Propellers and their Influence on Pump Vibratory Characteristics. Joint Symposium on Design and Operation of Fluid Machinery, Volume II., June 1978, Fort Collins, Colorado, USA.

[5] Knöpfel, H. D., Matthias, H. B., A Contribution to the development of impellers for the suction stage and inducers with additional radial impeller for condensate pumps. 5th Conference on Fluid Machinery, Budapest, Sept. 1975.

[6] Brennen, C., Acosta, A. J., The Dynamic Transfer Function for a Cavitating Inducer. Journal of Fluids Engineering, June 1976.

[7] Janigro, A., Ferrini, F., Inducer Pumps. Recent Progress in Pump Research, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Bruxelles, Dec. 1973.

[8] Okamura, T., Miyashiro, H., Design and Performance of Supercavitating Pumps. Joint Symposium on Design and Operation of Fluid Machinery, Volume II, June 1978, Fort Collins, Colorado, USA.

[9] Čebaevskij, V. F., Petrov, V. I., Kavitationnye karakteristiki vysokooborotnyh šneko — centrobežnyh nasosov. Moskva »Mašinostroenie« 1973.

[10] Sebestyn, G., Stvrterzky, F., Szabo, A., Correlation between the acoustical and erosion properties of cavitation in a pump. AIHR Symposium, Rome 1972.

[11] Lakshminarayana, B., Three Dimensional Flow Field in Rocket Pump Inducers. Journal of Fluids Engineering, Dec. 1973.

Avtorjev naslov: dr. Boris Velenšek, dipl. ing.
Turboinštitut
61210 Ljubljana

UDK 539.38

Vpliv preteklih obremenitev na mehansko odpornost

ADOLF ŽIŽEK

1. UVOD

V strojništvu so se v petdesetih letih — po več zaporednih nesrečah nekaterih potniških letal — začeli sistematično ukvarjati z zanesljivostjo. Iz tega obdobja izvira tudi izraz »utrujenost snovi«. V istem obdobju so se začeli ukvarjati z zanesljivostjo tudi v elektrotehniki zaradi velikega števila okvar nekaterih elektronskih naprav. Dandanes se uporabljajo pri zanesljivosti skoraj izključno metode, ki so bile razvite v zvezi z elektronskimi sistemi, utrujenost snovi (ali z drugimi besedami: kako vplivajo pretekle dinamične obremenitve na mehansko odpornost in s tem posredno na zanesljivost mehanskega sistema) pa je nekako pozabljena.

V mehanskih sistemih so obremenitve predvsem sile, momenti sil, tlaki, temperatura, moč ter koncentracije motečih in razjedajočih snovi. Vse našteje obremenitve so fizikalne veličine, ki so stalne ali pa se s časom spreminjajo. Obremenitve so stalne predvsem v laboratorijskih razmerah, v dejanskih okoliščinah, v katerih obratujejo mehanski sistemi, pa se s časom spreminjajo, in to največkrat naključno.

Vsaki od obremenitev se mehanski sistem upira s pripadajočo odpornostjo, ki je fizikalno veličina iste vrste. To upiranje je uspešno, dokler obremenitev ne preseže pripadajoče odpornosti. V trenutku, ko se to zgodi, sistem odpove [6].

Vemo, da se veriga pretrga pri najmanj odpornem členu, vendar le zato, ker so v tem mehanskem sistemu vsi členi enako obremenjeni. V večini bolj zapletenih mehanskih sistemov pa obremenitve niso

porazdeljene enakomerno po sestavnih delih in se spreminjajo tudi s časom. Polagoma se odpornosti manjšajo, zato bo odpovedal najprej tisti sestavni del, pri katerem bodo obremenitve najprej presegle njegovo odpornost.

Vpliv stalnih obremenitev na zdržljivost* mehanskih sistemov je že dokaj raziskan [3]. Skušali bomo prikazati, da je še bolj zanimivo raziskovanje vpliva spreminjajočih se obremenitev, saj so dinamični sistemi v vsakdanjih okoliščinah obremenjeni med obratovanjem prav na tak način.

2. PREIZKUS

Če nimamo pri roki primernega orodja, vemo, da je mogoče »prelomiti« kovinsko žico z večkratnim upogibanjem na istem mestu. Na osnovi te izkušnje je bil opravljen naslednji preprost preizkus s področja plastičnih deformacij. Okrogla jeklena žica s premerom 1,5 mm je bila na enem koncu trdo vpeta, drugi konec tega kosa žice pa je bil izmenoma upogiban za 90° v levo in desno, dokler se žica ni prelomila. Ugotovili smo, da se je žica prelomila povprečno pri osmem upogibu, ne glede na hitrost upogibanja in ne glede na trajanje ustavitve med posameznimi upogibi. To pomeni, da je prelom žice odvisen le od vložnega dela, ne glede na časovni potek pripadajoče vložene moči.

* Izraz »zdržljivost« (survivor function) bomo uporabljali v članku namesto izraza »zanesljivost« (reliability); slednjega bomo uporabljali v splošnejšem pomenu za opisovanje skupka vseh lastnosti sistema, ki so povezane z njegovimi odpovedmi zaradi obremenitev med obratovanjem. Zdržljivost sistema $R(t)$, je definirana kot verjetnost, da preživi sistem brez odpovedi trenutek t , torej da obremenitve do tega trenutka ne presežejo njegove odpornosti.