

UDK 624.43—41

Tokovne razmere v valju motorja zaradi delovanja vstopnih organov

Ocenjevanje glede na proces

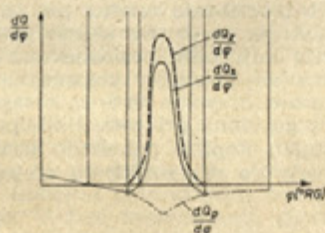
RADISLAV PAVLETIČ

1. Uvod

Vrednost delovnega procesa kot določenega zaporedja pri spreminjanju veličin stanja delovne snovi v valju motorja z notranjim zgorevanjem, izražena z njegovim izkoristkom in delovno sposobnostjo, je vrhu tega, da je odvisna od začetnih veličin stanja in fizikalnih lastnosti delovnega medija ter od časovne spremembe njegove prostornine, predvsem odvisna od časovnega poteka razvoja toplote zaradi zgorevanja goriva in od toplotnih tokov med snovjo in stenami, ki omejujejo plinski prostor. Na sliki 1 prikazujejo: krivulja $\frac{dQ}{d\varphi}$ (za en primer) intenzivnost razvoja toplote

nad časom ozir. kotom zavrtitve ročične gredi, krivulja $\frac{dQ_p}{d\varphi}$ intenzivnost prestopa toplote med plinom in stenami, vsoto vsakokratnih vrednosti teh dveh krivulj pa krivulja $\frac{dQ_s}{d\varphi}$, katere integral je toplota, ki se porabi za spremembo notranje energije delovne snovi in indicirano delo. Od poteka krivulja $\frac{dQ_s}{d\varphi}$ je posredno prek

spremenljivih fizikalnih lastnosti delovnega medija in njegovega stanja v prvem trenutku zaprte faze delovnega procesa odvisen potek tlakov nad prostornino plinskega prostora, ki je zaradi gibanja bata spreminljiva. Potek tlakov nad prostornino ponazarja indicirano delo.



Sl. 1. Krivulje o pretvorbi energije v valju motorja (kot primer)

Razvoj toplote in intenzivnost prestopa v delovnem valju, najsi bo dieselskega ali Ottovega motorja, sta zelo odvisna od tokovnih razmer v zaprti fazi delovnega procesa, posredno pa tudi od tokovnega stanja v fazi zamenjave delovne snovi, predvsem v fazi polnitve, ki vpliva na prestop toplote s stene na delovni plin in s tem na začetno stanje zaprtega dela delovnega cikla. Povrh tega pa so tokovne razmere v zaprtem delu procesa zelo odvisne tudi od tokovnih razmer v polnilni fazi.

Tokovno stanje delovne snovi v valju motorja je tako v zaprtem kakor tudi v odprtem delu delovnega procesa časovno in prostorno spremenljivo ter zelo različno od površine do površine sten, ki omejujejo plinski prostor. V takem plinskem prostoru je nemogoče spremljati tokovne pojave v vseh podrobnostih in zajeti tokovno polje analitično. Zato smo prisiljeni h kvalitativnemu ocenjevanju tokovnih pojavov v valju v poenostavljenih razmerah, ki pravzaprav sestavljajo samo nekakšen model tokovnega stanja v valju, ki je že vnaprej glede na resnične razmere zavestno tako modificiran, da omogoča meritve ali analitično obdelavo. Tukaj se bomo omejili na ocenjevanje tokovnih poja-

vov v valju motorja kot posledice delovanja vstopnih organov glede na potek in popolnost pretvorbe energije goriva v mehansko delo.

2. Urejeno in neurejeno tokovno stanje

Mehanizem zamenjave delovne snovi, lega, oblika in dimenzije organov, ki rabijo tej važni fazi delovnega procesa v motorju z notranjim zgorevanjem, odločilno vplivajo na hitrostne razmere medija v valju. Prav tako vpliva na gibanje plina v valju motorja tudi oblika zgorevalnega prostora, zlasti v končni fazi kompresijskega in začetni fazi ekspanzijskega takta. Delovanje enega kot drugega lahko privede do urejenega ali neurejenega toka plinov v valju, če z urejenim tokom razumemo tok plina v plinskem prostoru, ki ima določeno izrazito prevladujoče gibanje, odrejeno s konstruktivno obliko valja. Neurejeni tok nima te karakteristike in je zanj značilno, da je v plinskem prostoru veliko vrtninčnih jeder, ki so razporejena slučajno in potujejo po prostoru, medtem ko ima urejeni tok samo eno ali vsega nekoliko vrtninčnih jeder, katerih lega je v plinskem prostoru določena.

Z usmerjanjem plinskega toka v valju Ottovih, še bolj pa dieselskih motorjev želimo doseči optimalne pogoje za pripravo goriva in zraka za vžig in dobre pogoje zgorevanja, da bi s tem dobro izkoristili gorivo in stroj kot celoto. Ker usmerjanje plinskega toka v valju predvsem vpliva na zgorevanje in temu neposredno predhodno in sledečo fazo delovnega procesa, ki sta glede preobrazbe energije in toplotnih izgub zaradi prestopa toplote na stene najodločilnejši, naj narava plinskega toka v teh fazah bistveno podaja tokovno stanje stroja glede urejenosti oziroma neurejenosti toka v delovnem valju.

Če razdelimo motorje po tem vidiku, spadajo v skupino motorjev z urejenim tokom delovne snovi v valju vsi sodobni štiristaktni dieselski motorji z nedeljenim zgorevalnim prostorom in tudi Ottovi motorji s srednjim tlakom, pri katerih je ureditev toka predvsem dosežena z obliko in lego vstopnih organov. V to skupino gre uvrščati tudi dvotaktne dieselske motorje z vzdolžnim izpiranjem, medtem ko prečno in vzvratno izpiranje valja ne daje te karakteristike, zlasti ne v fazi zgorevanja. Med motorji z deljenim zgorevalnim prostorom so karakteristični po urejenem toku predvsem motorji z vrtninčno komoro, manj pa motorji s predkomoro in zračnim rezervoarjem.

Urejen plinski tok v valju dopušča ocenjevanje tokovnih pojavov in do neke mere celo merjenje hitrosti plinov in analitično obdelavo razmer. Neurejeno tokovno polje pa je prostorno in časovno tako raznoliko, da si analitičnega pristopa ne moremo niti zamisliti in je določitev tokovnega polja z merjenjem čisto izključena.

3. Preobrazba energije in tokovno stanje

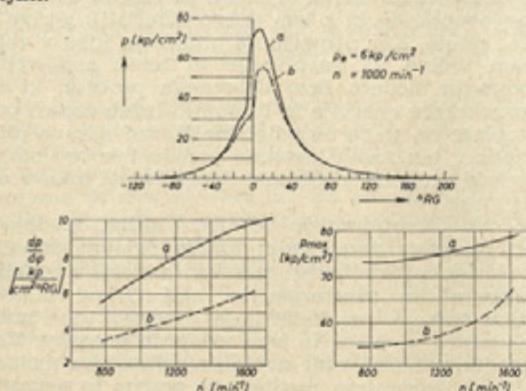
Težnja po večji specifični moči in večji ekonomičnosti obratovanja dieselskih in Ottovih motorjev in hkrati težnja po ugodni specifični teži stroja, ki je odvisna od obremenitvenih razmer v komponentah, torej tudi od tlačnega poteka med delovnim procesom, narekuje zlasti temeljito preučevanje zgorevanja kot faze za dovod toplote.

Pri Ottovih motorjih smo zaradi motenj v zgorevanju, ki so značilne za te stroje, primorani izbirati kompresijska razmerja v področju nižjih vrednosti, kjer je termodinamični izkoristek s kompresijskim razmer-

jem še močno spremenljiv. Zato je razumljiva težnja, da bi ekonomičnost obratovanja povečali s povečanjem kompresijskega razmerja, kar pri uporabi standardnih goriv predvsem terja poseg v proces zgorevanja. Skrajšanje trajanja procesa zgorevanja pa preprečuje nastajanje kemičnih in temperaturnih predpogojev klenkanja.

Povrh kompaktne oblike zgorevalnega prostora, ki naj povzroča tudi povečano turbulenco polnitve, k skrajšanju trajanja zgorevanja največ prispeva urejeno krožno gibanje plina, ki zaradi učinkovanja na povečanje hitrosti zgorevanja vpliva na povečanje odpornosti zgorevalnega prostora proti klenkanju. Ugodno delovanje krožnega gibanja na proces zgorevanja je omogočilo razvoj srednje tlačnih Ottovih motorjev, katerih razvoj se je začel nedavno [1].

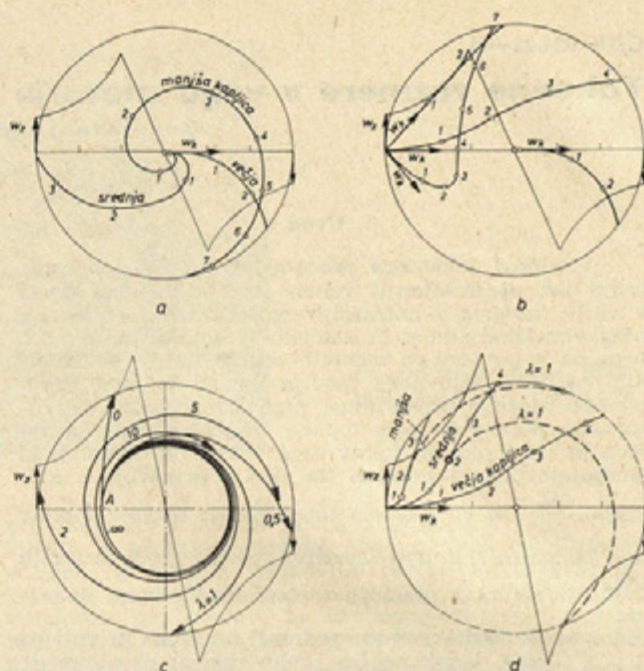
Problem zgorevanja v dieselskem motorju je še bolj kompleksen in je predmet neprestanega, čedalje intenzivnejšega raziskovanja. V težnji po čim bolj homogeni razdelitvi goriva po zgorevalnem prostoru, ki naj bi bila odvisna od porazdelitve goriva skozi šobo, od oblike curka in stopnje razpršitve, od časovnega poteka vbrizgavanja in kompaktnosti zgorevalnega prostora, ki naj bi bil tudi sposoben povečati turbulentno gibanje polnitve v njem, so raziskovanja privedla do odkritja, da ima krožno gibanje plina v valju, ki se prenaša v zoženi zgorevalni prostor, izredno ugoden vpliv na potek tlakov brez slabih posledic za porabo goriva [2]. Slika 2 prikazuje potek tlakov, povečanje tlakov $\frac{dp}{d\varphi}$ in maksimalni tlak v valju pri zgorevanju brez krožnega gibanja zraka v zgorevalnem prostoru in z njim.



Sl. 2. Krivulja tlakov nad kotom zavrtitve in odvisnost porasta tlaka $\frac{dp}{d\varphi}$ in maksimalnega tlaka v valju od vrtilne hitrosti pri zgorevanju brez krožnega gibanja zraka v zgorevalnem prostoru (krivulje a) ali s krožnim gibanjem zraka (krivulje b)

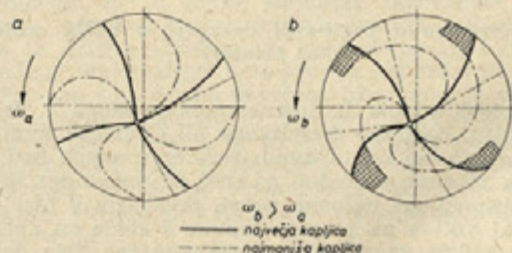
Krožno gibanje prispeva k boljši razdelitvi goriva po razpoložljivem zraku. V takem hitrostnem polju so za tvorbo zmesi izkoriščene fizikalne zakonitosti ravnotežja med vztrajnostnimi silami in silami trenja kapljic v različnih velikostih in tudi zakonitosti porazdelitve snovi s prostorsko neenako gostoto, in sicer zaradi različnega razmerja med količino goriva in zraka v zmesi [3]. Sliki 3a in 3b kažeta trajektorije kapljic z različnimi velikostmi in različnimi začetnimi usmerjenostmi v potencialnem vrtincu zraka, slika 3c trajektorije zmesi iz par goriva in zraka v odvisnosti od gostote plinskega delca v mešanici oziroma od presečka zraka (λ), slika 3d pa trajektorije kapljic treh velikosti in zmesi dveh delcev z $\lambda = 1$.

Številni preskusi so dokazali, da intenziviranje nad določeno mejo enega ali tudi več faktorjev, ki vplivajo na porazdelitev goriva v plinskem prostoru, nič več ne prinaša k boljši razdelitvi goriva in hitrejši



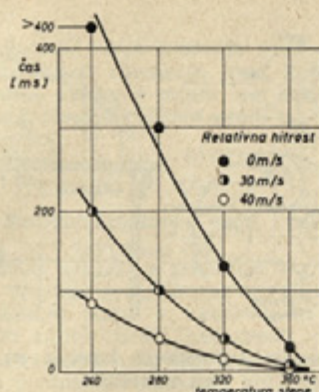
Sl. 3. Trajektorije kapljic goriva in delcev zmesi goriva ter zraka v potencialnem vrtincu, a) in b) trajektorije kapljic goriva z različnimi velikostmi in različnimi začetnimi usmerjenostmi c) trajektorije delcev zmesi gorivnih par in zraka v odvisnosti od λ d) trajektorije kapljic treh različnih velikosti in dveh delcev zmesi z $\lambda = 1$

ter bolj homogeni pripravi zmesi. Tudi krožno gibanje ima izrazit optimum svoje hitrosti, katerega prekoračenje ne vodi k izboljšanju razmer pri zgorevanju, kar pojasnjujeta sliki 4a in 4b. Na slikah ponazarja polna črta trajektorije največjih, prekinjevana črta pa trajektorije najmanjših kapljic v posameznem curku. Pri premajhnih kotnih hitrostih vrtinca ostaja zračni prostor nepokrit z gorivom, pri prevelikih pa se področja večjih in manjših kapljic pokrivajo (šraflana površina), kar privaja do primanjkljaja zraka in dimnega zgorevanja.

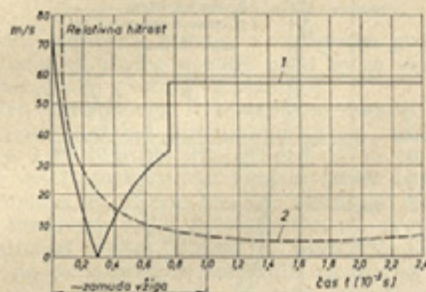


Sl. 4. Prekrivanje trajektorij večjih in manjših kapljic posameznih curkov pri različni intenzivnosti krožnega gibanja zraka v valju

Še ugodnejši vpliv ima krožno gibanje zraka v koncentriranem zgorevalnem prostoru pri nanašanju goriva na stene zgorevalnega prostora. V tem primeru se pravzaprav ne dovaja več gorivo zraku, ampak nasprotno zrak gorivu, ki je na steno oprijeto v obliki filma in se od stene lahko loči samo v obliki pare. Tukaj optimalna hitrost kroženja ni več omejena samo na določeno vrednost, ampak se z njenim povečanjem razmere uparjanja in priprave zmesi samo poboljšajo. Slika 5 kaže življenjsko dobo kapljic, ki je lahko merilo hitrosti uparjanja v odvisnosti od hitrosti obtoka-



Sl. 5. Življenjska doba na steno zgorevalnega prostora nanesele kapljice goriva v odvisnosti od hitrosti zraka ob steni

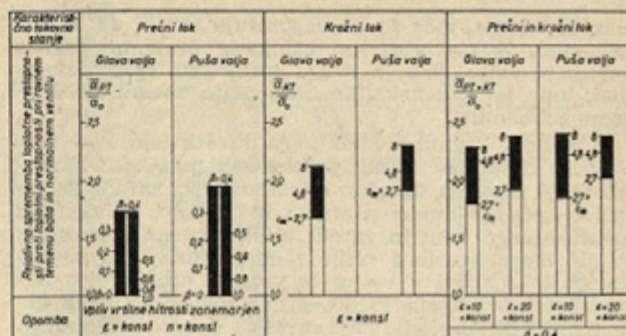


Sl. 6. Relativne hitrosti med gorivom in zrakov pri različnih načinih priprave zmesi

krivulja 1 — vbrizgavanje na steno
krivulja 2 — vbrizgavanje v zračno maso

nja sten oziroma relativne hitrosti med gorivom in zrakov pri tangencialnem vbrizgavanju goriva na steno v smeri hitrosti kroženja zraka [4]. Pri takem dovajanju goriva v zgorevalni prostor pa so relativne hitrosti med gorivom in zrakov od začetka do konca zgorevanja same po sebi optimalne, kar je razvidno s slike 6. V začetku vbrizgavanja je zaželena majhna intenzivnost uparjanja, da ne prihaja do trdega teka motorja zaradi velike količine pripravljene vnetljive zmesi v trenutku vžiga. V fazi intenzivnega zgorevanja pa je relativna hitrost velika in konstantna, kar je zaželeno. Krivulja relativne hitrosti pri vbrizgavanju goriva v zračno maso poteka, kakor kaže črtkana krivulja na sliki 6, ki je glede uparjanja goriva neugodna in vodi k pojemanju intenzivnosti uparjanja ravno v trenutku, ko naj bi bilo najintenzivnejše. Iz tega je razvidno, da je urejeno krožno gibanje v zgorevalnem prostoru valja pri dieselskem motorju z neposrednim vbrizgavanjem in pri načinu pripravljavanja zmesi z vbrizgavanjem goriva v zračno maso zaželeno, in sicer z omejeno intenzivnostjo, odvisno od vrtilne hitrosti in želene karakteristike motorja, medtem ko je pri načinu z vbrizgavanjem goriva na steno kroženje osnovni pogoj za pripravo zmesi in intenzivnost kroženja gibanja s stališča zgorevanja ni omejena. Ti sklepi veljajo za delovanje motorja v toplem obratovalnem stanju, pri zažigonu pa so razmere drugačne in potrebne posebnega preučevanja.

Hitrost medija ob stenah plinskega prostora ima odločilen vpliv tudi na prestop toplote med plinom in steno. Le-ta se pojavlja v izrazih za toplotno prestopnost kot hitrost toka v plinskem jedru ali kot katera druga ekvivalentna hitrost (npr. kot srednja hitrost bata) v pogojih plinskega prostora v valju motorja. Hitrost kot faktor v izrazih za toplotno prestopnost ima eksponent manjši od 1, in sicer je zanj pri natančnih meritvah prestopa v enostavnejših tokovnih



Sl. 7. Relativno povečanje toplotne prestopnosti zaradi raznih oblik toka zraka v nedeljenem plinskem prostoru z vdolbino v dnu bata

razmerah v ravni cevi ugotovljena vrednost 0,786, z natančnejšimi meritvami pri prestopu v pogojih valja motorja pa so raziskovalci zanj določili vrednosti v mejah od 0,6 do 0,8.

Zaradi povečanja toplotne prestopnosti s hitrostjo se z njo večajo tudi izgube toplote, ki jo odvajamo s hladilnim sredstvom, da vzdržujemo temperature na steni plinskega prostora v dopustnih mejah. Ker je srednja hitrost obtekanja sten pri urejenem gibanju polnitve v valju večja kakor pri neurejenem, so izgube zaradi prestopa toplote v prvem primeru večje in je zategadelj urejeno gibanje nezaželeno. Slika 7 prikazuje relativno povečanje toplotne prestopnosti zaradi raznih oblik toka v nedeljenem plinskem prostoru z vdolbino v dnu bata, pri variacijah konstruktivnih in pogojskih veličin, v odnosu do toplotne prestopnosti pri neurejenem tokovnem stanju — brez krožnega gibanja okrog osi valja in brez prečnega gibanja zraka zaradi vdolbine v batu, ker je teme bata ravno. Ista slika kaže vpliv treh parametrov: kompresijskega razmerja, vrtilne hitrosti motorja in geometrijskega parametra β , ki pomeni razmerje med premerom vdolbine v batu in premerom valja. To so eksperimentalni rezultati, dobljeni z merjenji na eksperimentalnem valju pri zunanem pogonu motorja — torej s samim zrakov brez zgorevanja [5]. Ti rezultati so v razmerah normalnega obratovanja motorja z zgorevanjem previsoki, vendar podajajo vpliv delovanja urejenega toka na toplotno prestopnost in s tem njegov vpliv na izgube.

Razpravljanja v tem delu opozarjajo na potrebo po kompromisni rešitvi, ker sicer izgube zaradi intenzivnejšega prestopa toplote pri večjih hitrostih obtekanja v primeru urejenega toka lahko povsem uničujejo pridobitve zaradi boljšega zgorevanja — brez dodatnega upoštevanja povečanih tlačnih izgub, ki so posledica posebno oblikovanih vstopnih organov, kakršni škodljivo vplivajo na stopnjo polnitve.

4. Hitrostno stanje kot posledica zamenjave delovne snovi

Narava toka v delovnem mediju v valju v fazi polnjenja pa tudi pozneje v kompresijskem taktu je odvisna od oblike in usmeritve vstopnega kanala kakor tudi od oblike, dimenzij in lege krmilnega organa v valju. Da bi dosegli krožno gibanje medija okoli osi valja kot eno izmed oblik urejenega toka, je največjega pomena, da plin vstopa v valj tangencialno.

Pri dvotaktnih motorjih sta hitrost in smer medija, ki vstopa v valj, predvsem določeni glede na dobro izpiranje valja produktov zgorevanja iz poprejšnjega cikla. Sistemi izpiranja dvotaktnih motorjev, ki so oblikovani s tem namenom — razen sistema vzdolžnega izpiranja — ne omogočajo kroženja medija okoli osi valja. Pri štiritahtnih motorjih je za oblikovanje in dimenzioniranje organov izpiranja prav tako pomembna težnja po čim boljšem polnjenju valja

s svežo snovjo, toda to ne nasprotuje težnji, da bi dosegli tudi druge pozitivne učinke z urejenim tokom medija v valju. Ena in druga težnja sta tukaj izvedljivi, toda samo z nekoliko žrtvovanja enemu ali drugemu namenu.

Vstopni organi dvotaktnega in štiristaktnega motorja so predvsem zaradi prostorskih možnosti dimenzionirani tako, da vstopna hitrost medija zaradi tlačne razlike pred vstopno odprtino in za njo, privaja do turbulentnega toka in zaradi oblike vstopnega organa in plinskega prostora prihaja do intenzivnega neurejenega toka snovi v valju, če vstopni organi niso posebej oblikovani, da je dosegljivo urejeno krožno gibanje. Tudi urejeni tok zavoljo dobrega izpiranja dvotaktnega motorja, kolikor ni krožno gibanje okoli osi valja, se ne more obdržati še potem, ko je izpiranje končano — v kompresijskem taktu in v fazi zgorevanja, temveč se zelo hitro prevrže v neurejeno gibanje plina. Po tem vidiku lahko vse motorje razdelimo v dve skupini: v motorje, pri katerih zamenjava medija privaja do neurejenega toka v fazi izpiranja in pozneje v kompresijskem taktu, in motorje z urejenim tokom kot krožnim gibanjem plina okoli osi valja.

Izmeritev hitrostnega polja v valju, najsi bo v fazi zamenjave delovne snovi ali tudi pozneje v zaprti fazi delovnega procesa, je dokaj težavna in izvedljiva samo v omejenem obsegu [6]. Gibanje bata onemogoča postavitev merilnih sond, ki naj bi merile časovno in krajevno spremenljivo hitrost v spremenljivem plinskem prostoru. Meritve hitrostnih razmer kot posledice pritekanja fluida v valj skozi vstopne organe pa se dajo izvesti razmeroma enostavno pri kontinuirnem pretoku na modelu valja, tj. valja z izvzetim batom, v katerega vstopa zrak skozi vstopne organe v glavi, izstopa pa na odprti strani valja v smeri proti odstranjenemu ročičnemu mehanizmu. Podoben model pri valjih dvotaktnih motorjev, pri katerih so vstopne odprtine v spodnjem delu valjevega plašča neposredno nad temenom bata, ko je ta v spodnji mrtvi legi, bi bil valj, zaprt v smeri ročičnega mehanizma z batom v njegovi spodnji mrtvi legi, na strani glave pa odprt s tem, da bi mu bila sneta glava, ki sicer valj zapira.

Takšni modeli so sicer groba aproksimacija dejanskega valja in njegovega tokovnega stanja, vendar dopuščajo vsaj kvalitativno oceno hitrostnih razmer kot posledico delovanja vstopnega organa v fazi polnjenja.

Za oceno vstopnih organov kot povzročiteljev krožnega gibanja plina v valju je primeren kriterij vrtilno število Ω , ki je za stacionarne tokovne razmere na modelu definirano z

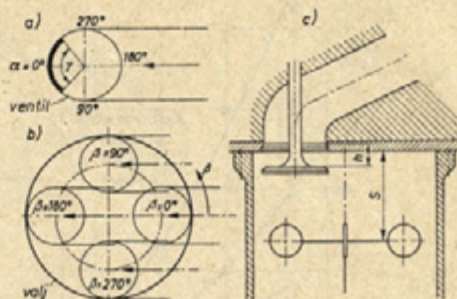
$$\Omega_{mod} = \frac{w_t}{w_a} \quad (1)$$

kjer je w_t tangencialna hitrost linearnega vrtnica ob steni valja. Tangencialna hitrost oziroma kotna hitrost krožnega gibanja je odvisna od oblike vstopnega kanala in dimenzij, oblike in lege krmilnega organa v valjevi glavi, njegovega pretočnega prereza in pretoka plina. w_a v izrazu (1) je srednja aksialna hitrost plina v prerezu valja na modelu, dana z

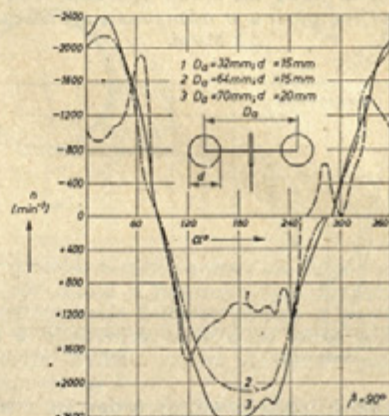
$$w_a = \frac{\dot{V}}{A_{valj}} \quad (2)$$

Za merjenje tangencialne hitrosti v valju je primerna merilna naprava anemometer, s katerim merimo srednjo hitrost krožnega gibanja v valju [7], ki dopušča oceno vpliva ventila z zastorom skupaj z usmeritvijo kanala in lego zastora glede na smer kanala (slika 8) kakor tudi vpliv posebno oblikovanega vstopnega kanala z navadnim ventilom na tokovne razmere v valju.

Rezultati meritev vrtilnih hitrosti na modelu valja z anemometri z različnimi premeri D_a so vidni na sliki 9, in sicer za različne lege zastora na ventilu, določene s kotom α glede na smer vstopnega kanala, ki



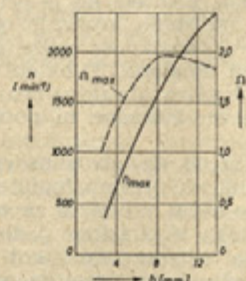
Sl. 8. Usmerjenost vstopnega kanala in lega zastora na ventilu



Sl. 9. Vrtilna hitrost anemometra v modelu valja pri različnih legah zastora ventila glede na smer vstopnega kanala

je pod kotom $\beta = 90^\circ$. S slike je razvidno, da je v področju okoli $\alpha = 90^\circ$ in 270° vrtnice linearen s slabo razvitim neurejenim tokovnim jedrom, medtem ko je neurejeno jedro v področju $\alpha = 0$ in 180° močno razvito pri sicer večji vrtilni hitrosti linearnega vrtnica v zračnem prostoru zunaj jedra.

Na modelu valja je v raziskavi tudi vpliv giba ventila oziroma pretočnega prereza v ventilu na vrtilno hitrost zraka v valju, na vrtilno število in pretočno količino ob določenih pogojih vstopanja. Za pogoje vstopanja, ki veljajo za rezultate na sliki 9, je vpliv vstopnega prereza na vrtilno hitrost krožnega gibanja n in na vrtilno število Ω podan na sliki 10. Krivulja za Ω ima ekstrem in hitro pada proti manjšim gibom ventila, zelo počasi pa proti večjim, kar pomeni, da je vrtilno stanje v valju, karakterizirano z Ω , pri večjem gibu ventila — seveda s pretočnega vidika v smiselnih mejah giba — manj odvisno od tega giba.



Sl. 10. Vpliv velikosti pretočnega prereza v ventilu na vrtilno hitrost krožnega gibanja zraka v valju in na vrtilno število

Vrtinčno število valja motorja med obratovanjem lahko definiramo kot razmerje med kotno frekvenco krožnega gibanja zraka v njem na koncu vstopnega takta in kotno hitrostjo ročične gredi

$$\Omega_{\text{mot}} = \frac{\omega_{\text{rot}}}{\omega_{\text{mot}}} \quad (3)$$

saj obstaja proporcionalnost med veličinami $\omega_t \sim n_{\text{rot}} \sim \omega_{\text{rot}}$ in $\omega_a \sim c_m \sim \omega_{\text{mot}}$ [7].

Kotno hitrost ω_{rot} bi s pogojem, da na koncu sesalnega takta obstaja samo linearni vrtnec, ni drugih sekundarnih gibanj snovi v valju in ni izgub zaradi trenja in izgub snovi zaradi netesnosti — torej s pogojem, ki v valju motorja niso izpolnjeni — lahko izračunali iz zakona o ohranitvi gibalne količine, iz katerega izhaja za ω_{rot} izraz

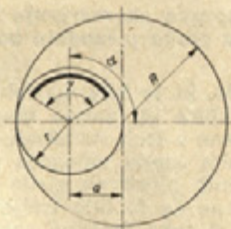
$$\omega_{\text{rot}} = \frac{\int w_v dm}{\int r dm} \quad (4)$$

kjer je w_v trenutna hitrost v vstopnem prerezu ventila, odvisna od tlačne razlike pred in za ventilom ter tokovnih razmer v vstopnem kanalu.

Povrh odstopanja od realnih razmer v valju zmanjšujejo vrednost izračunavanja ω_{rot} po izrazu (4) še težave z določitvijo hitrosti w_v , ki je od mesta do mesta v vstopnem prerezu ventila lahko zelo različna in izračunana iz tlačne razlike sestavlja samo njeno srednjo vrednost. Za določitev masnega pretoka pa je povrh hitrosti treba poznati še pretočno število prereza, ki ga je v takšnih tokovnih razmerah in zaradi največkrat posebne oblike in lege vstopnega prereza težko določiti. Zato za izračun ω_{rot} uporabljamo empirično odredjene izraze, kakršnega npr. za primer ventila z zastorom podaja Sitkei [8] v obliki

$$\omega_{\text{rot}} = w_v \sqrt{\frac{8 a h r}{H R^4}} \sqrt{\sin \alpha \sin \frac{\gamma}{r}} \quad (5)$$

kjer slika 11 razlaga označbe v izrazu, h pomeni gib ventila, H pa višino plinskega prostora v valju. Iz enačbe spet izhaja, da je ω_{rot} odvisen od geometrijskih veličin valja in krmilnega organa ter proporcionalen vstopni srednji hitrosti w_v v pretočnem prerezu ventila.



Sl. 11. Slika z razlago o označbah v izrazu (5)

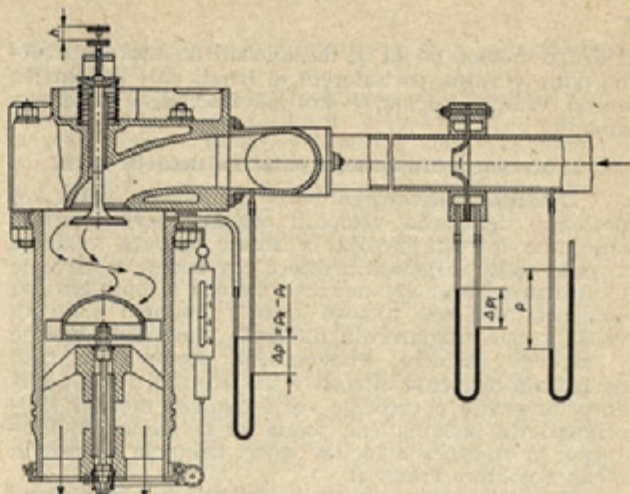
Merilo za intenzivnost kroženja plina v valju je lahko tudi moment gibalne količine zaradi tangencialne komponente hitrosti [9]

$$M = m w_t r_{\text{sred}} \quad [\text{mkp}] \quad (6)$$

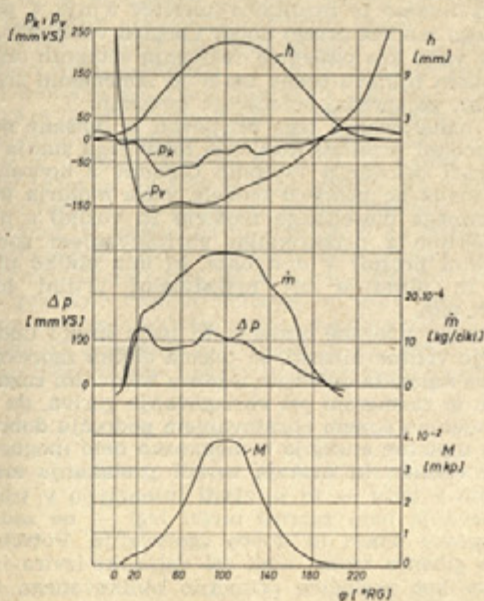
merjen s turbinskim kolesom z ravnimi lopaticami, postavljenim v model valja, kakor kaže slika 12. Moment je izmerjen z dinamometrom, ki je z vrstico prek koluta z določenim premerom povezan z gredjo turbinskega kolesa.

Metoda omogoča določanje momenta gibalne količine v odvisnosti od giba ventila in pretočne količine skozi valj, izražene s padcem tlaka v vstopnem kanalu.

Z merjenjem tlačnega poteka v valju v sesalni fazi normalnega obratovanja motorja in merjenjem tlaka v vstopnem kanalu ter pri znani legi ventila v trenutku, ki ustreza izmerjenemu tlačnemu poteku, je



Sl. 12. Naprava za merjenje momenta gibalne količine s turbinskim kolesom, vstavljenim v model valja



Sl. 13. Tlačni potek v valju, tlak v vstopnem kanalu in moment gibalne količine nad kotom zavrtitve v fazi vstopnega takta (kot primer)

mogoče na modelu z izrazom (6) določati definiran moment v razmerah, ki so enake razmeram v motorju in določati moment gibalne količine nad kotom zavrtitve v fazi vstopnega takta (slika 13).

Z integracijo momenta za enoto mase v časovnem intervalu vstopne faze delovnega procesa motorja se izračuna »cirkulacija hitrosti«

$$\Gamma = 2\pi \frac{1}{\varphi_v} \int_0^{\varphi_v} \frac{M}{m} d\varphi \quad [\text{m}^2/\text{s}], \quad (7)$$

ki prav tako kakor vrtinčno število lahko rabi za oceno krožnega gibanja v valju resničnega motorja v fazi polnjenja.

Metoda merjenja krožne hitrosti plina z anemometrom in določanja vrtinčnega števila Ω kakor tudi metoda z merjenjem momenta za gibalno količino zaradi tangencialne komponente in določanjem cirkulacije hitrosti Γ , omogočata določeno oceno srednjih tokovnih razmer v valju motorja v fazi polnitve in sta za presojo valja motorja uporabni. Niti z eno niti

z drugo metodo pa se ne da določati dejansko hitrostno polje v valju, po katerem bi mogli dati popolnejšo oceno vstopnih organov kot povzročiteljev krožnega gibanja.

5. Merjenje hitrostnega polja na modelu valja

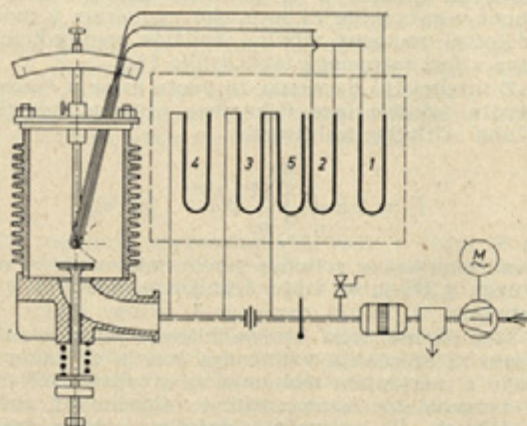
Določitev hitrostnega polja na modelu valja kot posledice delovanja vstopnih organov terja meritve absolutne hitrosti medija in smeri njenega vektorja v vsaki točki valjevega prostora. Za takšne meritve je najprimernejša anemometrična metoda s toplo žico, ki omogoča merjenje hitrosti celo v mejnem sloju in vnaša zaradi miniaturnih dimenzij minimalne motnje v tokovne razmere. Pnevmatične sonde prav tako omogočajo merjenje hitrosti v teh pogojih, vendar njihove dimenzije povzročajo večje tokovne motnje. Najprimernejša pnevmatična sonda za ta namen je kroglasta, ki omogoča določitev smeri vektorja hitrosti in njeno absolutno vrednost.

Določitev smeri vektorja hitrosti in njene absolutne vrednosti dopušča tudi valjasta sonda, vendar samo tiste komponente, ki leži v ravnini, pravokotni na njeno os. Čeprav so njene možnosti zaradi tega omejene, dobivamo iz rezultatov meritev z njo v pogojih opisanega modela precej dober vpogled v hitrostne razmere v valju kot posledice delovanja vstopnih organov, ki dopušča njihovo oceno boljše od izmerjenih srednjih vrednosti po spredaj omenjenih metodah.

V nadaljevanju tega prispevka je opisana metoda in so podani rezultati merjenja tokovnega stanja v valju zaradi delovanja vstopnih organov z uporabo valjaste sonde na primeru modela valja motorja (eksperimentalnega dieselskega motorja za vozila) s premerom 100 mm z neposrednim vbrizgavanjem goriva v zgorevalni prostor v dnu bata, ki ima obliko nizkega valja in obratuje pri maksimalni vrtilni hitrosti 3200 vrt/min.

Namen uporabe motorja, ki terja široko uporabno področje vrtilne hitrosti, in takšna oblika zgorevalnega prostora nalagata določene zahteve tokovnim razmeram v valju in razmeram pri vbrizgavanju goriva, da lahko pričakujemo v širšem obratovalnem področju dobro pretvorbo toplotne energije v mehansko delo (poglavje 2). Prečni vrtinec, ki nastaja zaradi pretakanja zraka v vdolbino v batu — to je zlasti intenzivno v trenutku približevanja bata zgornji mrtvi legi — ne zadostuje za pripravo zmesi in dobro zgorevanje. Potrebno je krožno gibanje zraka okoli osi valja, ki izvira iz faze polnitve kot posledica primerno oblikovanega vstopnega organa.

Preskuševalno napravo, ki naj omogoča merjenje absolutne vrednosti in smeri vektorja hitrosti na modelu valja, prikazuje slika 14, sestavljajo pa jo naslednje komponente:

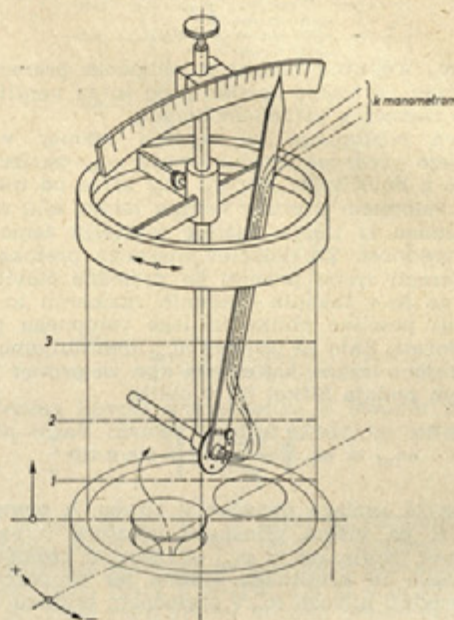


Sl. 14. Preskuševalna naprava za merjenje absolutne vrednosti in smeri vektorja hitrosti v modelu valja

- valj in valjeva glava z vgrajeno merilno napravo,
- kompresor in elektromotor,
- zračni kanal med vstopno odprtino v valjevi glavi in kompresorjem.

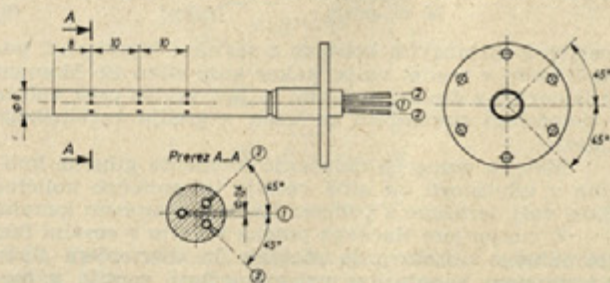
Zaradi enostavnejšega merjenja je valj postavljen z glavo navzdol, torej nasprotno od svoje normalne lege na motorju, kar pa ne vpliva na tokovne razmere. Valj je opremljen z obema ventiloma, med katerima je izpušni ventil stalno zaprt, sesalni pa se s posebnim vijakom lahko nastavlja na poljubni gib zaradi ugotavljanja vpliva na tokovne razmere v valju in na izgube v vstopnih organih, izražene s tlačnim padcem, ki ga v napravi meri živosrebrni manometer (4 na sl. 14).

Merilno napravo za merjenje absolutne vrednosti in smeri vektorja hitrosti ponazarja slika 15, sestavljajo pa jo valjasta sonda, nosilec sonde in dva tekočinska manometra (1 in 2 na sl. 14).



Sl. 15. Merilna naprava za merjenje hitrosti in smeri toka zraka v modelu valja

Valjasto sondo, ki je bila uporabljena v tem preskusu, prikazuje slika 16. Sonda ima po tri izvrtane luknjice, razporejene v treh ravninah, ki so pravokotne na os sonde. S tem sonda omogoča merjenje hitrosti in smeri v treh koncentričnih ploskvah glede na os valja (valjastih ploskvah), ne da bi bilo treba sondo premikati v aksialni smeri. S tako izvedbo sonde se v največji možni meri izognemo motnjam tokovnega polja v valju zaradi prisotnosti sonde, kakor tudi vplivu po koncu merilnega dela sonde, ki je pri taki izvedbi naslonjen na valjev plašč sam, tako da je izključen njegov škodljivi vpliv. Hkrati lahko merimo samo v eni ploskvi, ker so luknjice v ostalih dveh ravninah takrat zakrite.



Sl. 16. Valjasta sonda

Luknjice v eni ravnini so vrtane pod kotom 45° glede na srednjo luknjico. Vsaka luknjica je po ločeni cevi v sondi zvezana z manometrom. Stranski luknjici sta vezani vsaka s svojim krakom enega tekočinskega manometra, srednja luknjica pa je spojena z enim krakom drugega tekočinskega manometra, medtem ko je drugi krak tega manometra vezan z eno od stranskih luknjic (sl. 14).

Smer hitrosti določamo tako, da v tok fluida postavljeno sondo sučemo okoli njene osi, dokler se tlak v obeh stranskih luknjicah ne izenači, kar pomeni, da sta luknjici simetrični glede na smer hitrosti. S kotom, ki ga glede na neko izhodišče oklepa os srednje luknjice, je določena smer vektorja hitrosti. Kot 45° obeh luknjic glede na srednjo luknjico je izbran zato, ker je pri tem kotu sonda najbolj občutljivejša na tlačne razlike in je zato določanje smeri s tako sondo najnatančnejše.

Tlačna razlika v drugem manometru pri legi sonde, kadar je ta razlika v prvem manometru nič, omogoča, da določamo tudi absolutno hitrost toka. Srednja luknjica pri tej legi sonde meri zaustavni tlak, medtem ko stranska luknjica meri neki manjši tlak, ki je v skladu z razporeditvijo tlakov po valjastem telesu na njenem mestu. Iz razlike teh dveh tlakov je mogoče določati absolutno hitrost z umerjanjem sonde v plinskem toku znanih hitrosti [10]. Za manj natančne meritve je uporabna enačba [11].

$$p_1 - p_2 = 1,33 \frac{\rho w_0^2}{2} \quad (8)$$

ki izdaja iz teorije o razporeditvi tlakov na površini valjastega telesa v toku fluida z eksperimentalno korigiranim faktorjem do vrednosti 1,33 namesto teoretične vrednosti 2, ki jo navaja teorija za primer kota 45° med luknjicami.

Poseben nosilec sonde, v katerega je vgrajena, omogoča postavljanje sonde v poljubno ravnino pravo-

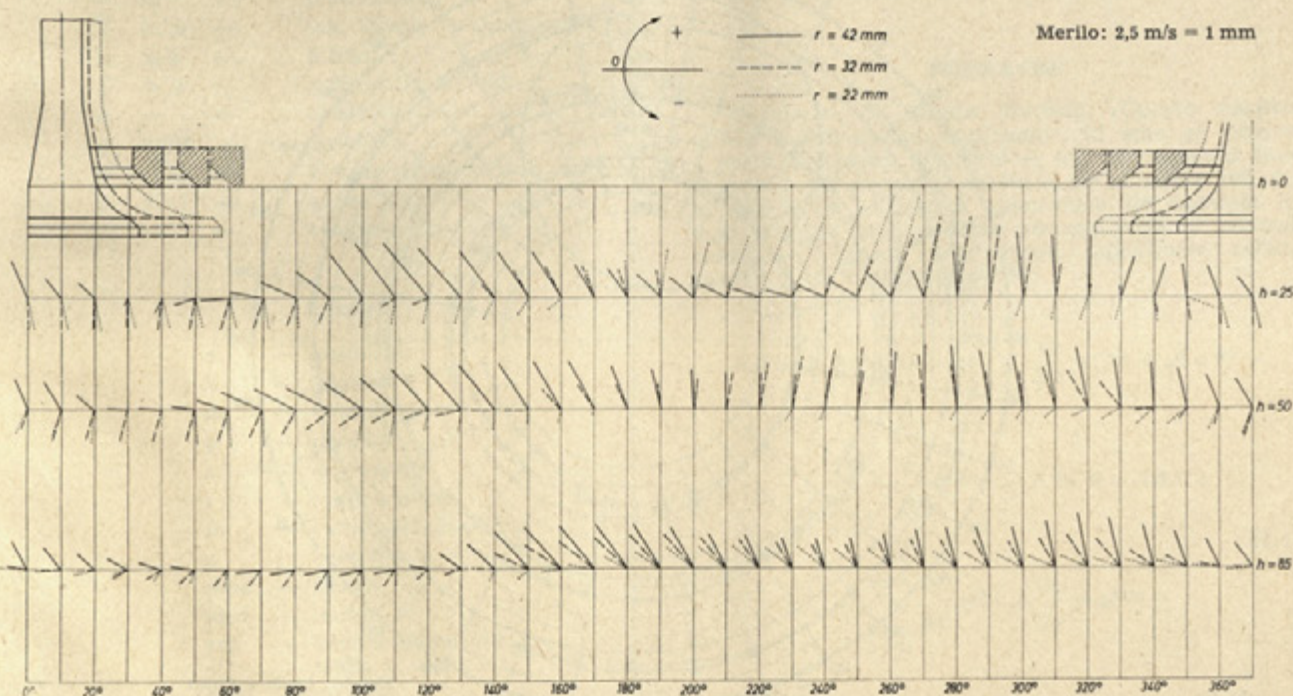
kotno na valjevo os in v teh ravninah v poljubno lego v obodni smeri.

Ker so smeri vektorja hitrosti zelo različne v posameznih točkah v valju, je diapazon 20° , ki ga je mogoče obseči s sukanjem sonde s kazalcem, premajhen. Področje za določanja smeri po vseh 360 stopinjah je dosegljivo tako, da je sonda opremljena s prirobnico (sl. 16), v kateri so izvrtane luknje z delitvijo 60° , na istem radiju pa še tri luknje tudi na kazalu z delitvijo 20° . S kombinacijami pri spajanju teh lukenj z vijakom je mogoče obseči celoten krog s koraki po 20° . V področju teh 20° omogoča sukanje sonde kazalo, skala z delitvijo po 1° pa dopušča dovolj natančno določanje lege sonde, ko je tlačna razlika v prvem manometru nič. S tem je določena smer vektorja hitrosti na določenem izbranem mestu v valju. V radialni smeri dopušča sonda merjenje v treh, s plaščem valja koncentričnih valjastih ploskvah s polmeri 42, 32 in 22 mm.

Pretočno količino zraka skozi valj smo regulirali z zasunom z izpuščanjem zraka v okolico, merili pa z zaslonko. Z manometrom 4 (sl. 14) smo merili tlak neposredno pred vstopno odprtino v vstopni kanal v valjevi glavi, ki naj bi kazal izgube tlaka v vstopnem kanalu in v pretočnem prerezu ventila ter omogočil oceno vstopnega organa glede tlačnih izgub.

Meritve so bile opravljene pri gibu ventila 11,4 mm, ki ustreza maksimalnemu gibu ventila na eksperimentalnem motorju pri dveh pretočnih količinah, in sicer pri $355,5 \text{ m}^3/\text{h}$ pri stanju zraka 20°C in $1,033 \text{ kp}/\text{cm}^2$, ki ustreza hitrosti gibanja bata $12,5 \text{ m/s}$ pri kontinuirnem pretoku in pretočni količini $301 \text{ m}^3/\text{h}$, ki ustreza hitrosti bata $10,6 \text{ m/s}$. Hitrost prvega pretočnega režima je nekoliko večja od maksimalne srednje hitrosti bata pri $3200 \text{ vrt}/\text{min}$, ki znaša $12,0 \text{ m/s}$, medtem ko hitrost drugega pretočnega režima ustreza srednji hitrosti bata pri $2850 \text{ vrt}/\text{min}$. Menili smo, da za oceno vstopnih organov ta dva pretočna režima zadostujeta, prav tako pa sta zadostna tudi za praktičen prikaz merilne metode.

Slika 17 prikazuje z usmeritvijo in dolžino daljic, ki sestavljajo vektor hitrosti v določenem merilu, hi-



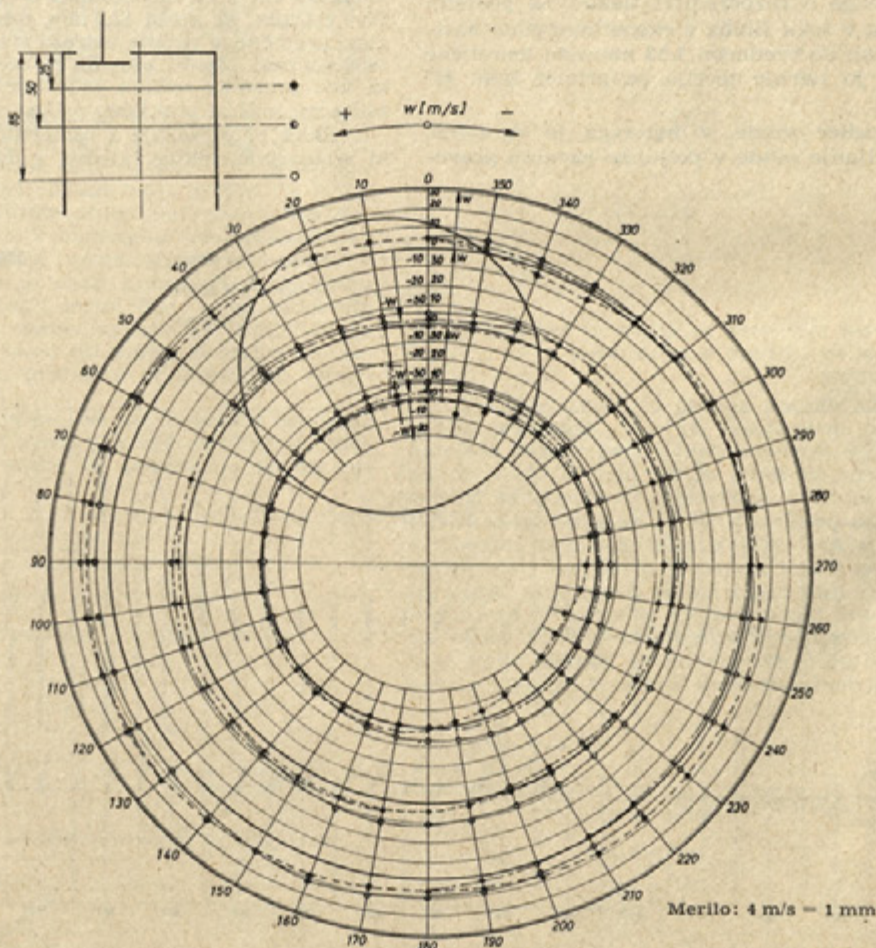
Sl. 17. Hitrostno polje v valju pri pretoku $335,5 \text{ m}^3/\text{h}$ in vstopnem ventilu, odprtem na 11,4 mm, prikazano z merilnimi rezultati na 324 mernih mestih v treh valjastih ploskvah, ki so razvite

trostno polje v valju pri pretoku $335,5 \text{ m}^3/\text{h}$ in vstopnem ventilu, odprtem na $11,4 \text{ mm}$, na 324 mernih mestih, razporejenih po prostoru modela valja, in sicer na vsakih 10° v tangencialni smeri, v treh na os valja pravokotnih ravninah, oddaljenih od glave za 25, 50 in 85 mm ter v treh koncentričnih ploskvah s premeri 42, 32 in 22 mm . Merna mesta na plašču tako definiranih valjastih ploskvah so vidna na sliki 17 v razviti obliki. Daljica se končuje v točki, ki pomeni merno mesto, s smerjo daljice proti točki pa je prikazana smer hitrosti v tej točki v prostoru. Vektorji hitrosti, ki pripadajo mernim mestom na posameznih koncentričnih ploskvah, so označeni s črtami po legendi na sliki. Tokovno polje pri drugem pretočnem režimu je kvalitativno povsem identično s tokovnim poljem, ki ga kaže ta slika.

S slike 17 je razvidno, da imamo opraviti z zelo nehomogenim tokovnim poljem, ki je posledica vstopa zraka v valj skozi vstopne organe. Smeri hitrosti so od mesta do mesta v valju močno spremenljive in obstaja celo tok, usmerjen proti glavi. Takšno smer toka lahko ugotovimo v vseh ravninah tudi zunaj centralnega dela valja, kjer je nasprotni tok posebno poudarjen. Ta del tokovnega polja zajema velik del površine prereza valja (okoli $2/5$ premera). Tudi tangencialne komponente hitrosti so zelo spremenljive — od mesta do mesta na isti ploskvi oz. ravnini pa zelo različne in celo negativne, kar pomeni, da je tok tudi v nasprotni smeri, kakor je srednji rezultirajoči tangencialni tok fluida v valju. Še boljše kakor s slike 17 je to razvidno

s slike 18, v kateri so tangencialne hitrosti nanesene v radialni smeri z izhodiščem na krogih, ki pripadajo ustrežajočim ploskvam merjenja. Tangencialne hitrosti, ki pripadajo meritvam v posameznih ravninah, so narisane s črtami po legendi na sliki. S slike 18 se tudi vidi, da obstaja v srednjih vrednostih linearna razporeditev hitrosti v radialni smeri, zlasti v ravnini, ki je bolj oddaljena od valjeve glave. Njeno srednjo vrednost na zunanji ploskvi pa lahko ocenimo na manj kakor 10 m/s , kar pomeni, da je vrtnično število Ω definirano z enačbo (1) v 4. poglavju manjše od ena, tako da imamo opraviti z valjem z relativno majhno intenzivnostjo krožnega gibanja zraka v njem, saj sodobni valji dosegajo za Ω celo vrednosti do 3,5.

Krožno gibanje polnitve v valju s tako majhno intenzivnostjo ni zadostno za tvorbo zmesi po načelu dovajanja zraka h gorivu (3. poglavje), zaradi česar ta način priprave zmesi tukaj ni uporabljen. Pri takih tokovnih razmerah prihaja v poštev le vbrizgavanje goriva v zračno maso v zgorevalnem prostoru s težnjo za čim boljše razporeditev goriva po vsem zgorevalnem prostoru, za kar je primerna šoba z več luknjicami, centralno postavljena glede na zgorevalni prostor. Število luknjic oziroma curkov, njihova oblika in struktura pa vplivajo na karakteristiko motorja — na potek krivulje momenta, moči in porabe goriva. Take tokovne razmere pri zgorevalnem prostoru v opisani obliki terjajo uporabo goriva z veliko nagnjenostjo k vžiganju, uporaba drugih goriv pa ni mogoča, ker bi bil tek motorja nedopustno trd.



Sl. 18. Tangencialne hitrosti krožnega gibanja zraka v valju, prikazane v radialnem diagramu

6. Sklep

Rezultati izmerjenega hitrostnega polja na modelu valja omenjenega motorja in izmerjene tlačne izgube v vstopnem organu, ki pri omenjenem maksimalnem pretoku ne presegajo $0,135 \text{ kp/cm}^2$, dopuščajo sklep, da je kanal glede pretočnih izgub kar ugodno oblikovan, vendar njegovo delovanje za urejeno krožno gibanje polnitve v valju ni zadovoljivo, zlasti zaradi širokega področja neurejenega toka v centralnem delu valja, ki zajema velik del njegovega prereza. Neurejena centralna cona izvaja v nadaljnjih fazah delovnega procesa — v kompresijskem taktu in fazi zgorevanja — škodljiv vpliv na urejen krožni tok, ki naj se s prečnim tokom plina pri približevanju bata zgornji mrtvi legi prenaša v vdolbino v valju. Ugotovitev v 3. poglavju, da urejen krožni tok v zgorevalnem prostoru ugodno deluje tudi pri vbrizgavanju goriva s centralno postavljeno šobo z več luknjicami, upravičuje žrtvovanje optimalne polnitve na račun urejenega krožnega gibanja, ki vodi k boljši izbiri goriva in zraka pri takšnih zgorevalnih prostorih.

Veličine in indeksi

	Veličine
$A \text{ m}^2$	— površina
$c \text{ m/s}$	— hitrost bata
$D \text{ m}$	— premer
$m \text{ kg}$	— masa
$\dot{m} \text{ kg/s}$	— masni tok
$M \text{ mkp, mN}$	— moment
$n \text{ s}^{-1}, \text{ min}^{-1}$	— vrtilna hitrost
$p \text{ kp/m}^2, \text{ N/m}^2$	— tlak
$Q \text{ kcal, kJ}$	— količina toplote
$r \text{ m}$	— radij
$R \text{ m}$	— radij valja
$V \text{ m}^3$	— prostornina
$\dot{V} \text{ m}^3/\text{s}$	— tok, izražen v prostornini
$w \text{ m/s}$	— hitrost
$\Gamma \text{ m}^2/\text{s}$	— cirkulacija hitrosti
λ	— presežek zraka
$\rho \text{ kg/m}^3$	— gostota
$\varphi \text{ }^\circ\text{RG}$	— kot zavrtitve ročične gredi
$\omega \text{ s}^{-1}$	— kotna hitrost
Ω	— vrtilno število

Indeksi

a	— aksialni
k	— kapljica
m	— srednji
p	— prestop
s	— segrevanje
t	— tangencialni
v	— vstop, vstopna faza
z	— zgorevanje, zrak
mod	— model
mot	— motor
rot	— krožno gibanje zraka v valju
$sred$	— srednji
0	— nemoteno področje
$1, 2, \dots$	— merno mesto, trenutek

LITERATURA

- [1] Dobler, H.: Der Audi-motor der Auto-Union, MTZ 27/1966/8.
- [2] Meurer, S.: Der Wandel in der Vorstellung vom Ablauf der Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor, MTZ 27/1966/4.
- [3] Pischinger, A.; Krisper, G.; Pischinger, R.: Zur Frage der Gemischbildung im Dieselmotor, MTZ 26/1965/8.
- [4] Flatz, W.: Das Verdampfen vom Dielektrikstoff an der Wand. MTZ 26/1965/1.
- [5] Aepler, E.: Ein Beitrag zur Ermittlung der Abhängigkeit zwischen Turbulenz und Wärmeverlust im Zylinderraum von wassergekühlten 4-Takt-Dieselmotoren mit kompaktem Brennraum. Wissenschaftliche Zeitschrift Techn. Hochsch. Magdeburg 12/1968/4.
- [6] Urlaub, A.: Untersuchung der Strömungsvorgänge im Zylinder von Verbrennungsmotoren. MTZ 29/1968/11.
- [7] Zimmer, G.: Stationäre Strömungsuntersuchungen an Einlaßkanalmodellen für 4-Takt Dieselmotoren. Kraftfahrzeugtechnik 11/1961/6 in 11/1961/7.
- [8] Sitkei, G.: Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren. Springer Verlag Berlin/Göttingen/Heidelberg 1964.
- [9] Černišev, G. D.; Galjgovskij, V. R.; Levit, M. S.; Pisman, J. B.: Vibor parametrov vpusknogo kanala dlja četirih taktih dvigatelej JaMZ. Automobilnija promišljenost 1968, 9.
- [10] Perkavec, M.: Meritev tlaka in temperature z valjastimi sondami, in sicer v instacionarnem področju obročnega difuzorja. Strojniški vestnik XV/1969/3.
- [11] Popov, S. G.: Izmerenie vazdušnih potokov. OGIZ-GOSTEHIZDAT, Moskva, Leningrad 1947.

Avtorjev naslov:

dr. ing. Radislav Pavletič,
docent na Fakulteti za strojništvo v Ljubljani

POPRAVEK

V članku dr. Milana Muršiča: »Upogib elastične plošče s točkovnimi dvojicami«, ki smo ga objavili v prejšnji številki (SV 1970 — 4/5), je tiskarski škrat povzročil dve napaki v enačbi (1.11) na strani 102. Biti bi moralo: v 2. vrsti v imenovalcu R^k namesto R_k , v 4. vrsti pa pred zadnjim izrazom znak = namesto znaka —. Zaradi preglednosti objavljamo celotno enačbo (1.11) v pravilni obliki:

$$\begin{aligned}
 nA \ln R + inAa + n \sum_{k=0}^{\infty} \frac{a_k}{R^k} e^{-ik\alpha} + \bar{A} e^{i2\alpha} - \\
 - \sum_{k=0}^{\infty} k \frac{\bar{a}_k}{R^k} e^{-ik\alpha} + A \ln R - iAa + \\
 + \sum_{k=0}^{\infty} \frac{\bar{a}_k'}{R^k} e^{ik\alpha} + \frac{nI}{R^2} \bar{A} e^{i2\alpha} + \\
 + n_1 \sum_{k=2}^{\infty} (k-1)(k-2) \frac{\bar{a}_{k-2}}{R^k} e^{ik\alpha} = \frac{12Ma}{2\pi(1-\nu)h^2}
 \end{aligned} \quad (1.11)$$