UNIVERZA V LJUBLJANI

Fakulteta za strojništvo

Oblikovanje čepa regulacijskega ventila

Magistrsko delo Magistrskega študijskega programa II. stopnje STROJNIŠTVO

Jure Papež

Ljubljana, avgust 2017

UNIVERZA V LJUBLJANI

Fakulteta za strojništvo

Oblikovanje čepa regulacijskega ventila

Magistrsko delo Magistrskega študijskega programa II. stopnje STROJNIŠTVO

Jure Papež

Mentor: izr. prof. dr. Andrej Senegačnik, univ. dipl. inž.

Ljubljana, avgust 2017

MAGISTRSKI ŠTUDIJSKI PROGRAM II. STOPNJE: MAG II/439

NASLOV TEME: Oblikovanje čepa regulacijskega ventila

Eden izmed temeljnih pogojev za ustrezno delovanje energetskih strojev, naprav in sistemov je ustrezno upravljanje snovnih tokov. Regulacija pretokov se v cevovodih navadno izvaja z regulacijskimi ventili. Princip delovanja regulacijskih ventilov temelji na spremembi pretočnega preseka, s čimer se spremeni pretočni upor ventila.

V magistrskem delu izvedite postopek oblikovanja dvižnega čepa dvopotnega regulacijska ventila. V uvodnem delu izvedite pregled teoretičnih osnov hidravličnega delovanja ventilov. Pretočne karakteristike ventilov ovrednotite glede na povezavo med pretokom skozi ventil, nastalim tlačnim padcem v ventilu in položajem dvižnega čepa. V osrednjem delu izdelajte matematični model geometrijskega oblikovanja dvižnega čepa glede na zahtevano pretočno karakteristiko ventila. Zahtevane so linearna, logaritemska in kombinirana pretočna karakteristika. Z izračunano geometrijo izdelajte prototipni dvižni čep in ga vgradite v preizkusni ventil. Izračunano geometrijo prototipnega čepa eksperimentalno preizkusite in izmerite dejansko pretočno karakteristiko ventila. Izvedite primerjavo med teoretično in dejansko izmerjeno pretočno karakteristiko ventila in analizirajte vplivne faktorje računskega modela izračuna geometrije čepa. V delu tudi opišite preizkuševališče ventilov, robne pogoje preizkušanja in analizirajte merilno negotovost izmerjene pretočne karakteristike. Delo zaključite z analizo rezultatov in komentarji.

Magistrsko delo je treba oddati v jezikovno in terminološko pravilnem slovenskem jeziku. Rok za oddajo tega dela je šest mesecev od dneva prevzema.

Mentor izr. prof. dr. Andrej Senegačnik, univ.dipl.inž.

Predsednik diplomske komisije

prof. dr. Sašo Medved, univ. dipl. inž.

Podpisani sem delo prevzel v Ljubljani

dne 14. 07.20/2 Podpis June Age

Prodekan za pedagoško dejavnost IJ/19-HI/stopnje izr. prof. dr. Andrej Kitanovski, univ. dipl. inž

Zahvala

Iskreno bi se rad zahvalil mentorju, izr. prof. dr. Andreju Senegačniku za ves trud in pomoč, ki mi jo je nudil skozi razvijanje te magistrske naloge. Prav tako bi se zahvalil tudi mentorju iz podjetja dr. Mateju Volku, za vso pomoč, nasvete in ideje, da sva prišla do določenega zaključka, ki bo pripomogel k nadaljnjemu razvoju podjetja.

Posebna zahvala tudi nadrejenim in sodelavcem, Mihi Bobiču, Samo Krančanu, Tomažu Vidicu, Primožu Papežu, Matjažu Gustinčiču, Franciju Štupici, Bojanu Gjereku, Tomažu Žagarju, Egonu Susiču in Tajdi Pirnat za vso podporo in vloženi čas, ko so mi pomagali z nasveti o izdelavi in oblikovanju pri nastajanju magistrske naloge.

Iskrena hvala tudi vsem domačim, ki so mi stali ob strani skozi vsa leta študija, me spodbujali, ter moralno in finančno podpirali.

Prav tako bi se rad zahvalil vsem, ki ste mi kakor koli pomagali na poti do magisterija.

HVALA!

Spodaj podpisani/-a Jure Papež študent/-ka Fakultete za strojništvo Univerze v Ljubljani, z vpisno številko 23142002, avtor/-ica pisnega zaključnega dela študija z naslovom: Oblikovanje čepa regulacijskega ventila,

IZJAVLJAM,

1.*(a)/da je pisno zaključno delo študija rezultat mojega samostojnega dela;

b) da je pisno zaključno delo študija rezultat lastnega dela več kandidatov in izpolnjuje pogoje, ki jih Statut UL določa za skupna zaključna dela študija ter je v zahtevanem deležu rezultat mojega samostojnega dela;

 da je tiskana oblika pisnega zaključnega dela študija istovetna elektronski obliki pisnega zaključnega dela študija;

3. da sem pridobil/-a vsa potrebna dovoljenja za uporabo podatkov in avtorskih del v pisnem zaključnem delu študija in jih v pisnem zaključnem delu študija jasno označil/-a;

 da sem pri pripravi pisnega zaključnega dela študija ravnal/-a v skladu z etičnimi načeli in, kjer je to potrebno, za raziskavo pridobil/-a soglasje etične komisije;

5. da soglašam z uporabo elektronske oblike pisnega zaključnega dela študija za preverjanje podobnosti vsebine z drugimi deli s programsko opremo za preverjanje podobnosti vsebine, ki je povezana s študijskim informacijskim sistemom članice;

6. da na UL neodplačno, neizključno, prostorsko in časovno neomejeno prenašam pravico shranitve avtorskega dela v elektronski obliki, pravico reproduciranja ter pravico dajanja pisnega zaključnega dela študija na voljo javnosti na svetovnem spletu preko Repozitorija UL;

7. da dovoljujem objavo svojih osebnih podatkov, ki so navedeni v pisnem zaključnem delu študija in tej izjavi, skupaj z objavo pisnega zaključnega dela študija;

8. da dovoljujem uporabo mojega rojstnega datuma v zapisu COBISS.

V Ljubljani, 18. 8. 2017

Podpis avtorja/-ice: _______

* Obkrožite varianto a) ali b).

UDK 519.6:621.646.2(043.2)

Tek. štev.: MAG II/439

Oblikovanje čepa regulacijskega ventila

Jure Papež

Ključne besede:

regulacijski ventil pretočni koeficient oblika in velikost čepa eksperimentalna analiza

V magistrski nalogi je predstavljena analiza vpliva oblike in velikosti regulacijskega čepa na pretočni koeficient v ventilu. Narejena je primerjalna analiza med numeričnim izračunom in eksperimentalnimi rezultati. V nalogi je opisano fizikalno ozadje delovanja ventila, na podlagi katerega so izvedeni numerični izračuni ter prikazana merilna oprema s katero so bili izvedeni eksperimenti. Tako preizkuševališče kot tudi preizkušanec so izdelani po veljavnih standardih za merjenje ventilov. Na obstoječem sistemu za preizkušanje smo eksperimentalno ovrednotili merilno negotovost prototipnega ventila pri merjenju pretočnega koeficienta.

UDC 519.6:621.646.2(043.2)

No.: MAG II/439

Design plug for control valve

Jure Papež

Key words:

regulational valve flow coefficient shape and size plug experimental analysis

This work represents the analysis how shape and size of regulation plug influences the valve flow coefficient. Focus is on comparison analysis between numerical calculations and experimental results. In the work, there is also physical background of valve operation based on what numerical calculations were made and overview of measurement equipment used for experiments. Measurement equipment and test samples are prepared per valid standards for valves measurements. On the existing measuring equipment, we quantified also measurement uncertainty when measuring flow coefficient on prototype valve.

Kazalo

	Kazalo s	lik	XV
]	Kazalo p	oreglednic	xvii
5	Seznam	uporabljenih simbolov	xix
5	Seznam	uporabljenih okrajšav	xxi
1.	Uvod		1
	11	Ozadie problema	1
	1.1.		1 2
2	Teor	etične osnove in nregled literature	2 5
	2 1	Definicija templinih noimev	5
	2.1.		
	2.2.	Sestava ventila	6
	2.2.1.	Opis glavnih komponent v ventilu	
	2.2.	1.1. Ohišje ventila 1.2. Vrat ventila	8 8
	2.2.	1.3. Čep	
	2.2.	1.4. Sedež	
	2.2.	1.5. Vreteno 1.6. Tesnilo (O-ring)	8 Q
	2.2.	1.7. Priključki za merjenje tlaka	
	2.3.	Fizikalna izhodišča delovanja ventila	
	2.3.1.	Izpeljava enačb volumskega in masnega toka skozi ventil	11
	2.3.2.	Izpeljava pretočne veličine k _v	
	2.3.3.	Izpeljava enačbe tlačnega padca ventila	14
	2.4.	Osnovne karakteristike ventila	15
	2.4.1.	Linearna karakteristika	15
	2.4.2.	Logaritemska karakteristika	
	2.4.3.	Kombinirana/deljena karakteristika (linearna-linearna)	21
	2.4.4.	Kombinirana/deljena karakteristika (linearna-logaritemska)	
3.	Meto	dologija raziskave	27
	3.1.	Eksperimentalna analiza regulacijskega ventila	
	3.2.	Prototipni VGF ventil in merilni sistem	
	3.2.1.	Prototipni VGF ventil s komercialnim pogonom	
	3.2.2.	Merilna proga	
	3.2.	2.1. Umestitev ventila v obstoječe merilno preizkuševališče	
	3.2.	2.2. Komercialni pogon	
	3.2. 3.2.	 Zajemanje podatkov	
	3.3.	Izvedba meritev	

	3.4.	Princip izračuna in konstrukcija geometrije čepa	37
	3.5.	Izračun eksperimentalnega pretočnega koeficienta α	39
	3.6.	Simulacija	41
	3.7.	Vrednotenje merilne negotovosti	45
4.	Rezu	ltati in diskusija	47
	4.1.	Merilne značilnice	47
	4.1.1.	Vpliv tlačne razlike	47
	4.1.2.	Prikaz pretočnega koeficienta glede na velikost (premer) čepa	48
	4.1.3.	Prikaz pretočnega koeficienta glede na obliko čepa	50
	4.2.	Primerjava med teoretično in dejansko-izmerjeno karakteristiko	52
	4.3.	Primerjava eksperimentov in CFD numerične simulacije	53
	4.4.	Skupna ocene merilne negotovosti	55
5.	Zaključki		57
6.	Liter	atura	59

Kazalo slik

Slika 2.1: Grafični prikaz pretoka medija po cevi [4]	5
Slika 2.2: Prikaz ventila skupaj s pogonom	7
Slika 2.3: Prečni prerez in tloris ventila za prikaz osnovnih komponent	9
Slika 2.4: Prikaz osnovnih veličin, za zapis energijske bilance [7]	10
Slika 2.5: Linearna karakteristika ventila [12]	15
Slika 2.6: Primerjava med teoretično in dejansko linearno karakteristiko [12]	16
Slika 2.7: Primerjava linearne karakteristike z upoštevanjem kv vrednosti [12]	17
Slika 2.8: Logaritemska karakteristika ventila [12]	18
Slika 2.9: Primerjava med teoretično in dejansko logaritemsko karakteristiko [12]	19
Slika 2.10: Primerjava logaritemske karakteristike z upoštevanjem kv vrednosti [12]	20
Slika 2.11: Linearna-linearna karakteristika ventila [12]	21
Slika 2.12: Prehodno območje pri linearno-linearni karakteristiki [12]	22
Slika 2.13: Linearna-logaritemska karakteristika ventila [12]	23
Slika 2.14: Točka prehoda pri linearno-logaritemski karakteristiki [12].	24
Slika 3.1: (a) 3D model prototipnega VGF ventila in (b) prečni prerez modela z označenimi sestavnimi deli	28
Slika 3.2: Oprema ventila za izvedbo preizkusov	28
Slika 3.3: Shematski prikaz merilnega sistema	29
Slika 3.4: (a) Merilni sistem s prototipnim ventilom in pripadajočo merilno opremo, (b) krmilni sistem merilne proge in (c) računalnik ter program za zajem podatkov	30
Slika 3.5: Komercialni pogon	32
Slika 3.6: Program PROLAV za zajem in obdelavo izmerjenih podatkov	33
Slika 3.7: Povezava merilnikov z računalniškim delom	34
Slika 3.8: Prikaz kolobarjastega pretočnega preseka pri regulacijskem čepu	37
Slika 3.9: Izračun oblike čepa.	39
Slika 3.10: Odvisnost pretočne površine glede na položaj vretena.	40
Slika 3.11: Priprava modela za simulacijo	42
Slika 3.12: Priprava strukturirane računske mreže	43
Slika 3.13: Prikaz hitrostnega polja v ventilu	44
Slika 3.14: Prikaz tlačnega polja v ventilu	44
Slika 4.1: Vpliv tlaka na pretočno karakteristiko	47
Slika 4.2: Vpliv velikosti čepa (lin) na pretočni koeficient	48
Slika 4.3: Vpliv velikosti čepa (log) na pretočni koeficient	49
Slika 4.4: Vpliv velikosti čepa (lin-log) na pretočni koeficient	49
Slika 4.5: Prikaz pretočnega koeficienta premeru sedeža pri DN50	50
Slika 4.6: Prikaz pretočnega koeficienta premeru sedeža DN25	51
Slika 4.7: Prikaz pretočnega koeficienta premeru sedeža DN10	51
Slika 4.8: Primerjava med izmerjeno in teoretično linearno karakteristiko	52

Slika 4.9: Primerjava med izmerjeno in teoretično logaritemsko karakteristiko	. 53
Slika 4.10: Primerjava k _v vrednosti med eksperimentalnim in CFD numeričnim izračunom karakteristike pri premeru DN50.	53
Slika 4.11: Primerjava k _v vrednosti med eksperimentalnim in CFD numeričnim izračunom karakteristike pri premeru DN25	54
Slika 4.12: Primerjava k _v vrednosti med eksperimentalnim in CFD numeričnim izračunom karakteristike pri premeru DN10.	54
Slika 4.13: Prikaz pretočnega koeficienta z vrisanim intervalom merilne negotovosti	. 55

Kazalo preglednic

Preglednica 3.1: Izračuna geometrija čepa DN10 pri 1,0 bar tlačnega padca za linearno karakteristiko ventila	40
Preglednica 3.2: Aproksimacijski polinom za izračun oblike čepa za premer cevi DN50 pri 1,0 b	oar. 41
Preglednica 3.3: Aproksimacijski polinom za izračun oblike čepa za premer cevi DN25 pri 1,0 b	5ar 41
Preglednica 3.4: Aproksimacijski polinom za izračun oblike čepa za premer cevi DN10 pri 1,0 b	bar 41

Oznaka	Enota	Pomen
A	m^2 ; mm^2	površina; pretočni presek
b	/	smerni koeficient logaritemske karakteristike
d	mm	notranji premer čepa
D	mm	notranji premer sedeža
F	Ν	sila
g	m/s^2	težnostni pospešek
h	m; mm	višina; položaj vretena
$k_{vT}(h_T)$	/	točka prehoda
k	/	smerni koeficient linearne karakteristike
k_v	m ³ /h	pretočna veličina
<i>k</i> _{vs}	m ³ /h	pretočna veličina pri 1 bar
т	/	pretočni presek
'n	kg/s	masni tok
N	/	število razdelkov; meritev
L_p	dB(A)	zvočni tlak
n	/	smerni koeficient karakteristike
р	Pa	tlak
R	/	regulacijsko razmerje
S	m ² ; mm	površina; razdalja med čepom in sedežem
Т	°C	temperatura
U	V	napetost
и	%	napaka
v	m/s	hitrost
V	m ³	volumen
<i>॑</i>	m^3/s	volumski tok
Z	m	višina
x	%	razmerje med izmerjeno in pravo vrednostjo
a	/	pretočni koeficient
u N	0	kot
<i>Y</i> 1	/	sprememba
	kg/m ³	gostota
$\mathcal{P}_{\mathcal{F}}$	/	koeficient
ς π	/	konstanta
л Ф	/	koeficient pretoka
Ψ	/	koeneient pretoka

Seznam uporabljenih simbolov

Indeksi

0	referenčni; teoretični
10	merjeni
100	nazivni

- a absolutni
- a

din	dinamični
i	trenutni; izmerjeni
lin	linearni
log	logaritemski
р	pravi
m	masni
n	največji
nak	naključni
naz	nazivni
r	najnižji
S	dejanski
sist	sistematični
stat	statični
tot	totalni
V	volumski

Seznam uporabljenih okrajšav

Okrajšava	Pomen
J	
3D	tro-dimenzijski
A/D	analogno-digitalna
CFD	računalniška dinamika tekočin (ang. Computational fluid dynamics)
DN	premer cevi (ang. Diametre nominal)
IN	vstop (ang. <i>Inlet</i>)
KV	kontrolni volumen
LAV	Laboratorij za akustiko in vibracije
MKV	metoda končnih volumnov
OUT	izstop (ang. <i>Outlet</i>)
PN	nazivni tlak (ang. Pressure nominal)
R&D	oddelek Razvoja in raziskav (ang. Research and Development)
VGF	oznaka vrste ventila
STV	sanitarna topla voda

1. Uvod

1.1. Ozadje problema

Natančna regulacija temperature v ogrevalnem sistemu zagotavlja ustrezno udobje za končnega uporabnika v zgradbi. Optimalno delovanje regulacije temperature v prostoru poveča energijsko učinkovitost, saj zmanjša toplotne izgube in s tem izpuste ogljikovega dioksida (CO₂). Dobra regulacijska razmerja in hitri odzivni časi regulacijskega sistema so le nekatere od funkcij, ki so potrebne za zagotavljanje optimalne regulacije. Po cevovodih v katere so vgrajene tudi armature (npr. ventili, lopute, pipe, itd.) se pretakajo različne tekočine in plini (delovne snovi). Armatura mora omogočati čim večje območje regulacije (od zelo majhnega pretoka naprej do nazivnega) in hidravlično karakteristiko pretoka, ki jo zahteva standard, saj le tako daje najvišji izkoristek v energetskem sistemu [1].

Ventili so namenjeni upravljanju tokov raznih medijev. Glede na uporabo jih lahko delimo v dve skupini [3]:

- ventili za regulacijo,
- zaporni ventili.

Pri ventilih za regulacijo z dušenjem reguliramo masni tok, ki se pretaka skozi ventil, medtem ko so zaporni ventili namenjeni za t. i. izolacijo-ločitev od sistema (vklop-izklop naprave). Uporabljamo jih samo v dveh stanjih: odprto-zaprto in z njimi načelno ne dušimo tokov, ker niso temu namenjeni [3].

Glede na način dušenja oziroma princip zapiranja jih delimo v več skupin. Glavni predstavniki so [3]:

- ventil,
- zasun,
- krogelna pipa,
- loputa.

Ventili so vsaj dvo-potni. Torej imajo vsaj dve priključni mesti. Obstajajo pa tudi več potni ventili, tri in štiri potni ventili. Ti so uporabni za mešanje dveh ali več tokov [3].

Zaradi velike ponudbe na trgu daljinske energetike, konkurenca zahteva od podjetij vsakdanji razvoj, izboljšave in kvaliteto novih izdelkov.

Kot razvojni inženirji v oddelku Razvoja in raziskav (R&D) v podjetju se pri razvoju novih produktov-ventilov srečujemo z raznolikimi problemi, zato smo se z nadrejenimi in s sodelavci odločili, da bomo enega izmed njih tudi podrobneje analizirali. Pri tem želimo, da bi z narejeno raziskavo pripomogli oziroma rešili problem, ki je pomemben za nadaljnji razvoj ventilov. Osredotočili smo se na dva vplivna parametra in sicer, obliko in velikost čepa pri enakem ohišju ventila. Hidravlično karakteristiko samega ohišja ventila smo predpostavil kot konstanto, saj smo preizkuse izvajali vedno z enakim ohišjem s polnim oz. reduciranim natokom, da lahko zanemarimo vpliv vstopnega in izstopnega dela. Tako želimo dognati, kako se s spreminjanjem geometrije čepa v ventilu odraža pretočni koeficient ventila (α). Podjetje ima lastni testni laboratorij, kjer se narejene izboljšave in novi produkti testirajo. Delovanje ventila ovrednotimo na podlagi meritev pretoka in tlačnega padca v odvisnosti od odprtja ventila. Tako je potrebno za kakovost ventila zagotoviti čim bolj ponovljive oz. konstantne pogoje, ki nam v danih karakteristikah ventilov določajo natančnost izmerjenih vrednosti, hkrati pa meritve potekajo pod pogoji stalne tlačne razlike (tlačna razlika skozi ventil). Po večini se uporablja ventile z linearno, logaritemsko in deljeno karakteristiko zato smo v tej magistrski nalogi uporabili le-te.

1.2. Cilji

Namen magistrske naloge je analizirati vpliv oblike regulacijskega čepa na pretočni koeficient ventila, za kar potrebujemo sledeče parametre (spremenljivke): pretok (\dot{V}), tlačni padec ventila (Δp), statični tlak (p_{stat}), položaj vretena (h) in viskoznost medija (temperatura vode (T)).

Ugotoviti želimo (eksperimentalno):

- kakšen je vpliv spreminjanja tlačnega padca ventila na pretočni koeficient (α),
- vpliv oblike (geometrije) čepa na koeficient α,
- vpliv spreminjanja velikosti čepa na pretočni koeficient.

Postavljene hipoteze:

- pretočni koeficient je neodvisen od tlačnega padca ventila,
- oblika (geometrija) čepa nima vpliva v primeru enakih pretočnih površin,
- velikost čepa (premer) ne vpliva na koeficient α ob predpostavki, da so vplivi ohišja zanemarljivi.

Na podlagi rezultatov meritev v laboratoriju bomo preverili teoretično ozadje za določitev vpliva oblike in velikosti čepa na pretočni koeficient. Na podlagi izračunanih in izmerjenih vrednosti bomo rezultate primerjali tudi z numeričnim modelom. Simulacije bomo izvedli s programskim paketom FloEFD.

V poglavju 2 so predstavljeni vplivni parametri, ki delujejo na ventil, njegova zgradba in osnovne karakteristike, ki nam ovrednotijo delovanje ventila. Razdelane so teoretične osnove delovanja ventila, fizikalna izhodišča in predpostavke, na podlagi katerih deluje sodobni ventil. Matematično so popisane statične značilnice in vpliv na delovanje tovrstnih ventilov.

Delo se v poglavju 3 posveča uporabljeni metodologiji dela. Podrobno je opisana konstrukcijska izvedba uporabljenega prototipnega ventila, predstavljeni so glavni izsledki eksperimentalne in numerične analize. V nadaljevanju poglavja je predstavljena zgradba merilnega sistema in umestitev ventila v obstoječe preizkuševališče za preizkušanje funkcij in karakteristik ventilov. Umerili smo vse potrebne merilne inštrumente, ki smo jih povezali skupaj z ventilom. Ventil smo povezali s krmilnim sistemom in računalnikom, ki nam zajema in obdeluje podatke. S testno merilno progo določimo optimalne pogoje delovanja in nato ovrednotimo natančnost izmerjenih vrednosti pretokov, saj so ključnega pomena v celotnem procesu testiranja ventilov. Pretočnost ventila ugotavljamo v kvazi-stacionarnem načinu, glede na položaj čepa med skrajnima legama (popolnoma odprt-zaprt). Predstavljen je princip izračuna in konstrukcija geometrije čepa ter numerična simulacija. V sklepnem delu poglavja je opisan potek meritev in postopek vrednotenja merilne negotovosti izmerjenih vrednosti.

Rezultati meritev so predstavljeni v poglavju 4. Na podlagi izmerjenih vrednosti smo določili posamezne prispevke k skupni merilni negotovosti.

V zadnjem, 5. poglavju, so povzeti glavni sklepi in ugotovitve. Izpostavili smo tudi predloge za nadaljnje delo.

Uvod

2. Teoretične osnove in pregled literature

2.1. Definicija temeljnih pojmov

Ena izmed osnovnih enačb dinamike fluidov je osnova Bernoullijeva enačba, ki jo je leta 1738 prvič zapisal švicarski matematik in fizik Daniel Bernoulli v svojem delu *Hydrodynamica,* iz katere se zapiše tudi enačba za ohranjanje energije. Prikazuje funkcijo pretvorbe energij med vstopnim in izstopnim delom [5]:



Slika 2.1: Grafični prikaz pretoka medija po cevi [4].

Iz slike 2.1 tako zapišemo enačbo za nestisljiv tok, [5]:

$$\frac{v^2}{2} \cdot \rho + \rho \cdot g \cdot z + p = \text{konstanta}, \tag{2.1}$$

kjer je v hitrost fluida, ρ gostota fluida, g težnostni pospešek, z višina in p tlak fluida.

Iz zakona o ohranitvi energije sledi enačba (2.1), pri čemer se upošteva kontinuitetno enačbo. Tako se v prvem členu prepozna prispevek kinetične energije tekočine (dinamični tlak), v drugem prispevek težnostne potencialne energije, tretji pa podaja tlak in predstavlja statični tlak. Vsi trije prispevki so preračunani na enoto prostornine tekočine. Vsota med dinamičnim in statičnim tlakom je skupni/totalni tlak [5].

Vemo, da velja enačba (2.1) za idealne pogoje, v praksi pa velja le približno, ker se zahteve po njeni veljavnosti medsebojno izključujejo: tok ne viskoznih tekočin praviloma ni laminaren ampak turbulenten. Uporabna je za opis tekočin, če je njihova viskoznost dovolj majhna. Uporabi se jo lahko pri plinih, kadar je gostota plina približno konstantna. Velikokrat se uporabi tudi za opis turbulentnega toka, ki je v povprečju stacionaren [5].

2.2. Sestava ventila

Ventil z oznako VGF je prehodni prirobnični tlačno razbremenjeni regulacijski ventil, s pogonom, ki je lahko (glej sliko 2.2) [1]:

- elektromotorni,
- pnevmatski,
- kombiniran.

Prav tako se ga uporablja v kombinaciji [1]:

- s termostati,
- z varnostnimi nadzorniki temperature,
- z varnostnimi omejevalniki temperature.

V kombinaciji s temperaturnimi regulatorji se uporablja ventile predvsem za pripravo tople sanitarne vode (STV) v [1]:

- bojlerjih STV,
- akumulatorskih sistemih STV,
- trenutni pretočni pripravi STV.

VGF ventile vgrajujemo v:

- primarne cevovode (vročevod),
- v dvižne vode sekundarnega sistema (hišna centralna kurjava).

Glavni deli regulacijskega ventila so prikazani na sliki 2.3:

- 1, 2 ohišje,
- 3 čep,
- 4 sedež,
- 5 vreteno,
- 6 tesnilo,
- 7 priključki za odjem tlaka.

Glede na izvedbo obstaja več variant tesnjenja vretena. Tu igrajo odločilno vlogo [3]:

- tlak,
- temperatura medija,
- trenje v tesnilu (potrebujemo večjo silo za premik vretena),
- dopustna netesnost (strupeni, dragi mediji),
- način obratovanja ventila,
- cena ventila,
- vzdrževanje.



Slika 2.2: Prikaz ventila skupaj s pogonom.

2.2.1. Opis glavnih komponent v ventilu

2.2.1.1. Ohišje ventila

Ohišje ventila želimo, da je čim manjše, ker je vgradnja enostavnejša v energetske sisteme. Geometrija ohišja je odvisna od nazivne velikosti ventila (v našem primeru DN50), načina vgradnje in hidravličnih razmer v ventilu. V ventilu želimo imeti čim manj tlačnih padcevenakomerno speljane vhodne in izhodne kanale (IN-OUT), da se nam v čim manjši meri pojavljajo vrtinci, turbulence (turbulentni tok), vodni in tlačni udari, kar nazadnje vse vpliva na karakteristiko ventila. Mere za ventil so standardizirane po standardu DIN 3202-2 in SIST EN 558 [14], [15]. Materiale, ki jih za ohišje uporabljamo so odvisni od tlačne stopnje (v našem primeru PN25) in temperature.

2.2.1.2. Vrat ventila

Vrat služi za vodenje vretena v ventilu, hkrati pa ima tudi funkcijo tesnjenja. Služi za pritrditev pogona, kateri premika vreteno. Na njem je tudi merilo položaja, ki služi za odčitavanje položaja čepa. Narejeni so iz medenine, nerjavečih jekel (Inox), sive litine, itd.

2.2.1.3. Čep

Regulacijski čep ventila skupaj v povezavi s sedežem določa pretočno karakteristiko ventila, zato je pomembno, kakšno geometrijo čepa imamo v ventilu. V praksi se uporabljajo različne vrste čepov kot so npr.: utorni, ravni, itd. Pri tem se uporablja mehko ali kovinsko tesnjenje. Material iz katerega se izdelajo je predvsem medenina in nerjaveče jeklo.

2.2.1.4. Sedež

Premer sedeža ventila prav tako vpliva na pretočno karakteristiko ventila. Za izdelavo sedežev se uporabljajo podobni materiali kot pri čepu. V določenih primerih so implementirani že v ohišje. Tesnjenje med sedežem in ohišjem se uporablja mehko, kovinsko, velikokrat pa tudi tesnjenje z lepilom (npr. Loctite 577).

2.2.1.5. Vreteno

Za vreteno je značilno, da služi za premikanje regulacijskega čepa, hkrati pa je povezan skupaj s pogonom. Zagotavljati mora zunanje in notranje tesnjenje. Zaradi korozijske odpornosti je izdelan iz nerjavečega jekla. Njegova površina je valjana, da dosežemo čim manjše trenje med tesnilom in vretenom, ter minimiziramo obrabo o-ringa.

2.2.1.6. Tesnilo (O-ring)

Tesnila se uporabljajo za notranje tesnjenje med sestavnimi deli ventila, ter zunanje tesnjenje za tesnjenje ventila. Vrsta in material tesnil sta odvisna od temperature in medija za katero se ventil uporablja (EPDM, NBR, itd.) [2].

2.2.1.7. Priključki za merjenje tlaka

Na priključke priključimo impulzne vode za merjenje tlaka. Na podlagi izmerjenega Δp nastavimo želeni pretok ali obratno.



Slika 2.3: Prečni prerez in tloris ventila za prikaz osnovnih komponent.

2.3. Fizikalna izhodišča delovanja ventila

Fizikalna izhodišča delovanja ventila so povzeta po literaturi Emerson et al. [6].

Energijski bilanci z (Bernoullijevo enačbo) moramo upoštevati dva robna pogoja:

- ni izmenjane toplote v in iz sistema ter

- ni opravljenega nobenega tehniškega dela med opazovanima točkama 1 in 2. Pri uporabi Bernoullijeve enačbe za pretok tekočin, enačba predstavlja pretvorbo energije med dvema točkama v toku fluida. Slika 2.4 prikazuje vstopno-izstopno točko, ki opisuje oziroma beleži večji tlak (1) in točko dva (2), kjer je nižji tlak zaradi pretvorbe energije iz potencialne v kinetično energijo. Na podlagi tega lahko zapišemo spodnjo enačbo (2.3):

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + g \cdot z_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + g \cdot z_2 = \text{konstanta.}$$
(2.3)

Enačba prikazuje vsoto energijskih členov, ki je enaka v obeh točkah.



Slika 2.4: Prikaz osnovnih veličin, za zapis energijske bilance [7].

Iz zakona o ohranitvi mase in energije sledi kontinuitetna enačba, ki določa, da se masni tok ohranja:

$$\rho_1 \cdot v_1 \cdot A_1 = \rho_2 \cdot v_2 \cdot A_2, \tag{2.4}$$

kjer A_1 predstavlja pretočni presek cevi v točki 1 in A_2 pretočni presek cevi v točki 2.

Za nestisljiv fluid upoštevamo, da sta $\rho_1 = \rho_2$, sledi:

$$v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2. \tag{2.5}$$
2.3.1. Izpeljava enačb volumskega in masnega toka skozi ventil

Zapišemo splošno Bernoullijevo enačbo:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + g \cdot z_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + g \cdot z_2.$$
(2.6)

Nato enačbo (2.6) preuredimo in zapišemo:

$$p_1 + \frac{v_1^2}{2} \cdot \rho + \rho \cdot g \cdot z_1 = p_2 + \frac{v_2^2}{2} \cdot \rho + \rho \cdot g \cdot z_2, \qquad (2.7)$$

kjer p_1, p_2 predstavljata tlačno energijo, $\frac{v_1^2}{2} \cdot \rho, \frac{v_2^2}{2} \cdot \rho$ kinetično energijo in $\rho \cdot g \cdot z_1$, $\rho \cdot g \cdot z_2$ potencialno energijo.

Kadar tok fluida teče horizontalno in ni spremembe v višini (z) velja, da je sprememba potencialne energije enaka nič:

$$\rho \cdot g \cdot z_1 - \rho \cdot g \cdot z_2 \to 0. \tag{2.8}$$

Enačbo (2.8) lahko v kombinaciji s kontinuitetno enačbo (2.7) preuredimo:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{v_2^2}{2} \cdot \rho - \frac{v_1^2}{2} \cdot \rho.$$
(2.9)

Če upoštevamo, da je ρ = konstantna, zapišemo:

$$v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2, \tag{2.10}$$

pri tem velja:

$$A_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4},\tag{2.11}$$

$$A_2 = \frac{\pi \cdot d^2}{4},\tag{2.12}$$

pri čemer sta D notranji premer cevi v točki 1 in d notranji premer cevi v točki 2.

Ponovno zapišemo enačbo (2.10) in zamenjamo enačbi (2.11) in (2.12) z A_1 in A_2 :

$$v_1 = v_2 \cdot \frac{A_2}{A_1} \to v_1 = v_2 \cdot \frac{d^2}{D^2}$$
, (2.13)

združimo z enačbo (2.9) in ob zamenjavi z enačbo (2.13) dobimo nastalo enačbo, ki povezuje izstopno hitrost (v) z diferenčnim tlakom med točkama 1 in 2 (Δp):

$$v_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot (1 - \frac{d^4}{D^4})}}.$$
 (2.14)

Za izračun volumskega toka (\dot{V}) pomnožimo obe strani enačbe s svetlim presekom cevi (A):

$$\dot{V} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot (1 - \frac{d^4}{D^4})}} \to \dot{V} = A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot (1 - \frac{d^4}{D^4})}},$$
(2.15)

ter za izračun masnega toka (\dot{m}) pomnožimo obe strani enačbe z gostoto fluida (ρ):

$$\dot{m} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}{1 - \frac{d^4}{D^4}}} \to \dot{m} = A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}{1 - \frac{d^4}{D^4}}}.$$
(2.16)

Razmerje $\frac{d}{D}$ zamenjamo z uvedbo nove spremenljivke *x*, ter preuredimo enačbo (2.15) za izračun volumskega toka (\dot{V}):

$$x = \frac{d^4}{D^4},$$

$$\dot{V} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot (1 - x^4)}}.$$
 (2.17)

Z enakim postopkom preuredimo enačbo (2.16) za izračun masnega toka (\dot{m}):

$$\dot{m} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}{1 - x^4}}.$$
(2.18)

Z uvedbo novega korelacijskega faktorja-pretočnega koeficienta α ($\alpha = \frac{1}{\sqrt{1-x^4}}$), lahko zadnji dve enačbi (2.17) in (2.18) poenostavimo:

$$\dot{V} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \alpha \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \to \dot{V} = \alpha \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}, \qquad (2.19)$$

$$\dot{m} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \alpha \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p} \to \dot{m} = \alpha \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p}.$$
(2.20)

Pri predpostavkah določevanja koeficienta α moramo upoštevati, da viskozne učinke in prenos toplote zanemarimo ter, da so tlačni priključki na idealnih mestih. Korelacijski faktor je odvisen od razmerja m [2]:

$$m = \left(\frac{d_{\rm i}}{D_{\rm s}}\right)^2 = \frac{A_{\rm i}}{A_{\rm n}}\,,\tag{2.21}$$

kjer predstavljajo d_i trenutni premer čepa, D_s dejanski premer sedeža, A_i trenutni pretočni presek in A_n največji pretočni presek (svetli presek sedeža).

Tudi ti dve enačbi (2.19) in (2.20) teoretično popišeta enačbo za nestisljiv tok, saj ne upoštevamo energijskih izgub za realno tekočino. Ne smemo pozabiti, da je korelacijski faktor odvisen tudi od Reynoldsovega števila (vpliv hitrosti medija).

2.3.2. Izpeljava pretočne veličine k_v

 k_V vrednost je pretočna veličina ventila pri vsakokratnem položaju vretena (*h*). Osnovna enota za k_V veličino je m³/h. Potrebno pa je upoštevati spodnje robne pogoje [2]:

- izgube statičnega tlaka ($\Delta p \cdot k_V$) v ventilu so 10⁵ Pa (1 bar),

- temperatura (T) vode je v razponu med 278 K in 315 K (od 5 °C do 40 °C).

Kadar merimo k_V vrednost, mora biti sistem popolnoma napolnjen z vodo. Pri tem mora biti izguba tlaka (Δp) vedno med 0,35 bar in 1 bar, da velja spodnja enačba [2]:

$$k_{\rm V} = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p} \cdot \frac{\rho}{\rho_0}} , \qquad (2.22)$$

kjer je \dot{V} volumski pretok, Δp_0 izgube statičnega tlaka (1 bar), Δp izmerjeni tlačni padec ventila (statični tlak skozi ventil), ρ gostota vode in ρ_0 gostota hladne vode pri temperaturi 15,6 °C.

Zgornja enačba (2.22) velja za primer, kadar imamo turbulenten tok, nimamo kavitacije in kadar ne izpiramo sistema (ang. flushing).

 $k_{\rm V}$ vrednost je enaka pretoku pri vrednosti padca tlaka (Δp) 1 bar [8].

 $k_{\rm VS}$ vrednost nam poda pretočno količino karakteristike ventila, hkrati pa je enaka $k_{\rm V}$ vrednosti pri položaju vretena regulacijskega čepa, kjer je ventil popolnoma odprt (h_{100}) . Vsak tip ventila ima podano svojo $k_{\rm VS}$ vrednost [8].

Splošen zapis enačbe za k_V vrednosti temelji na hidrodinamskem zakonu, kjer je padec tlaka (Δp) v ventilu sorazmeren kvadratu hitrosti medija oz. volumskem pretoku (\dot{V}) [10]:

$$\frac{\Delta p_1}{\dot{v}_1^2} = \frac{\Delta p_2}{\dot{v}_2^2},\tag{2.23}$$

ali drugače zapisano:

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \frac{\dot{V}_1^2}{\dot{V}_2^2} \,. \tag{2.24}$$

Iz zgornjih dveh enačb (2.23) in (2.24) lahko izrazimo \dot{V}_1 :

$$\dot{V}_1 = \dot{V}_2 \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2}}.$$
(2.25)

Sedaj upoštevamo, da je padec tlaka (Δp) v ventilu 1 bar in predpostavimo $\dot{V}_2 = k_V$ in $p_2 = 1$ bar, sledi [10]:

$$\dot{V}_1 = k_{\rm V} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_1}{1}} = k_{\rm V} \cdot \sqrt{\Delta p_1} .$$
 (2.26)

Iz enačbe (2.22) dobimo, da je Δp_0 pri 1 baru enak 1 bar, vrednost gostote (ρ) za vodo pa prav tako, zato lahko zapišemo poenostavljeno enačbo [9], [10]:

$$k_{\rm V} = \frac{\dot{v}}{\sqrt{\Delta p}} \,. \tag{2.27}$$

Pri pretočnih karakteristikah lahko k_V vrednost ventila, glede na izmerjene vrednosti odstopa največ ± 10 % pri maksimalnem položaju vretena (h_{100}).

2.3.3. Izpeljava enačbe tlačnega padca ventila

Pri izpeljavi enačbe tlačnega padca (Δp) uporabimo zakon kvadratnega naraščanja uporov enačba (2.6):

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + g \cdot z_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + g \cdot z_2.$$
(2.28)

Ponovni zapis enačbe (2.7):

$$p_1 + \frac{v_1^2}{2} \cdot \rho + \rho \cdot g \cdot z_1 = p_2 + \frac{v_2^2}{2} \cdot \rho + \rho \cdot g \cdot z_2.$$
(2.29)

Če upoštevamo, da se nam višina (z) ne spreminja, hkrati pa je gostota (ρ) konstantna poenostavimo enačbo (2.7):

$$\Delta p = p_2 - p_1 = \frac{v_2^2}{2} \cdot \rho - \frac{v_1^2}{2} \cdot \rho .$$
(2.30)

Tako smo dobili splošno enačbo za tlačni padec (Δp), kjer predpostavimo, da je Δp premosorazmeren kvadratu hitrosti in koeficientu trenja ξ :

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \,. \tag{2.31}$$

Če enačbo (2.27) zapišemo s pomočjo $k_{\rm V}$ vrednosti dobimo:

$$\Delta p = \left(\frac{\dot{v}}{k_{\rm V}}\right)^2. \tag{2.32}$$

Upor pretoka v ventilu nam povzroči padec tlaka (Δp). Kadar smo v turbulentnem režimu, je padec tlaka premosorazmeren spremembi kinetične energije glede na spremembo pretočne hitrosti (standard IEC 534-2-3) [11]. Vrednost koeficienta k_V , odstopa v mejah \pm 5 %, glede na izmerjene in vrednotene vrednosti po zgoraj omenjenem standardu.

2.4. Osnovne karakteristike ventila

Osnove karakteristike ventila so povzete po literaturi Štupica. [12].

Karakteristika pretoka ventila nam poda razmerje med položajem vretena (*h*) in koeficientom pretoka (Φ_0) ali odvisnost (k_v) vrednosti ($k_{v \text{ lin}}/k_{v \log}$) od dviga čepa (*h*). Koeficient pretoka (Φ) predstavlja relativni delež polnega/nazivnega natoka (Φ_s/Φ_{naz}).

2.4.1. Linearna karakteristika

Linearna karakteristika pretoka slika 2.5, 2.6 in 2.7 nam predstavlja linearno povezavo med pretokom (Φ) in položajem vretena oz. čepa (h). Osnovna oblika naklona linearne karakteristike ne sme odstopati od doseženega naklona linearne karakteristike za več kot \pm 30 % v območju položaja vretena od h_{10} do h_{100} (glej sliko 2.6). V območju položaja vretena od h_0 do h_{10} ne moremo popisati karakteristike, saj se ne bi nahajala v območju tolerančnega nagiba (t. j. prehodno območje) [2].



Slika 2.5: Linearna karakteristika ventila [12].

Splošna linearna enačba za pretok po standardu IEC 534-2-3 [11]:

$$\Phi(x) = k \cdot h_{\rm lin} + \Phi \,, \tag{2.33}$$

kjer so Φ koeficient pretoka za *h*=0, *k* smerni koeficient linearne karakteristike in h_{lin} položaj vretena.



Slika 2.6: Primerjava med teoretično in dejansko linearno karakteristiko [12].

Dejanska karakteristika v sliki 2.6 predstavlja primer povzet iz izmerjenih vrednosti iz prakse, ki prikazuje kakšna naj bi na primer bila dejanska karakteristika ventila.

V enačbo (2.33) vstavimo parametre iz slike 2.5 in dobimo:

$$k_{\rm v} = \frac{k_{\rm vs\,lin} - k_{\rm vo\,lin}}{1} \cdot h_{\rm lin} + k_{\rm vo\,lin}.$$
(2.34)

V nadaljevanju pretvorimo merilo ordinatne osi v relativno skalo karakteristike iz $k_{v \text{ lin}}$ v $\frac{k_{v \text{ lin}}}{k_{v \text{ slin}}}$ in dobimo:

$$\frac{k_{\rm v \, lin}}{k_{\rm vs \, lin}} = \left(1 - \frac{k_{\rm vo \, lin}}{k_{\rm vs \, lin}}\right) \cdot h_{lin} + \frac{k_{\rm vo \, lin}}{k_{\rm vs \, lin}}.$$
(2.35)

Nato dobljene izmerjene rezultate primerjamo z rezultati, ki jih predvideva standard VDI/VDE 2173, ki predpisuje naslednje [13]:

$$\frac{k_{\rm v \, lin}}{k_{\rm vs \, lin}} = \frac{k_{\rm vo \, lin}}{k_{\rm vs \, lin}} + n_{\rm lin} \cdot \frac{h}{h_{100}}, \tag{2.36}$$

$$n_{\rm lin} = 1 - \frac{k_{\rm vo\,lin}}{k_{\rm vs\,lin}},\tag{2.37}$$

kjer predstavljajo $k_{v0 \text{ lin}}$ teoretično k_V vrednost pri položaju vretena h_0 , $\frac{k_{vs \text{ lin}}}{k_{vo \text{ lin}}}$ teoretično nastavitveno razmerje, $\frac{k_{vs \text{ lin}}}{k_{vr \text{ lin}}}$ dejansko nastavitveno razmerje, n_{lin} smerni koeficient linearne karakteristike, h položaj vretena, h_{100} nazivni položaj vretena (popolnoma odprt ventil), $k_{vr \text{ lin}}$ najnižja vrednost nastavitvenega razmerja, $k_{vs \text{ lin}}$ vrednost, ki je še v območju toleranc.

Potrebno je upoštevati, da odstopanje nastavitvenega razmerja glede na teoretično predpostavljeno karakteristiko ne sme biti večji od ± 10 %.



Slika 2.7: Primerjava linearne karakteristike z upoštevanjem k_v vrednosti [12].

Če enačbo (2.35) razvijemo še naprej po zgornjem standardu dobimo regulacijsko razmerje R za linearno karakteristiko:

$$R_{\rm lin} = \frac{k_{\rm vs\,lin}}{k_{\rm vo\,lin}}.\tag{2.38}$$

V nadaljevanju združimo enačbi (2.35) in (2.37) in dobimo:

$$\frac{k_{\rm v \, lin}}{k_{\rm vs \, lin}} = \left(1 - \frac{1}{R_{\rm lin}}\right) \cdot h_{\rm lin} + \frac{1}{R_{\rm lin}} \,. \tag{2.39}$$

Za izračun čepa potrebujemo $k_{v lin}$, kar pomeni, da moramo pomnožiti s $k_{vs lin}$ obe strani enačbe (2.39):

$$k_{\rm v \, lin} = \left[\left(1 - \frac{1}{R_{\rm lin}} \right) \cdot h_{\rm lin} + \frac{1}{R_{\rm lin}} \right] \cdot k_{\rm vs \, lin} \,. \tag{2.40}$$

Za potek karakteristike pretoka, lahko zapišemo enačbo, ki velja v vsaki točki:

$$n_{\rm lin} = \frac{h_{100}}{dh} \cdot \frac{dk_{\rm v\,lin}}{k_{\rm vs\,lin}} \,. \tag{2.41}$$

2.4.2. Logaritemska karakteristika

Logaritemska karakteristika pretoka slika 2.9 in 2.10 pomeni logaritemsko odvisnost pretoka (Φ) od položaja vretena oz. čepa (h) [2]. Osnovna oblika naklona logaritemske karakteristike ne sme odstopati od doseženega naklona logaritemske karakteristike za več kot \pm 30 % v območju položaja vretena od h_{10} do h_{100} (glej sliko 2.9). V območju položaja vretena od h_0 do h_{10} ne moremo popisati karakteristike, saj se ne bi nahajala v območju tolerančnega nagiba (t. j. prehodno območje) [2].



Slika 2.8: Logaritemska karakteristika ventila [12].

Tudi tukaj zapišemo splošno enačbo logaritemske karakteristike ventila po standardu IEC 534-2-3 [11]:

$$\Phi(x) = \Phi \cdot e^{b \cdot h_{\log}}, \tag{2.42}$$

kjer so Φ koeficient pretoka za *h*=0, *b* smerni koeficient logaritemske karakteristike in h_{\log} položaj vretena.



Slika 2.9: Primerjava med teoretično in dejansko logaritemsko karakteristiko [12].

V osnovno enačbo (2.42) vstavimo parameter iz slike 2.8:

$$k_{\rm v \, log} = \Phi \cdot e^{b \cdot h_{\rm log}}.\tag{2.43}$$

Nato koeficienta Φ_0 in *b* zapišemo z vrednostmi parametrov, ki jih določimo grafično iz slike 2.8 $(h_{log} = 0, k_v = k_{v0 log})$ in $(h_{log} = 1, k_v = k_{vs log})$:

V enačbo (2.43) vstavimo dobljeni koeficient *b* in dobimo:

$$k_{\rm v \log} = \Phi \cdot e^{\ln\left(\frac{k_{\rm vs \log}}{k_{\rm vo \log}}\right) \cdot h_{\log}}.$$
(2.45)

Podobno kot smo zapisali pri izpeljavi linearne karakteristike, tudi tukaj primerjamo s standardom VDI/VDE 2173, ki predpisuje [13]:

$$\frac{k_{\rm v \, log}}{k_{\rm v s \, log}} = \frac{k_{\rm vo \, log}}{k_{\rm v s \, log}} \cdot e^{n_{\rm log} \cdot h_{\rm log}},\tag{2.46}$$

$$n_{\log} = ln \left(\frac{k_{\rm vs \log}}{k_{\rm vo \log}}\right),\tag{2.47}$$

kjer so $k_{v0 \log}$ teoretična k_V vrednost pri položaju vretena h_0 , $\frac{k_{vs \log}}{k_{v0 \log}}$ teoretično nastavitveno razmerje, $\frac{k_{vs \log}}{k_{vr \log}}$ dejansko nastavitveno razmerje, n_{\log} smerni koeficient enako odstotne karakteristike, $k_{vr \log}$ najnižja vrednost nastavitvenega razmerja, $k_{vs \log}$ vrednost, ki je še v območju toleranc.

Prav tako je potrebno upoštevati, da izmerjene in vrednotene vrednosti po standardu VDI/VDE 2173 dopuščajo odstopanje nastavitvenega razmerja \pm 10 %.



Slika 2.10: Primerjava logaritemske karakteristike z upoštevanjem k_v vrednosti [12].

Enačbo (2.47) razvijemo še naprej po standardu VDI/VDE 2173, da dobimo regulacijsko razmerje logaritemske karakteristike [13]:

$$R_{\log} = \frac{k_{\rm vs\,log}}{k_{\rm vo\,log}}.$$
(2.48)

Združimo enačbi (2.47) in (2.48), ter zapišemo:

$$\frac{k_{\rm v \, log}}{k_{\rm vs \, log}} = \frac{1}{R_{\rm log}} \cdot e^{\left[ln(R_{\rm log})\right] \cdot h_{\rm log}}.$$
(2.49)

Iz matematike poznamo, da je:

$$e^{\left(\ln R_{\log}\right) \cdot h_{\log}} = \left(e^{\ln R_{\log}}\right)^{h_{\log}},\tag{2.50}$$

prav tako tudi relacijo med eksponentnim (e) in naravnim logaritmom (ln):

$$e^{\ln R_{\log}} = R_{\log} \,, \tag{2.51}$$

zato po združitvi enačb (2.50) in (2.56) dobimo:

$$e^{(\ln R_{\log}) \cdot h_{\log}} = R_{\log}^{h_{\log}}.$$
(2.52)

Tako lahko zapišemo končno poenostavljeno obliko enačbe (2.49):

$$k_{\rm v \, log} = \left(\frac{1}{R_{\rm log}} \cdot R_{\rm log}^{h_{\rm log}}\right) \cdot k_{\rm vs \, log} ,$$

$$k_{\rm v \, log} = \left(R_{\rm log}^{[h_{\rm log}-1]}\right) \cdot k_{\rm vs \, log} .$$
(2.53)

Tudi tukaj zapišemo enačbo za karakteristike pretoka, ki velja v vsaki točki:

$$n_{\log} = \frac{h_{100}}{dh} \cdot \frac{dk_{v\log}}{k_{v\log}}.$$
(2.54)

2.4.3. Kombinirana/deljena karakteristika (linearna-linearna)

Po podobnem postopku kot pri linearni in logaritemski karakteristiki izpeljemo korelacijo k_v vrednosti za kombinirano (ang. Split) linearno-linearno karakteristiko.



Slika 2.11: Linearna-linearna karakteristika ventila [12].

Zapišemo splošno enačbo za linearno funkcijo in vanjo vstavimo parametre iz slike 2.11:

$$\Phi(x) = k \cdot h + \Phi,$$

$$k_{\text{v lin1}} = k \cdot h_{\text{lin1}} + k_{\text{v0 lin1}}.$$
(2.55)

Iz slike 2.11 lahko zapišemo prvo korelacijo koeficienta k:

$$k = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} = \frac{k_{\rm vT} - k_{\rm vo \, lin1}}{h_{\rm T}},\tag{2.56}$$

in:

$$k_{\rm v \, lin1} = \frac{k_{\rm vT} - k_{\rm vo \, lin1}}{h_{\rm T}} \cdot h_{\rm lin1} + k_{\rm vo \, lin1}.$$
(2.57)

Ker poznamo enačbo $R_{\text{lin1}} = \frac{k_{\text{vs lin1}}}{k_{\text{vo lin1}}}$, dobimo:

$$k_{\rm v\,lin1} = \frac{k_{\rm vs\,lin1}}{R_{\rm lin1}} + \left(k_{\rm vT} - \frac{k_{\rm vs\,lin1}}{R_{\rm lin1}}\right) \cdot h_{\rm lin1}.$$
(2.58)

 $k_{\rm vT}$ izračunamo iz enačbe (2.40) za linearno krivuljo za točko prehoda $k_{\rm vT}(h_{\rm T})$:

$$k_{\rm v \, lin1} = \frac{k_{\rm vs \, lin1}}{R_{\rm lin1}} + \left(\left[\left(1 - \frac{1}{R_{\rm lin2}} \right) h_{\rm T} + \frac{1}{R_{\rm lin2}} \right] \cdot k_{\rm vs \, lin2} - \frac{k_{\rm vs \, lin1}}{R_{\rm lin1}} \right) \cdot h_{\rm lin1}.$$
(2.59)

Prikaz točke prehoda, ki velja za linearno-linearno karakteristiko prikazuje slika 2.12:



Slika 2.12: Prehodno območje pri linearno-linearni karakteristiki [12].

Ker vemo, da je $k_{vs lin1} = k_{vs lin2} = k_{vs}$, sledi [11]:

$$k_{\rm v \, lin1} = \frac{k_{\rm vs}}{R_{\rm lin1}} + \left(\left[\left(1 - \frac{1}{R_{\rm lin2}} \right) h_{\rm T} + \frac{1}{R_{\rm lin2}} \right] \cdot k_{\rm vs} - \frac{k_{\rm vs}}{R_{\rm lin1}} \right) \cdot h_{\rm lin1}.$$
(2.60)

Sedaj lahko zapišemo tudi drugo korelacijo glede na sliko 2.11 s pomočjo enačbe (2.40):

$$k_{\rm v \, lin2} = \left[\left(1 - \frac{1}{R_{\rm lin2}} \right) \cdot h + \frac{1}{R_{\rm lin2}} \right] \cdot k_{\rm vs} \tag{2.61}$$

2.4.4. Kombinirana/deljena karakteristika (linearnalogaritemska)

V podpoglavju 2.4.4 je prikazana izpeljava k_v vrednosti za linearno-logaritemsko karakteristiko.



Slika 2.13: Linearna-logaritemska karakteristika ventila [12].

Glede na celotno karakteristiko slika 2.13, vidimo, da je začetni del linearen, nato pa logaritemski. Točko prehoda k_{vT} (h_T), kjer se linearna karakteristika preide v logaritemsko, je zahtevana točno pri 30 % dvigu vretena (h). Prehod karakteristike iz ene v drugo je popolnoma zvezen. Točko prehoda se izračuna natanko tam, kjer se karakteristiki dotikata med seboj.

Kontrolno razmerje ventila je ekvivalentno logaritemskemu kontrolnemu razmerju in ga lahko zapišemo z enačbo:

$$R_{\rm lin-log} = \frac{k_{\rm vo\,lin}}{k_{\rm vs\,log}} \,. \tag{2.62}$$

Točko prehoda med linearno in logaritemsko karakteristiko prikazuje slika 2.14:



Slika 2.14: Točka prehoda pri linearno-logaritemski karakteristiki [12].

Da se izognemo nesporazumom v naslednjih korakih, opredelimo položaj vretena (h) za linearno karakteristiko (linearni del) kot h_{lin} .

Nova definirana spremenljivka ima vrednost 1 na točki prehoda $k_{\rm vT}$ ($h_{\rm T}$).

Tako zapišemo splošno linearno enačbo funkcije:

$$\Phi(x) = k \cdot h + \Phi,$$

$$k_{\rm v} = \frac{k_{\rm vT} - k_{\rm vo\,lin}}{h_{\rm T}} \cdot h_{\rm lin} + k_{\rm vo\,lin}.$$
(2.63)

Koeficient k izračunamo iz splošne enačbe:

$$k = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} = \frac{k_{\rm vT} - k_{\rm vo \, lin}}{h_{\rm T}} = k_{\rm vT} - k_{\rm vo \, lin}.$$
(2.64)

Pri izračunu $k_{v \text{ lin}}$ je potrebno upoštevati, da je $h_{\text{lin}} = 1$ na točki prehoda $(k_{v\text{T}} (h_{\text{T}}))$. Prav tako še vedno velja enačba (2.38): $R_{\text{lin}} = \frac{k_{v\text{s} \text{ lin}}}{k_{v\text{o} \text{ lin}}}$.

Če pogledamo podrobneje enačbo (2.38) in (2.63) dobimo:

$$k_{\rm v\,lin} = \frac{k_{\rm vs\,lin}}{R_{\rm lin}} + \left(k_{\rm vt} - \frac{k_{\rm vs\,lin}}{R_{\rm lin}}\right) \cdot h_{\rm lin} , \qquad (2.65)$$

 $k_{\rm vt}$ pa izračunamo iz enačbe (2.53) za logaritemsko karakteristiko:

$$k_{\rm v \,lin} = \frac{k_{\rm vs \,lin}}{R_{\rm lin}} + \left(R_{\rm log}^{(h_{\rm T}-1)} \cdot k_{\rm vs \,log} - \frac{k_{\rm vs \,lin}}{R_{\rm lin}} \right) \cdot h_{\rm lin} \ . \tag{2.66}$$

Ker vemo, da je $k_{vs lin} = k_{vs log}$, lahko enačbo (2.66) zapišemo v končno obliko:

$$k_{\rm v \,lin} = \frac{k_{\rm vs \,lin}}{R_{\rm lin}} + \left(R_{\rm log}^{(h_{\rm T}-1)} \cdot k_{\rm vs \,lin} - \frac{k_{\rm vs \,lin}}{R_{\rm lin}} \right) \cdot h_{\rm lin} , \qquad (2.67)$$

ali še drugače:

$$k_{\text{vlin}} = h_{\text{lin}} \cdot \left(R_{\text{log}}^{(h_{\text{T}}-1)} \cdot k_{\text{vslin}} - \frac{k_{\text{vslin}}}{R_{\text{lin}}} \right) + \frac{k_{\text{vslin}}}{R_{\text{lin}}} .$$
(2.68)

Enačba za logaritemski del karakteristike je enaka enačbi (2.53) in sicer:

$$k_{\rm v \log} = \left(R_{\rm log}^{[\rm h-1]}\right) \cdot k_{\rm vs \log} \,. \tag{2.69}$$

Položaj točke prehoda določimo iz:

- k_v vrednosti, ki je definirana z enačbo $k_{v lin}$ v točki h_T , ki mora biti enaka vrednosti k_v izračunana z enačbo $k_{v log}$

$$k_{\rm v \, lin}(h_{\rm T}) = k_{\rm v \, log}(h_{\rm T}) \rightarrow h_{\rm T}, \qquad (2.70)$$

- dotikalna točka tangente linearne karakteristike glede na logaritemsko karakteristiko, je dosežena, ko sta $k_{v \text{ lin}}$ in $k_{v \log}$ enaki. To pomeni, da mora biti $k_{v \log}$ ekvivalenten $k_{v \ln}$ naklonskemu koeficientu

$$k_{\rm v \, lin} = \underbrace{\left(R_{\rm log}^{(h_{\rm T}-1)} \cdot k_{\rm vs \, lin} - \frac{k_{\rm vs \, lin}}{R_{\rm lin}}\right) \cdot h_{\rm lin}}_{k_{\rm v \, lin}} + \frac{k_{\rm vs \, lin}}{R_{\rm lin}}, \qquad (2.71)$$

$$k_{\rm v \, lin} = k \cdot h + \Phi,$$

$$\frac{d}{dk_{\rm v \, log}} = k_{\rm vs \, log} \cdot R_{\rm log}^{(h_{\rm T}-1)} \cdot \ln R_{\rm log}. \qquad (2.72)$$

Nobena od zgoraj opisanih formul se ne da rešiti analitično. Potrebno je uporabiti numerično reševanje.

3. Metodologija raziskave

3.1. Eksperimentalna analiza regulacijskega ventila

V podjetju v okviru oddelka R&D je bil načrtovan in izdelan prototipni VGF ventil. Na podlagi izračuna, ki sta opisana v podpoglavju 3.4 in 3.5 smo skonstruirali ventil, ki je prikazan na sliki 3.1. V nadaljevanju poglavja so podrobno predstavljeni: izdelava ventila, merilna proga, merilno-tehnične značilnosti, potek merjenja, princip izračuna in konstrukcije geometrije čepov ter izračun pretočnega koeficienta α . Izvedena je simulacija, s katero preverimo kakšne so razlike med eksperimentalnim in numeričnim delom, sledi primerjava med dejansko in teoretično karakteristiko ter na koncu poglavja opis postopka vrednotenja merilne negotovosti.

3.2. Prototipni VGF ventil in merilni sistem

3.2.1. Prototipni VGF ventil s komercialnim pogonom

Glavni sestavni del merilnega sistema je prototipni regulacijski VGF ventil. 3D model z označenimi sestavnimi deli je prikazan na sliki 3.1. Vsi sestavni deli so izdelani iz nerjavečega jekla. Zunanji sklop ohišje in vrat ventila so izdelani po standardu DIN 3202-2 in SIST EN 558 [14], [15], kjer uporabljamo različne materiale, ki so odvisni od tlačne stopnje PN. Ohišje ima na obeh straneh standardizirani prirobnici, ki ju skupaj s tesnili in vijaki povežemo z merilno progo. Na ohišju imamo izvedene tri tlačne odjeme (modrordeči priključki), kjer merimo tlačni padec ventila ($\Delta p_{1,2}$) in razlika tlakov med začetno in končno točko čepa (tlačni padec čepa (Δp_3)). Na spodnjem delu ohišja imamo privijačen pokrov (izdelan iz medenine) s tesnilom, ki preprečuje zunanje puščanje ventila. Tudi vrat ventila je izdelan iz medenine. V vrat ventila je vstavljena vzmet iz patentne žice, s katero zagotovimo čim manjšo histerezo med odpiranjem in zapiranjem ventila. Vzmet je pozicionirana z vskočnikom in podložko iz nerjavečega jekla. Vodenje vretena je zagotovljeno z bakreno pušo, ki je vstavljena v vrat ventila. Vreteno je zaradi korozijske odpornosti izdelan iz nerjavečega jekla. Na zgornjem delu se skupaj s sklopko poveže s komercialnim pogonom, na spodnjem pa se privije čep. Regulacijski čep izdelan iz medenine v povezavi s sedežem določa pretočno karakteristiko ventila. Pri tem smo zagotovili kovinsko tesnjenje (sedež-čep). V ohišje je privijačen sedež, kjer se prav tako

uporabljajo nerjaveči materiali. Tukaj pa smo tesnjenje med sedežem in ohišjem zagotovili s tesnilom in teflonom.



Slika 3.1: (a) 3D model prototipnega VGF ventila in (b) prečni prerez modela z označenimi sestavnimi deli.

Poleg prototipnega VGF ventila (1) merilna mesta sestavljata tudi (glej sliko 3.2) priključna sklopka (2) in komercialni pogon (3).



Slika 3.2: Oprema ventila za izvedbo preizkusov.

3.2.2. Merilna proga

Vsak na novo razviti izdelek, je potrebno testirati v laboratoriju. Naš dotični laboratorij je bil LAV, kjer smo preizkušali ventil. Tu se preverjajo pretočne karakteristike ventilov, merjenje tlačnih padcev ventila, merjenje hrupa oz. zvočnega tlaka v ventilu, itd. Merilna proga omogoča merjenje pretočnih veličin, kjer uravnavamo ustrezni zahtevani tlak v merilnem sistemu in to od najmanjših dimenzij ventilov DN10 do največjih DN50, ki jih omogoča testna proga. Pomembno je, da meritev poteka pod pogoji, ki so predpisani s standardi IEC 534-2-3, VDI VDE 2173, EN 60534-2-4 in ISO 60534-2-1 [11], [13], [16], [17].

Sestavo merilnega sistema s prototipnim VGF ventilom prikazuje blokovna shema na sliki 3.3, kjer VLT predstavljajo variabilne-longitudinalne transformatorje oz. črpalke s frekvenčniki.



Slika 3.3: Shematski prikaz merilnega sistema.

Osnovni podatki oz. območja parametrov preizkuševališča na katerem smo izvedli meritve so:

- preizkusni medij: voda,
- območje nazivnih premerov: od DN10 do DN50,
- območje pretoka vode: do 45 m³/h,
- območje nadtlaka v sistemu: od 0 do 11 bar,
- območje temperature: do 70 °C,
- merjenje diferenčnega tlaka: od 0 bar do 8 bar,
- merjenje dviga vretena: od 0 mm do 48 mm,
- hitrost pomika vretena: od 8 s/mm do 1000 s/mm,
- merilnik hrupa: od 20 dB do 120 dB.

Na sliki 3.4 so prikazane komponente merilnega sistema, ki poleg preizkušanca (1) in pogona (2) merilno progo sestavljajo merilniki diferenčnega tlaka (3a-b-c), temperaturni senzor (4), manometer za statični tlak, merilniki pretoka (6a-b-c), zalogovnik vode (7), tlačna posoda (8), krmilna enota (9), merilna kartica za zajem zvočnega tlaka (10), merilni vmesnik za priklop različnih senzorjev (11), krmilnik hitrosti komercialnega pogona (12) in računalnik za zajem in obdelavo podatkov (13).





Slika 3.4: (a) Merilni sistem s prototipnim ventilom in pripadajočo merilno opremo, (b) krmilni sistem merilne proge in (c) računalnik ter program za zajem podatkov.

3.2.2.1. Umestitev ventila v obstoječe merilno preizkuševališče

Uporabljeno je bilo obstoječe merilno preizkuševališče v laboratoriju LAV za preizkušanje ventilov.

Glavni sklop obstoječega merilnega preizkuševališča je sestavljen iz zalogovnika z vodo, treh visokotlačnih centrifugalnih črpalk (GRUNDFOS, CRN 4), ki vodo poganjajo po preizkuševališču. Naloga črpalk je, da ustvarjajo zahtevano tlačno razliko ne glede na pretok. Črpalkam lahko zvezno reguliramo vrtljaje. Na ta način dosegamo nadtlake od 0 do 6 barov in pretok vode do 45000 L/h. Skupna moč črpalk znaša 12 kW. Cevi sistema so

speljane do pol-gluhe sobe, kjer se nahaja aplikacija z radiatorjem, na katerem merimo zvočni tlak s kondenzatorskim mikrofonom. Sledi testni ventil na katerem so priključki za odjem tlaka. Glede na dimenzijo in največji pretok testiranega ventila določimo primeren merilnik pretoka. Na voljo imamo tri z različnimi območji delovanja, do 5600 L/h, do 15000 L/h in do 45000 L/h.

Prototipni ventil smo v obstoječe preizkuševališče umestili s pomočjo povezovalnih elementov, ki so izdelani iz nerjavečega jekla. Na vstopnem in izstopnem delu v ventilu, se med prirobnice (DN50) vstavi tesnilo ter vse skupaj privijačimo v merilno progo. Za zagotavljanje polno razvitega tokovnega profila smo pred vstopom v ventil predvideli ravno togo cev iz nerjavečega jekla (dolžina $30 \cdot d$), prav tako tudi za izstopom iz ventila (dolžina $6,5 \cdot d$). Cev je bila na več mestih podprta tako, da skupaj tvorijo ravno, horizontalno linijo.

V nadaljevanju je podanih nekaj osnovnih pogojev za preizkuševališče, na katerem smo izvedli meritve. In sicer, upoštevati je potrebno temperaturo (*T*) medija, ki mora ostati v mejah \pm 3 K med trajanjem preizkusa, hkrati pa mora biti v temperaturnem območju med 5 °C in 40 °C, merilna proga mora biti dimenzionirana tako, da notranji premer (*d*) cevovoda ne sme odstopati za več kot \pm 2 % od dejanskega notranjega premera preizkušenega ventila, premeri priključkov za tlak morajo biti od 3 mm do 6 mm in ventil mora biti v preizkuševališče vgrajen tako, da srednjica na vstopnem in izstopnem delu preizkušanca ne odstopa za več kot 0,8 mm od srednjice cevovoda. To velja za velikosti ventilov od DN15 do DN25, za večje dimenzije od DN32 do DN150 pa velja toleranca 1,6 mm [11], [13], [16], [17].

3.2.2.2. Komercialni pogon

Na pogonu (slika 3.5) imamo tudi merilnik za merjenje pomika-inkrementalna letev (1) in merilno celico za merjenje sile na vreteno (2).

Merjenje pomika deluje na principu laserskega žarka. Na merilni letvi so naneseni prozorni in neprozorni pasovi prečno na smer gibanja letve. Na eni strani letve imamo mirujoč izvor svetlobe, na drugi strani pa se nahaja mirujoča maska z dvema režama in svetlobnima tipaloma oz. fotoelementoma.

Pri gibanju letve v pozitivni smeri (+ X) izhodna napetost U_2 vezja s fotoelementom zaostaja za napetostjo za četrtino periode, pri gibanju v nasprotni smeri (- X) pa napetost U_2 za enak iznos periode prehiteva napetost U_1 .

Pomik letve določimo s seštevanjem napetostnih impulzov na enem ali drugem fotoelementu $(U_1 \text{ ali } U_2)$.

Merjenje sile na vreteno z merilno celico pa deluje na principu spremenljive upornosti, ki je posledica mehanskih deformacij. Pri tem uporabljamo uporovne lističe, ki jih prilepimo na elastično podlago oz. na površino neobremenjenega deformabilnega elementa. Ko omenjeni element obremenimo, se le ta deformira, kar povzroči spremembo upornosti uporovnega lističa , ki je pritrjen na površino elementa. Merilni lističi so sestavljeni iz: nosilne folije, aktivnega dela lističa, priključka in dolžine merilnega dela.



Slika 3.5: Komercialni pogon.

3.2.2.3. Zajemanje podatkov

Izsek kontrolnega zaslona iz nadzornega progama je prikazan na sliki 3.6. Slika služi zgolj za virtualni prikaz nadzornega programa.

Sistem avtomatsko zajema in shranjuje podatke, saj je računalniško podprt z namensko programsko opremo in dostopom do podatkovnih baz. Program, ki ga imamo v laboratoriju se imenuje PROLAV, v katerem je narejena programska platforma programa LabView, v katerem je napisan tudi namenski program za merjenje pretočnosti. Program vsebuje dva glavna sklopa in sicer, strojna oprema, ki ima nalogo zajemanja, shranjevanje in uravnavanja signala ter programska oprema, ki prevzame funkcijo nadzorovanja, analize in predstavitve podatkov.

Glede na to, da je sistem avtomatiziran, potrebujemo merilno opremo, ki merjeno veličino pretvarja v električni izhodni signal. Tako je lahko analogni izhodni merilni signal napetostni ali tokovni (npr. 0 do 10 V, 0 do 20 mA, 4 do 20 mA). Merilnike s tokovnim izhodom vežemo v tokovno zanko in na merilnem uporu električni tok pretvarjamo v električno napetost.

Frekvenca vzorčenja ima enoto Hz in pomeni število odčitkov na sekundo. To pomeni, da hitrejše vzorčenje zahteva več odčitkov v danem času, kar je za predstavitev signala boljše, obstaja pa mnogo več podatkov za obdelavo. Pomembna je pravilna izbira frekvence vzorčenja. Merilne signale vzorčimo s frekvenco 100 Hz (velja za meritve karakterizacije merilne proge za testiranje ventilov), če delamo v časovni domeni. Kadar pa izvajamo meritve glede na lego vretena, pa je frekvenca vzorčenja večja. Pomembno merilo za

določanje frekvence zajema meritev je, kakšno ločljivost imajo merilniki. V sistemu za testiranje ventilov imajo merilniki resolucijo 0,001 celotnega območja.

Pri zajemanju analognih merilnih signalov z računalnikom, je potrebno le-te najprej pretvoriti v digitalno obliko, kar omogoča merilna kartica (National Instruments) z analogno digitalnim pretvornikom (A/D). Preko merilne kartice zajamemo podatke o sledečih fizikalnih količinah: diferenčni tlak (Δp), sila (F), temperatura medija (T), statični tlak (p_{stat}), pretok (\dot{V}) in položaj vretena (h). Vsi dajejo tokovni izhod, razen merilnik sile. Hkrati pa merilna kartica vsebuje tudi ojačevalnik, ter tako omogoča zajemanje amplitude šibkejših merilnih signalov, ki se pred A/D pretvorbo ojačijo. Tako je po A/D pretvorbi analogni signal popisan s končnim številom vzorcev, ki so časovno razmaknjeni v določenih časovnih intervalih. Kakovost izhodnega merilnega signala iz merilne kartice je odvisna od točnosti ojačevalnika, ločljivosti in točnosti A/D pretvorbe ter izbire frekvence vzorčenja. Uporabili smo A/D pretvornik v merilni kartici, ki ima 16-bitno ločljivost, kar pomeni, da je celotno vhodno merilno območje razdeljeno na $N = 2^{16} = 65537$, kjer je N število razdelkov in nam v razmerju z območjem kartice, ki je na testni progi od - 10 V do + 10 V, poda resolucijo merilne kartice.

Na sliki 3.6 je prikazan računalniški program za zajem in obdelavo podatkov, kjer določimo tip zvoka (1), izpis trenutnih vrednosti merjenih parametrov (2), začetek in konec zajemanja podatkov (3), izris grafa pretoka v odvisnosti od odprtosti ventila (4), beleženje tipa zvoka od odprtosti ventila (5), prikaz frekvenčnega spektra (6) in izris grafa zvočnega tlaka v odvisnosti od frekvence.

Primer velja za logaritemsko karakteristiko premera cevi DN10 pri tlaku 1bar.



Slika 3.6: Program PROLAV za zajem in obdelavo izmerjenih podatkov.



Slika 3.7: Povezava merilnikov z računalniškim delom.

3.2.2.4. Merilno tehnične značilnosti uporabljene opreme

Merilnik tlaka Δp_1

- tip: Danfoss MBS 7000,
- merilno območje: od 0,4 bar do 10 bar,
- točnost: 3 %: 0,3-10 bar, 1 %: 0,9-10 bar, 0,3 %: 2,5-10 bar,
- merilna negotovost: 1,0 %.

Merilnik tlaka Δp_2

- tip: Rosemount,
- merilno območje: od 0 bar do 7 bar,
- točnost: 3 %: 0,25-7 bar, 1 %: 0,75-7 bar,
- merilna negotovost: 1,0 %.

Merilnik tlaka Δp_3

- tip: Siemens Sitrans P,
- merilno območje: od 1 bar do 20 bar,
- točnost: 1 %: 1-20 bar, 3 %: 0,3-20 bar,
- merilna negotovost: 1,0 %.

Merilnik pretoka

- tip: Danfoss MAG 3100,
- merilno območje: od 0,7 m³/h do 45m³/h,
- točnost: 10-100 %: 1 % merjene vrednosti,
- merilna negotovost: 1,0 %.

Temperaturno merilno zaznavalo Pt 100

- tip: Omega SA2F oz. SA2C,
- merilno območje: od 0 °C do 140 °C,
- točnost: ± 1 °C,
- merilna negotovost: 1,0 %.

Merilnik sile

- tip: Loadcell,
- merilno območje: od 0 N do 2000 N,
- točnost: 10 %: 25-2000 N,
- merilna negotovost: 1,0 %.

Merilnik položaja vretena

- tip: RSF Elektronik,
- merilno območje: od 0 mm do 48 mm,
- točnost: 0,3 %: 15-34 mm, 1 %: 5-34 mm,
- merilna negotovost: 1,0 %.

Merilna kartica

- tip: National Instruments USB-6221 BNC
- osem BNC analognih napetostnih vhodov:
 - ločljivost: 2*16bit,
 - \circ vhodna el. napetost: ± 0 V do ± 10 mV,
 - \circ vhodna el. napetost: ± 0 V do ± 10 mV, max. 0 mA 20 V.
- dva analogna napetostna izhoda:
 - ločljivost: 2*16bit,
 - \circ izhodna el. napetost: ± 0 V do ± 10 mV,
 - \circ izhodni signali: napetostni 0 10 V, max. 0 mA 20 V.

Centrifugalna črpalka

- tip: Grundfos CRN 4,
- moč: 4 kW,
- največji pretok: 45 m³/h,
- največja sesalna višina: 80 m,
- vrtilna frekvenca: 1080-4340 min⁻¹,
- električni nadzorni signal: 0-10 V.

3.3. Izvedba meritev

Pretok vode v merilni progi vzpostavljamo s pomočjo treh črpalk znamke GRUNDFOS, ki jih z ozirom na željen pretok vključimo preko upravljalnega krmilnika posamično ali pa vzporedno. Statičen tlak v cevovodu preizkuševališča uravnavamo s pomočjo stisnjenega zraka, t. i. zračne blazine nad gladino vode v rezervoarju.

Volumski pretok vode med preizkušanjem merimo s tremi elektro magnetnimi merilniki pretokov znamke Danfoss MAGFLO Flowmeter Type MAG3100 za DN50, Danfoss MAGFLO Flowmeter Type MAG3100 za DN25 in Danfoss MASSFLO Flowmeter Type MASS2100 za merjenje dimenzij do DN15 (Coriolisov merilnik pretoka). Vse tlake in tlačne diference v sistemu merimo s tlačnimi pretvorniki znamke Danfoss MBS7000. Za hitro indikacijo imamo v progo vgrajene tudi klasične manometre, ki prikažejo vrednost na samem inštrumentu, z elastičnim merilnim elementom razreda natančnosti 1,0.

Med samo meritvijo merimo tudi zvočni tlak, kjer so cevi speljane v pol-gluho sobo. V njej se nahaja aplikacija, ki je povezana z radiatorjem, nad njem pa je pritrjen kondenzatorski mikrofon, ki zajema podatke o zvočnem tlaku. Na testnem ventilu imamo tri priključke za odjem tlaka, kjer merimo tlačne padce v ventilu ($\Delta p_{1,2}$) in padec tlaka čez čep-sedež (Δp_3). Temperaturo vode v sistemu zaznavamo z vgrajenim temperaturnim tipalom tipa Pt 100. Upravljanje s preizkuševališčem je avtomatizirano preko krmilnika MITSUBISHI, preizkus poteka po naprej programiranem protokolu merjenja.

Za zajem merilnih signalov uporabljamo merilni računalnik, kjer imamo programa LabView in PROLAV.

Testni postopek:

- preverimo statični nadtlak v sistemu (od 3 bar do 3,5 bar) in temperaturo medija (od 5 °C do 40 °C),
- odzračimo merilno progo in s tem preprečimo napake delovanja tlačnih senzorjev zaradi zračnih mehurčkov v sistemu,
- nastavimo želeni tlačni padec ventila (1 bar),
- ventil z majhno hitrostjo premika vretena (156 s/mm) zapremo do spodnje lege, da dosežemo predpisano nominalno silo (400 N). Ta točka nam predstavlja ponovljiv začetek meritve,
- začetek preizkusa,
- ventil s predpisano hitrostjo dviga vretena odpiramo do polne odprtosti ventila (-400 N),
- sledi zapiranje ventila do spodnje lege (400 N),
- prekinemo zapisovanje merjenih vrednosti, shranimo datoteko in znižamo nadtlak na 0 bar.

Prav tako je pomembno, da upoštevamo tudi pravilni potek preizkusa, pri katerem moramo biti pozorni predvsem na:

- preizkusni medij: voda,
- spremljanje temperature okolice,
- spremljanje barometrskega tlaka,
- vstopno temperaturo medija z natančnostjo ± 1 °C,
- lego čepa v ventilu v mejah 0,5 % nazivnega položaja vretena,
- volumski pretok medija z natančnostjo ± 0.9 m³/h,
- tlaki in diferenčni tlak v mejah natančnosti \pm 0,4 bar od trenutne vrednosti.

Preizkuse, ki smo jih opravili zajemajo hidravlično karakteristiko celotnega ventila. To pomeni, da rezultati meritev zajemajo karakteristiko čepa in ohišja ventila skupaj. V našem primeru smo izvedli meritve na treh različnih velikostih čepa (DN10, DN25, DN50) in s tremi različnimi geometrijami čepa (linearna, logaritemska in kombinacija obeh linearna-logaritemska). Hidravlično karakteristiko samega ohišja ventila pa smo predpostavil kot konstanto. Če bi v različnih primerih merili hidravlično karakteristiko posameznih ohišij, bi bilo potrebno pri spremembi tipa ohišja ponovno določiti čep. To pomeni, da so meritve, ki smo jih izvedli primerne samo za naš tip ventila VGF DN50 PN25. Tako ima večji vpliv ohišje pri večjih odprtjih ventila, najbolj pa pri popolnoma odprtem ventilu, kjer imamo največje dušenje ohišja.

3.4. Princip izračuna in konstrukcija geometrije čepa

V poglavju 3.4 je predstavljen teoretični pristop k izračunu geometrije čepa. Slika 3.8 prikazuje, kako se izračuna geometrija čepa za vse tri karakteristike (linearno, logaritemsko in deljeno linearno-logaritemsko).



Slika 3.8: Prikaz kolobarjastega pretočnega preseka pri regulacijskem čepu.

Na podlagi slike 3.8 zapišemo enačbo za razdaljo S:

$$S = \frac{D_{\rm s} - d_{\rm i}}{2 \cdot \cos \gamma_{\rm i}} , \qquad (3.1)$$

kjer *S* predstavlja najkrajšo pravokotno razdaljo ("vena contracta") med čepom in sedežem, D_s dejanski premer sedeža, d_i trenutni premer čepa (odvisen od položaja čepa oz. vretena) in γ_i trenutni kot med sedežem in čepom.

Če zavrtimo okrog y-osi razdaljo *S*, dobimo ploskev (stožec) pretočnega preseka čepa, ki jo zapišemo z enačbo:

$$A_{i} = \frac{d_{i} + D_{S}}{2} \cdot \pi \cdot S, \qquad (3.2)$$

kjer A_i predstavlja trenutni pretočni presek grla.

Ker izvajamo meritve pri različnih položajih oz. dvigih vretena $(h_{10}, h_{20}, h_{30}, h_{40}, h_{50}, h_{60}, h_{70}, h_{80}, h_{90}, h_{100})$, sledi enačba:

$$A_{i} = \frac{(D_{s}^{2} + d_{i}^{2})}{4 \cdot \cos \gamma_{i}} \cdot \pi .$$

$$(3.3)$$

Na podlagi enačbe (3.3) ali (2.19) tako izračunamo celotno krivuljo za posamezni položaj vretena.

Pretočni presek (A_i) lahko izrazimo tudi preko volumskega pretoka in razmerja m, ker se meritve izvajajo z vodo pri temperaturi od 5 °C do 40 °C:

$$A_{\rm i} = 19,641 \cdot \frac{k_{\rm v}}{\alpha}.\tag{3.4}$$

Nato izrazimo trenutni premer čepa (d_i) iz enačbe (3.3):

$$d_i = \sqrt{D_s^2 - \frac{4 \cdot A_i \cdot \cos \gamma_i}{\pi}}.$$
(3.5)

Sedaj zapišemo enačbi za izračun k_v vrednosti za linearno in logaritemsko karakteristiko:

$$k_{\rm v \, lin} = k_{\rm vs} \cdot \frac{h}{h_{100}} + k_{\rm v0} \cdot (1 - \frac{h}{h_{100}}), \tag{3.6}$$

$$k_{\rm v \, log} = k_{\rm v0} \cdot e^{\ln \frac{k_{\rm vS}}{k_{\rm v}} \cdot \frac{h}{h_{\rm 100}}} \,. \tag{3.7}$$

Ker imamo enačbi (3.6) in (3.7) z dvema neznankama, moramo pri vsakokratnem položaju vretena (h_{10} , h_{20} , h_{30} , h_{40} , h_{50} , h_{60} , h_{70} , h_{80} , h_{90} , h_{100}) vstaviti različne vrednosti kota γ_i in tako dobimo pripadajoči premer (d_i) čepa. S premeri in položaji vretena (h) dobimo točke. Nato točke povežemo in dobimo krivulje. Tangente na posamezne segmentne krivulje pa dajejo pravo geometrijo konture regulacijskega čepa.

Z vrednotenjem eksperimentalnih rezultatov ugotovimo ali dobljena hidravlična karakteristika ustreza standardu in če ne, s pomočjo dobljenih rezultatov skonstruiramo nov regulacijski čep. Pravilnost hidravlične karakteristike se ugotovi s pomočjo diagrama, kjer se na ordinatno os nanašajo koeficienti pretoka $\frac{k_v}{k_{vs}}$ za položaje vretena h_5 do h_{100} . Po standardu ISO IEC 534-2-3 *n* ne sme odstopati več kot za ± 30 % pri položajih vretena h_{10} do h_{90} , dejanski k_v pri h_{100} pa ne več kot ± 10 % k_{vs} vrednosti.

Iz znanih k_v vrednosti in pretočnega preseka A_i za vsak položaj vretena se izračuna pretočni koeficient α in razmerja odprtja m za vse merjene h. Izračunana m in α se vneseta v diagram m- α . Tako dobljena krivulja nam služi za korekcijo prototipnega regulacijskega čepa.

Iz rezultatov ugotavljamo ustreznost pretočne karakteristike. Če le ta ne odstopa od standarda je izračun in konstrukcija dokončna, drugače ponovimo postopek s tem, da α odčitamo iz diagrama *m*- α in ga uporabim v novem preračunu. Na podlagi tega izračuna

izdelamo nov čep, ki ga ponovno preizkusimo. V primeru, da rezultati še vedno niso zadovoljivi, je potrebno celoten postopek ponoviti vključno z izdelavo novega prototipnega regulacijskega čepa.

Za lažje razumevanje, smo izdelali interni dokument, kjer smo celotni postopek opisan v poglavju 3.4. prenesli v Excel, kot je prikazano na sliki 3.9. Program je poenostavljen, saj ne upošteva vseh vplivov (turbulence, viskoznosti, tokovnih razmer, obliko natoka, itd.). Poleg dokumenta, program sestavljajo (glej sliko 3.9) podatki oz. parametri, ki jih vnesemo za vsako karakteristiko posebej (1), prednastavljena pretočna karakteristika α , ki je enaka ena za celoten položaj vretena (2), izračunane vrednosti in prikaz geometrije čepa (3), ter izbira zavihka (4), katero karakteristiko želimo upoštevati za izračun konture čepa.

Slika 3.9 prikazuje primer izračuna geometrije čepa linearne karakteristike za premer sedeža DN10.



Slika 3.9: Izračun oblike čepa.

3.5. Izračun eksperimentalnega pretočnega koeficienta α

S pomočjo zgornjega programa na sliki 3.9, smo dobili teoretično geometrijo čepa in pretočne površine (A_i) v desetih različnih točkah. Da smo lahko izračunali pretočne površine za *n*-ti položaj vretena (h), smo v Excel dokumentu aproksimirali polinom različnih stopenj (za vsako karakteristiko posebej). Na sliki 3.10 lahko vidimo primer linearne karakteristike pri premeru sedeža DN10.

<i>y</i> [mm]	<i>d</i> [mm]	A _i [mm ²]
0,00	10,97	0,59
0,70	10,81	3,51
1,48	10,62	6,42
2,96	10,27	12,26
4,43	9,91	18,09
5,91	9,53	23,92
7,39	9,13	29,76
8,86	8,72	35,59
10,33	8,29	41,42
11,79	7,83	47,26
13,24	7,35	53,09
14,71	6,83	58,92

Preglednica 3.1: Izračuna geometrija čepa DN10 pri 1,0 bar tlačnega padca za linearno karakteristiko ventila.



Slika 3.10: Odvisnost pretočne površine glede na položaj vretena.

V nadaljevanju preglednice prikazujejo aproksimacijske polinome za izračun oblike čepa pri različnih karakteristikah ventilov in različnih premerih cevi.

Karakteristika	Premer cevi DN50
LIN	$y = 0,213 \cdot x^2 + 33,482 \cdot x + 11,873$
LOG	$y = 0,0139 \cdot x^5 - 0,3062 \cdot x^4 + 2,4214 \cdot x^3 - 7,1792 \cdot x^2 + 8,9718 \cdot x + 4,0658$
LIN-LOG	$y = 14,252 \cdot e^{(0,2927)x}$

Preglednica 3.2: Aproksimacijski polinom za izračun oblike čepa za premer cevi DN50 pri 1,0 bar.

Preglednica 3.3: Aproksimacijski polinom za izračun oblike čepa za premer cevi DN25 pri 1,0 bar.

Karakteristika	Premer cevi DN25
LIN	$y = 0,0068 \cdot x^2 + 10,458 \cdot x + 2,0514$
LOG	$y = 0,0029 \cdot x^5 - 0,0766 \cdot x^4 + 0,7522 \cdot x^3 - 2,8193 \cdot x^2 + 4,2599 \cdot x + 0,904$
LIN-LOG	$y = 0,0057 \cdot x^4 - 0,0708 \cdot x^3 + 0,4326 \cdot x^2 + 2,5901 \cdot x + 3,4912$

Preglednica 3.4: Aproksimacijski polinom za izračun oblike čepa za premer cevi DN10 pri 1,0 bar.

Karakteristika	Premer cevi DN10
LIN	$y = 0,0031 \cdot x^2 + 3,9156 \cdot x + 0,6653$
LOG	$y = 0,0008 \cdot x^5 - 0,022 \cdot x^4 + 0,2164 \cdot x^3 - 0,8016 \cdot x^2 + 1,2647 \cdot x + 0,3972$
LIN-LOG	$y = 0,0328 \cdot x^3 - 0,3618 \cdot x^2 + 2,4731 \cdot x + 0,629$

Na podlagi izračunanih polinomov iz eksperimentalno določenih točk, smo določili vrednosti pretočnih koeficientov.

3.6. Simulacija

Simulacije uporabljamo za reševanje kompleksnih problemov, kjer z uporabo različnih numeričnih postopkov rešujemo enačbe. Pri takih postopkih, kateri zahtevajo veliko število matematičnih operacij, je uporaba ustreznih programskih orodij, ki nam omogočajo reševanje kompleksnih sistemov enačb in s tem simulacijo dejanskih tokovnih in temperaturnih razmer v poljubnem geometrijskem področju neizogibna. Poleg samega reševanja sistema enačb pa v sklop numerične simulacije sodijo še dodatni koraki, s katerimi pripravimo računski problem in na ustrezen način analiziramo običajno veliko količino dobljenih rezultatov:

- risanje 3D geometrijskega modela,
- določevanje robnih in začetnih pogojev,
- izdelava računske mreže,
- numerična simulacija.

Za numerično reševanje transportnih enačb (gibalna, kontinuitetna in energijska) je potrebno v naprej določiti vrednost določenih parametrov (hitrost, temperatura, tlak, itd.) v robnih točkah računskega področja. Poleg teh vrednosti je za ustrezen potek izračuna potrebno določiti tudi vrsto drugih parametrov, npr. turbulenčni model, model prenosa toplote, diskretizacijsko metodo, kriterij konvergence, itd. Pri izvedbi simulacije, smo modelu (ventilu) dodali cevi na obeh straneh v dolžini $5 \cdot d$ ju zaprli s pokrovoma, za nastavitev robnih pogojev (glej sliko 3.11). Na vhodnem delu ventila smo nastavili hitrost toka fluida (voda), na izhodnem delu pa statični tlak. Modelu smo odvzeli komponente (vzmet, podložka, vskočnik, o-ringi, itd.) katere nimajo bistvenega vpliva na simulacijo, saj tako programu omogočimo hitrejše in točnejše delovanje in s tem preprečimo, da bi prišlo do večjih napak.



Slika 3.11: Priprava modela za simulacijo.

Sledila je izdelava računske mreže, kjer smo celotno računsko področje zapolnili z mrežo, ki jo v splošnem sestavlja večje število heksaedrov, tetraedrov, piramid in prizem. Potrebno je bilo paziti na kriterije kvalitete celic, kot so asimetrija in zveznost med prehodom celic različnih oblik in velikosti. To smo izvedli z metodo končnih volumnov (MKV). Vsak element mreže je kontrolni volumen, v katerem poteka numerično reševanje sistema transportnih enačb. Pomembno je, da je KV obdan z določenim številom vozlišč (povezani med seboj), ki so podani z lokalnimi vektorji. Pri tem velja zakon o ohranitvi energije, kjer tok, ki vstopa v en KV, je enak toku, ki izstopa iz drugega. Uporabili smo strukturirano mrežo, saj izračun simulacije poteka hitreje in pride do manjše numerične disipacije, kjer posledično dobimo boljše in kvalitetnejše rezultate kot pri nestrukturirani računski mreži.



Slika 3.12: Priprava strukturirane računske mreže.

V elementih mreže z upoštevanjem vseh prej določenih parametrov poteka iterativno reševanje sistema enačb. Pri tem je pomembno, da izračun konvergira, torej se z vsakim korakom bolj približa pravilni rešitvi sistema. Ko je izračun končan, se vsi rezultati (hitrostni vektorji, temperature, tlaki itd.) zapišejo v datoteko in jih lahko analiziramo v ustreznem programu za postprocesiranje. V nadaljevanju je predstavljen primer numerične simulacije za premer ventila DN50 z linearno karakteristiko (glej sliki 3.13 in 3.14), kjer je grafično ponazorjen vpliv hitrostne porazdelitve (vektorsko) glede na odprtost ventila in tlačna odvisnost.

Slika 3.13 prikazuje hitrostno polje linearnega čepa premera DN50 s konturami (barvno), vektorsko in z izobarami. Na vtoku (desna stran) je tok laminaren, saj so hitrosti najmanjše medtem, ko se na levi strani tok razvije in dobimo manjše tlake (glej sliko 3.14). Največje hitrosti nastajajo v najmanjšem preseku med čepom in sedežem, kjer je največja verjetnost kavitacije materiala (pride do lokalnega zmanjšanja tlaka in visokih hitrosti medija, zato nastajajo zračni mehurčki napolnjeni s paro in drugimi plini, ki se nahajajo v fluidu, kateri ob imploziji povzročijo tlačne udare, ki razjedajo material). Temno modra barva predstavlja prostor, kjer so hitrosti najmanjše in ga pravzaprav ne bi bilo potrebno imeti, hkrati pa je potreben, da se tok v cevi lahko razvije.



Slika 3.13: Prikaz hitrostnega polja v ventilu.

Na sliki 3.14 je razvidna sila curka, ki deluje v horizontalni smeri na čep. Na vstopnem delu smo podali volumski pretok 0,006944 m³/s in statični nadtlak (enak na vstopu in izstopu) 3 bar (ob predpostavki, da sta masni in volumski pretok enaka). Iz numeričnih meritev smo dobili totalni/celotni tlak (4,64 bar), s pomočjo katerega lahko izračunamo dinamični tlak (enačba 3.8), ki nam poda tlačni padec ventila.

$$\Delta p_{din} = \Delta p_{tot} - \Delta p_{stat}.$$
(3.8)

Slika 3.14: Prikaz tlačnega polja v ventilu.

3.7. Vrednotenje merilne negotovosti

Vrednotenje merilne negotovosti so povzete po literaturi Bajsića [19], [20].

Zavedamo se, da smo pri meritvah naredili merilno napako. Iz merilne tehnike vemo, da jo lahko izrazimo v absolutno in jo podamo v enotah merjene veličine ali pa relativno, kjer povemo, kolikšna je napaka v razmerju do prave vrednosti merjene veličine. Absolutno napako definiramo z razliko izmerjene in prave vrednosti:

$$u_a = x_i - x_p aga{3.9}$$

relativno pa kot:

$$u_r = \frac{x_i - x_p}{x_p} \,. \tag{3.10}$$

Napake, ki se pojavijo pri merjenju so lahko sistematične ali naključne. Sistematični vpliv se pojavi, ko isti vplivni parameter enako vpliva na vsako izmerjeno vrednost, kljub povečanju številu meritev ne pridobimo nobenega izboljšanja. Ostale vrste vzrokov pa je takšnih, ki povzročajo razpršenost izmerjenih vrednosti okoli sedanje vrednosti. Vsak posamezni vzrok ima lahko neznaten vpliv na izmerjeno vrednost, ker pa jih je več sočasno deluje v obeh smereh, z različno intenzivnostjo in časovnimi poteki t. i. delujejo kot celota nepredvidljivo. Ker jih je težko odkriti in ovrednotiti, jih združimo, njihov vpliv pa pripišemo neznanemu vzroku. Pri tem nastane napaka, ki ima nedoločen predznak, njena absolutna vrednost pa je odvisna od naključja, zato jo imenujemo naključna napaka. Posledica teh napak je, da je meritev nenatančna.

Tako sistematična kot naključna napaka imata predvsem eno različno lastnost. Sistematično napako lahko načeloma ugotovimo, ali jo s korekcijo izločimo oz. kompenziramo, medtem, ko naključne napake ne moremo.

Tako lahko zapišemo enačbo, ki prikazuje povezavo med izmerjeno in pravo vrednostjo merjene veličine:

$$x_i = x_p + u_a = x_p + u_{sist} + u_{nak} . (3.11)$$

Večje kot je število meritev, manjši postane vpliv naključnih napak, ki jih ne moremo kompenzirati. Naključne napake se pri merjenju znebimo tako, da ponavljamo meritve pod enakimi pogoji, vendar aritmetična sredina neskončne množice izmerjenih vrednosti še ni enaka pravi vrednosti veličine. Do prave vrednosti pridemo, ko ugotovimo vse dele sistematične napake, ki so brez napak. Sistematična napaka je v resnici poglaviten vir netočnosti. Odkrivamo jo z različnimi metodami, z namerno povzročenimi posledicami, z menjavo izvajalcev meritev, s primerjavo z rezultati v drugih laboratorijih itd. Za ostalo sistematično napako lahko kvečjemu ocenimo, njen predznak postane nedoločen, tako da postane podobna naključni napaki [18]. Kadar hočemo izvedeno meritev kakovostno ovrednotiti, moramo uporabiti številski podatek t. i. merilno negotovost.
4. Rezultati in diskusija

4.1. Merilne značilnice

4.1.1. Vpliv tlačne razlike

Iz rezultatov meritev, prikazanih na sliki 4.1 je razvidno, da je pretočni koeficient neodvisen od tlačnega padca ventila. Meritve so bile izvedene na različnih oblikah čepov pri premeru sedeža 10 mm in tlačnih padcih 0,5, 1, 2 in 4 bar.



Slika 4.1: Vpliv tlaka na pretočno karakteristiko.

4.1.2. Prikaz pretočnega koeficienta glede na velikost (premer) čepa



Slika 4.2: Vpliv velikosti čepa (lin) na pretočni koeficient.

Iz slike 4.2 je opaziti, da pretočni koeficient doseže maksimalno vrednost na začetku, saj imamo prehodno področje, kjer kontura čepa še ne definira karakteristike ventila medtem, ko v nadaljevanju lahko govorimo o definiranem področju, ki predstavlja funkcijo α , ki je v kontaktu z delovnim profilom čepa.

Kot predvideno je v začetni fazi vrednost koeficienta α večja. To nakazuje na to, da so pretočne razmere pri zelo majhnih odprtjih boljše kot pri večjih. Hkrati je opaziti, da se vrednost funkcije pretočnega koeficienta zmanjšuje z večanjem dimenzije čepa-sedeža. Iz tega je možno sklepati, da je velikost funkcije α odvisna od čepa-sedeža in hkrati opaziti, da je pri DN50 dejansko funkcija α najbolj konstantna. Vrednosti α so 1,2 na začetku, nato pa se ustalijo pri 0,7 in konvergirajo proti 0,5, odvisno od oblike ohišja oz. pretočnih karakteristik.



Slika 4.3: Vpliv velikosti čepa (log) na pretočni koeficient.

Iz slike 4.3 vidimo, da je pri logaritemski funkciji DN10 opaziti povečanje vrednosti α , kar nakazuje izboljšanje pretočnih razmer. Domnevamo lahko, da "vena contracta" preide iz začetnega zaprtega pretočnega profila čepa v bolj odprt logaritemski del čepa. To velja za vse tri logaritemske karakteristike.



Slika 4.4: Vpliv velikosti čepa (lin-log) na pretočni koeficient.

Iz slike 4.4 je opaziti, da je prehod profila čepa iz linearnega dela v logaritemskega viden na pretočnem koeficientu α (prevoj funkcije). Tam dosežemo minimalno vrednost, nato pa se začne karakteristika počasi večati. To pomeni, da je tudi pri največjem premeru DN50 pretočni koeficient odvisna od "vene contracta", ta pa je odvisna od profila čepa.



4.1.3. Prikaz pretočnega koeficienta glede na obliko čepa

Slika 4.5: Prikaz pretočnega koeficienta premeru sedeža pri DN50.

Slika 4.5 prikazuje pretočni koeficient α v odvisnosti od razmerja pretočne površine med čepom in sedežem ter svetle površine sedeža. V prehodnem delu $A/A_{\text{sedež}} = 0,00-0,02$, kot že omenjeno v podpoglavju 4.1.2, kontura čepa še ne definira karakteristike ventila medtem, ko v nadaljevanju govorimo o definiranem področju, ki je definirano z delovnim profilom čepa. V tem primeru je prehodno področje v primerjavi s prehodnim področjem na sliki 4.6 ravno obratno, saj nima istega poteka krivulj. Iz slike 4.5 lahko sklepamo, da ima oblika čepa velik vpliv na pretočni koeficient α .

Iz slike 4.6 vidimo, da v prehodnem delu $A/A_{\text{sede}\tilde{z}} = 0,00-0,05$, kontura čepa še ne definira karakteristike ventila, v definiranem področju ($A/A_{\text{sede}\tilde{z}} = 0,05-0,4$) pa oblika čepa prevzame vpliv nad karakteristiko ventila. Opazimo lahko, da pri linearni karakteristiki α z večanjem razmerja $A/A_{\text{sede}\tilde{z}}$ enoznačno pada, medtem ko pri logaritemski in linearno-logaritemski karakteristiki dobimo lokalni minimum, potem pa α zopet naraste in nato konstantno pada. Razlog bi lahko bil v geometriji čepa. Pričakovali smo, da bo pretočni koeficient neodvisen od oblike sedeža, česar pa rezultati meritev ne potrjujejo, ki velja za vse tri primere (slike 4.5, 4.6 in 4.7).



Slika 4.6: Prikaz pretočnega koeficienta premeru sedeža DN25.



Slika 4.7: Prikaz pretočnega koeficienta premeru sedeža DN10.

Prav tako kot v primeru iz slike 4.5, lahko tudi tukaj sklepamo, da ima oblika čepa velik vpliv na pretočni koeficient α .

4.2. Primerjava med teoretično in dejansko-izmerjeno karakteristiko

Začetno odstopanje iz slike 4.8 in 4.9 se pojavi zaradi začetne oblike čepa, kjer najkrajša razdalja ni definirana med sedežem in karakteristiko čepa, ampak med sedežem in tesnilno površino čepa (vpliv pretočnega koeficienta na pretok).

Upoštevati je potrebno, da prihaja do odstopanja zaradi:

- merilne negotovosti meritev tlačne razlike, pretoka in položaja vretena,
- popačenja vrednosti pretoka pri interpolaciji funkcije α,
- nenatančnosti izdelave regulacijskih čepov in sedežev.

Z meritvami dokažemo, da način določitve teoretične karakteristike sovpada z dejansko eksperimentalno meritvijo, je pa res, da se ta odstopanja povečujejo z večanjem premera ventila oz. povečanjem pretoka.



Slika 4.8: Primerjava med izmerjeno in teoretično linearno karakteristiko.

Iz slike 4.9 je opazno, da se tik pred popolnim odprtjem, pri odprtjih večjih od 93 % (med 15 mm in 16 mm) pojavi prevoj, kar nam ponazarja, da je "vena contracta" še vedno v stiku s čepom in sedežem ampak, ne gre več za pravokotno razdaljo med naležno površino čepa in sedeža (karakteristika čepa nima več vpliva na pretok).



Slika 4.9: Primerjava med izmerjeno in teoretično logaritemsko karakteristiko.

4.3. Primerjava eksperimentov in CFD numerične simulacije

Na slikah 4.10, 4.11 in 4.12 so prikazane primerjave k_V vrednosti med eksperimentalnimi in numeričnimi simulacijami karakteristik pri različnih premerih sedeža. Iz spodnjih treh slik vidimo, da se linije eksperimentalnih in numeričnih pretokov dobro ujemajo. V prvem primeru, kjer imamo premer sedeža DN50, smo s prvo iteracijo dosegli območje toleranc med + 13 % in – 10 %, v drugem primeru pri premeru sedeža DN25 med + 6 % in – 19 % in v zadnjem primeru pri DN10 tolerančno območje med + 24 % in – 5 %. Pri večji odprtosti čepa imamo večje pretoke, zato se pojavi večja napaka v zadnjem delu. Če bi hoteli dobiti še bolj natančne rezultate, bi bilo potrebno izvesti dodatne iteracije.



Slika 4.10: Primerjava k_v vrednosti med eksperimentalnim in CFD numeričnim izračunom karakteristike pri premeru DN50.



Slika 4.11: Primerjava k_v vrednosti med eksperimentalnim in CFD numeričnim izračunom karakteristike pri premeru DN25.



Slika 4.12: Primerjava k_v vrednosti med eksperimentalnim in CFD numeričnim izračunom karakteristike pri premeru DN10.

4.4. Skupna ocene merilne negotovosti

Skupno oceno merilne negotovosti smo podali kot absolutno skupno standardno merilno negotovost na podlagi odjema tlaka, kjer merimo tlačni padec v ventilu ($\Delta p_{1,2}$). To pomeni, da je potrebno skupno standardno merilno negotovost obravnavati kot odvisnost med pretokom in tlakom. Temperatura mora biti v območju med 5 °C in 40 °C, kar predstavlja temperaturno stabilnost znotraj 0,4 °C.

Merilni sistem v LAV v zdajšnji obliki omogoča izvedbo meritev, pri katerih je temperatura stabilna znotraj 0,4 °C, saj imamo dovolj dolgo merilno progo. To pomeni, da se toplota, ki je dovedena v sistem zaradi črpalk porazdeli po celotnem sistemu in ne prispeva k dodatni merilni napaki, zato vpliv temperature zanemarimo.

Skupno oceno merilne negotovosti zapišemo z enačbo:

$$u_a = x_{pretoka} + x_{tlak_1} + x_{tlak_2} \,. \tag{3.12}$$

Na sliki 4.13 je prikazana vrednost pretočnega koeficienta (pri premeru čepa DN50 in tlačnem padcu 1 bar) z vrisanim intervalom merilne negotovosti $\pm 3\%$.



Slika 4.13: Prikaz pretočnega koeficienta z vrisanim intervalom merilne negotovosti.

5. Zaključki

- 1) S predelavo obstoječih ohišij smo izdelali prototipni ventil za vgradnjo v obstoječ merilni sistem za preizkušanje ventilov v LAV. Ventil smo opremili s komercialnim pogonom. Prav tako smo na testni ventil povezali vse merilnike tlaka, ki so bili predhodno umerjeni in dosegajo točnost \pm 0,1 bar. Temperaturna zaznavala dosegajo točnost \pm 0,1 °C, merilniki pretoka \pm 0.1 m³/h in merilnik položaja vretena \pm 0,1 mm.
- 2) Izdelali smo računalniški program, za izračun geometrije čepa za štiri različne karakteristike, ki se je kljub relativni enostavnosti (neupoštevanju turbulence, viskoznosti in drugih poenostavitev) izkazal za uporabnega. Izračunane geometrije čepov so bile eksperimentalno preizkušene. Program omogoča izračunavanje naslednjih karakteristik: linearne, logaritemske, linearno-logaritemske.
- 3) V magistrskem delu smo, na podlagi opravljenih eksperimentalnih meritev naredili primerjavo s CFD simulacijo in dosegli tolerančno območje med + 24 % in 19 %.
- 4) Potrdili smo, da je pretočni koeficient neodvisen od tlačnega padca ventila.
- 5) S preizkusi se je izkazalo, da je pretočni koeficient za vse tri karakteristike (linearno, logaritemsko in linearno-logaritemsko) odvisen od oblike sedeža.
- 6) Primerjali smo dejansko eksperimentalno meritev s teoretično karakteristiko in dokazali, da so odstopanja v dopustnih mejah ± 30 % (po standardu VDI/VDE 2173), ampak se odstopanja povečujejo z večanjem premera ventila oz. povečanjem pretoka.
- 7) S primerjavo med eksperimentalnimi meritvami in numerično CFD simulacijo smo prikazali, da smo meritve izvedli dovolj počasi pri odpiranju in zapiranju regulacijskega ventila (*v*=32 s/mm), saj ni prišlo do večjega odstopanja oz. histereze.
- 8) Izračunali smo napako merilne negotovosti izmerjenih vrednosti, ki je \pm 3 % in dokazali, da ima merilna proga in oprema zanemarljiv vpliv na izračun pretočnega koeficienta (α).

Zaključki

Poznavanje vpliva geometrije čepov na karakteristiko ventila omogoča pohitritev razvoja, saj zmanjša število potrebnih iteracij za izpolnitev kupčevih zahtev. Prav tako s CFD simulacijo pretokov skozi ventil, razvoju dodamo vrednost, ker zmanjšamo število potrebnih meritev v laboratoriju, skrajšamo čas, ki ga sicer porabimo za izdelavo prototipov in s tem omogočimo hitrejši prodor novih produktov na trg. V magistrskem delu smo izračunali in grafično prikazali skupno absolutno napako merilne opreme, ki smo jo uporabili pri merjenju prototipnega VGF ventila.

Predlogi za nadaljnje delo

Pri nadaljnjem delu na področju preučevanja vpliva geometrije čepa na pretočni koeficient α , bi bilo smotrno raziskati povezave oz. zakonitosti, ki definirajo pretočni koeficient. To bi izvedli z analitičnim izračunom ali pa s simulacijo, kjer bi povezali rezultate meritev s teorijo. Hkrati je pomembno, da pretočni koeficient α ni samo funkcija velikosti pretočne površine, ampak tudi oblike oz. profila čepa. Izdelati bi bilo potrebno bazo podatkov, ki bi vsebovala odvisnost pretočnega koeficienta od oblike čepa. Nazadnje bi s CFD simulacijami naredili tudi večje število iteracij, ki nas bi pripeljale do določenih ugotovitev. Vsekakor bi bilo potrebno v prihodnje upoštevati tudi turbulenco, viskoznost, tokovne razmere, obliko natoka, itd., ki v sedanjem računalniškem programu niso upoštevani. Kljub osnovnim nastavitvam so CFD simulacije podale precej dobre rezultate, vsekakor pa je tudi na tem področju možno rezultate še izboljšati z optimizacijo parametrov preračuna. Prav tako, bi bilo potrebno preveriti vpliv različnih oblik ohišij pri enakih oblikah čepov, saj smo v našem eksperimentu upoštevali konstantno ohišje, kjer smo njegov vpliv zanemarili. S tem bi opazovali, kakšen vpliv ima ohišje ventila na karakteristiko ventila.

6. Literatura

- [1] Danfoss: *Regulatorji temperature brez pomožne energije*. Dostopno na: http://products.danfoss.si/productrange/heatingsolutions/regulatorji-temperaturebrez-pomozne-energije/#/, ogled: 28. 7. 2017.
- [2] B. Rustja: *Postopki konstruiranja vretenastih in utornih krožnikov regulacijskih ventilov*: diplomska naloga višješolskega študija. Ljubljana, 1995.
- [3] A. Senegačnik: Zapiski predavanj pri predmetu Raba energije, Fakulteta za strojništvo-KES, Univerza v Ljubljani, študijsko leto 2016/2017.
- [4] Satcitananda: Fizika za srednješolce 2, Ljubljana 2017.
- [5] Wikipedija: Bernoulijeva enačba. Dostopno na: na:https://sl.wikipedia.org/wiki/Bernoullijeva ena%C4%8Dba, ogled: 10. 8. 2017.
- [6] Emerson et al. Instrumentation and Control Resources. Chapter 3, 2015.
- [7] D. Stadler: Skrivnost podtlaka. Avtomanija F1, Ljubljana, 2016.
- [8] Spirax sarco: *The Steam and Condensate Loop Book*. Daisy Grace Academy, Ardmore, 2007.
- [9] Danfoss: *Danfoss Heating*. Dostopno na: http://heating.danfoss.com/pcmpdf/vfcbu202_differential.pdf, ogled: 1. 9. 2017.
- [10] Danfoss: *Danfoss Heating*. Dostopno na: http://heating.danfoss.com/PCMPDF/VFHBG202_kv.pdf, ogled: 1. 9. 2017.
- [11] ISO IEC 534-2-3:1997: Industrial process control valves.
- [12] F. Štupica: *Cone shape calculation Equations of characteristics*. Danfoss DEN-T Knowledge document, 2015.
- [13] VDI VDE 2173:2007: Fluidic characteristic quantities of control valves and their determination.
- [14] DIN 3202-2:1982: Face to face dimensions of weld on valves.
- [15] SIST EN 558:2008: Industrial valves Face to face and centre to face dimensions of metal valves for use in flanged pipe systems PN and Class.
- [16] ISO EN 60534-2-4:2009: Flow capacity Inherent flow characteristics and rangeability.
- [17] ISO EN 60534-2-1:2011: Flow capacity. Sizing equations for fluid flow under installed conditions.

- [18] ISO IEC Guide 89-3:2008: Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement.
- [19] I. Bajsić: Zapiski predavanj pri predmetu Ekspirimentalna mehanika tekočin, Fakulteta za strojništvo – LMPS, Univerza v Ljubljani, študijsko leto 2014/2015.
- [20] I. Bajsić: Zapiski predavanj pri predmetu Merilna tehnika, Fakulteta za strojništvo LMPS, Univerza v Ljubljani, študijsko leto 2013/2014.