

## Vpliv geometrijske oblike poenostavljenega modela ventila na nastanek hidrodinamičnega hrupa

### Influence of the Simplified Valve Model Geometry on Hydrodynamic Noise Generation

Matjaž Prek - Peter Novak

Meritve akustičnih karakteristik zapornih organov za kapljevino - predvsem vodovodnih armatur - pogosto (praviloma) temeljijo na meritvah ravni zvočnega tlaka v zraku. S tem ni omogočena neposredna določitev parametrov, ki bi enopomensko popisali akustične lastnosti armature. Le z metodo neposrednega merjenja zvočnega tlaka v kapljevini je omogočen boljši vpogled v mehanizem nastanka in širjenja hrupa. Zaradi vpliva merilne proge na karakteristiko merjene veličine je pri takih meritvah treba definirati prenosno funkcijo, ki tvori s karakteristiko vira hrupa sklenjeno zanko. S spreminjanjem razmer se spreminjajo tudi vrednosti parametrov prenosne funkcije. Te informacije pa so, poleg določevanja karakteristik hrupa, uporabne tudi kot informacija pri izbiri ukrepov, ki zmanjšujejo emisijo hrupa ter njegovo širjenje po vodnem stebru.

Tako določene akustične karakteristike armature omogočajo uporabo hidroakustičnih modelov, s katerimi lahko v grobem določimo razmerja med hidravličnimi in akustičnimi razmerami. Prikazani so rezultati eksperimentalno določenega vpliva dolžine in premera natočne cevi na akustično karakteristiko modela ventila. Pri analizi soodvisnosti vpliva geometrijskih parametrov je bila ugotovljena funkcijska odvisnost, ki smo jo definirali kot vitkost.

© 1999 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: hrup, modeli hidroakustični, generiranje hrupa, zmanjševanje hrupa)**

The measurement of the acoustic characteristics of throttling valves, especially in water installation systems, is usually based on air-borne sound pressure measurements. With this approach we could not obtain the acoustic parameters which determine the acoustic properties of noise-producing sources. Through direct measurements of fluid-borne noise, i.e. with hydrophones, we can gain better knowledge of the noise-source and transmission characteristics. Because of the influence of the measurement set-up on the noise-source acoustic characteristics, the transfer function of the measurement set-up which forms a closed loop with the source, must be determined. With change of operation conditions and operating parameters, the transfer function changes as well.

In this way, the determined noise-source characteristics make it possible for us to involve hydroacoustic models for describing the relation between hydraulic and acoustic conditions. Furthermore, we can also discover the influence of geometric parameters on noise production and emission. We have experimentally analysed the influence of the diameter and length of valve tube on the acoustic characteristics. Through the analysis, we establish the common influence of the chosen geometric parameters on noise production. This relationship is described by a combined geometric parameter, defined as "slimness".

© 1999 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: noise, hydroacoustic model, noise generation, noise reduction)**

#### 0 UVOD

Širše gledano lahko delimo hrup, zaradi vpliva elementov hidravlične mreže, na hrup v tekočini, strukturni hrup - (mehanske vibracije komponent in prenosnih poti) ter hrup v zraku. Razmerja med posameznimi elementi prenosne poti so zelo zapletena in odvisna od številnih parametrov. Glavni vir hrupa je v tekočini, predvsem zaradi vpliva geometrijske oblike pretočnih prerezov v opremi;

#### 0 INTRODUCTION

The noise of the water installation can be divided basically in three different types, i.e. in air-borne, structure-borne and fluid-borne sound. The relations between these are very complex. The transfer of the fluid-borne to structure-borne sound depends on numerous factors, as for example length between fastening spots, elbow quantity and pipe length. Likewise, the transfer from structure-borne

zato vsaka sprememba hrupa v tekočini vpliva na hrup v strukturi in zraku. Hidravlične in akustične pojave v opremi lahko določimo z ustreznimi diferencialnimi enačbami. Načeloma je zato mogoče tako ene kakor druge določiti računsko z matematičnim modelom, pri čemer moramo upoštevati ustrezne začetne in robne pogoje. Ker so že same hidrodinamične razmere v armaturi zelo zapletene, posebej še ob upoštevanju spremenjenih obratovalnih razmer, še ni razvitega ustreznega modela, ki bi omogočal detajlno določitev teh pojavov. Naslednji korak bi bil še zahtevnejši, tj. prehod iz hidrodinamične analize tokovnega polja v armaturi na določitev akustičnih karakteristik specifičnega toka tekočine. To je predvsem posledica resnice, da je z energijskega vidika emisija zvoka praktično zanemarljiv stranski proizvod.

V tem stanju, upoštevajoč dejanske hidrodinamične razmere, je primernejša določitev akustičnih pojavov s preprostejšim hidroakustičnim modelom. Ta naj bi na ustrezen način upošteval bistvene hidrodinamične parametre v povezavi z geometrijsko obliko opreme, ki neposredno vplivajo na nastanek hrupa. Posledica hidrodinamičnih procesov v opremi so tlačne pulzacije, predvsem na mestu dušenja - te pa se prenašajo po vodnem stebru v cevovodu in jih lahko razmeroma preprosto izmerimo. Hrup vodovodne instalacije zaradi vpliva opreme je odvisen od različnih elementov sistema in vpliva na emisijo zvoka pri viru, strukturni hrup, prenos zvoka po strukturi in emisijo zvoka v prostoru. Dosedanje meritve šumnosti vodovodne opreme po standardiziranih metodah (DIN 52218, ISO 3822) so omejene predvsem na spremljanje zvočnega tlaka na zračni strani, torej so v meritvah zajeti tudi vplivi cevovoda kot resonančnega elementa in dela prenosne poti. Meritve v zraku (raven zvočnega tlaka, zvočna intenzivnost) dajo neposredne podatke o pričakovanem vplivu hrupa na ljudi. Poleg tega je bil cilj raziskav predvsem spremljanje vpliva posameznih elementov prenosne poti, pri čemer je akustična karakteristika opreme (primarni vir hrupa) drugotnega pomena. Zaradi večparametrične odvisnosti oddanega hrupa, ki je posledica hidroakustičnih pojavov v opremi, ni omogočen neposredni vpogled v akustične karakteristike samega vira.

## 1 HIDRODINAMIČNI NASTANEK ZVOKA

Zaradi zapletenih nestacionarnih tokovnih razmer, ki so v ventilih, je upravičena uporaba poenostavljenega modela. Ker z meritvami nismo reševali problema hrupnosti dejanskega ventila, lahko z izbiro in spreminjanjem geometrijske oblike modela določimo splošno veljavna načela nastanka in možnosti znižanja hrupa. Zato je model ventila predstavljal valjčna zožitev, prikazana na sliki 1. S poenostavitvijo je omogočeno

to the air-borne sound depends on different factors, including the acoustic characteristics of the observed space. The research presented concentrates on the fluid-borne sound, because it presents the fundamental cause for structure and air-borne sound. Therefore every progress in the reduction of the fluid-borne sound characteristic in the water installation causes a noise reduction of the whole piping system. However, the hydraulic conditions being very complex, today one isn't able yet to calculate the intermittent fluid flow in the valve. The next step - the transition from the hydrodynamic analysis of the intermittent zone of flow in such devices to a strictly analytic or numeric determination of the sound emission should be much more difficult. The fact is that the sound emission represents a small by-product of the throttle process as an energetically regarded consequence of the intermittent zone of flow.

In this situation, regarding the relevant processes in the valve, it is necessary for the understanding of the acoustic formation mechanism to come to as clearly acoustic a model conception as possible. The acoustic formation of the liquid column, and thus the whole pipe system outgoing from the valve, can then be well described again. Although it actually concerns an emission measurement, the standardised measurement methods (DIN 52218, ISO 3822) prescribe a reverberation chamber for the determining the valve of characterising sound-power level. The noise activity/volume of the inspection item is passed over the holding wire and the pipe clamps to the measuring wall. This sound blasts the airborne sound into the measuring room. Although the standard for this measurement set-up provides certain recommendations and limits, the volumes depend very strongly on different parameters: lengths of the piping, assembly of the pipe clamps, structure and type of the measuring wall and acoustic characteristics of the measuring room. When the valve noise, before it is measured as airborne sound, transfers over water gauge, piping, pipe clamps and measuring wall, it is affected both by the acoustic characteristics of these transfer elements and by that of the actual acoustic source. Therefore the procedure is basically unsuitable for the characterisation of the acoustic processes in the valve.

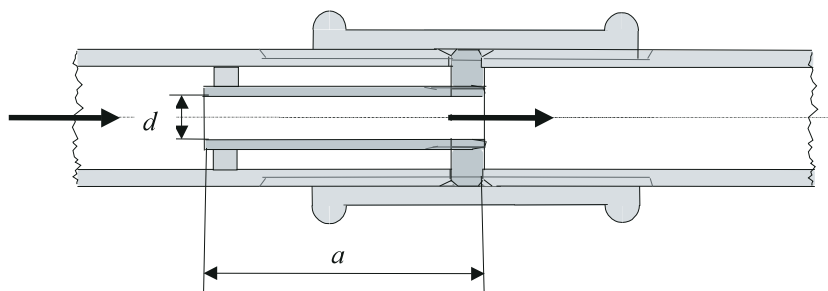
## 1 HYDRODYNAMIC NOISE GENERATION

For an understanding of the relevant processes in the valve, and as guideline for noise-reducing measures, it is important to come to the clearest possible acoustic model conception. Since this investigation is not directed toward the sound-related optimisation of a certain design, but towards generally valid principles such as the sound formation and attenuation, it is important that the model which can be examined is as separately adjustable as



spreminjanje vplivnih parametrov v širokem območju. Za geometrijske parametre, ki neposredno vplivajo na akustično karakteristiko ventila, so bili izbrani: prerez natočne cevi  $S$  oziroma premer  $d$  in dolžina natočne cevi  $a$ .

possible. Our model (Fig. 1) contains a flow control element in the form of cylindrical constriction in the valve stem, where two different parameters are determinant: pipe length  $a$  and tubing inside diameter  $d$ .



Sl. 1. Model natočne cevi ventila  
Fig. 1. Valve stem model

Ker je nastanek hrupa neposredno odvisen od tokovnih razmer oziroma pretoka, lahko določimo vpliv posameznih parametrov na podlagi dimenzijske analize. Za ta namen lahko upoštevamo aeroakustični model nastanka hrupa [1] do [3]. Če predpostavimo turbulenten tok kot vzrok prostorninskih pulzacij, je izsevana akustična moč za monopolni vir, dobljena z dimenzijsko analizo, kakor je opisano v [4], določena z enačbo:

Since the acoustic generation mechanism refers to its propelling mechanical energy from the flow, it appears meaningful to employ a simple dimension investigation of the principal equations, which describes the problem [1] to [3]. A simple dimension analysis of the principal equations leads, as is in [4] described in detail, to the result for monopoly sound sources induced by flow turbulence:

$$P \sim \rho \cdot l^2 \cdot \frac{v^4}{c} \quad (1).$$

Pri poenostavljenem hidroakustičnem modelu ventila je zvočna moč za določen dušilni element sorazmerna četrti potenci značilne hitrosti. Značilna dolžina  $l$  je pri tem značilna dolžina poljubne strukture turbulence [5]; pri tem lahko predpostavimo, da se značilna dolžina  $l$  spreminja glede na obratovalne in geometrijske razmere. Glede na sliko 1 lahko predpostavimo, da je značilna dolžina sorazmerna premeru natočne cevi  $d$ ,  $l \sim d$  (podobno kakor pri prostem curku). Iz enačbe (1) izhajajo ob upoštevanju monopolnega vira, da je za dano geometrijsko obliko modela ventila raven zvočnega tlaka  $L$  določena z enačbo:

The sound power  $P$  is thus for a certain flow control element always proportional to fourth power of the characteristic flow velocity  $v$ . Here  $l$  is thereby the characteristic length of the respective turbulence structure [5]. The  $l$  can change with variation of the operating condition. In this case, as is represented in Fig. 1, one could assume however that  $l \sim d$ , because then (as with an open jet) the valve stem diameter delivers the characteristic turbulence length. From equation (1) it can be derived that the noise level  $L$  with the unchanged valve model geometry varies as:

$$L = 40 \cdot \lg \frac{v}{v_0} + konst \quad (2).$$

Ob nespremenjeni geometrijski obliki ventila oz. konstantnem koeficientu lokalnega upora dobimo z upoštevanjem kontinuitetne enačbe, odvisnost ravni zvočnega tlaka od pretoka:

With the modified flow rate and unchanged throttling coefficient (constant geometry parameters), respecting continuity condition, we obtain the flow rate impact on noise level as:

$$L = 40 \cdot \lg \frac{q}{q_0} + konst \quad (3a),$$

$$L = 20 \cdot \lg \frac{\Delta p}{(\Delta p)_0} + konst \quad (3b).$$

Vpliv premera natočne cevi  $d$  na  $L$  (geometrijski parameter) tudi določimo s pomočjo enačbe (1):

Also we can derive the influence of different valve stems diameter  $d$  on  $L$  directly from equation (1):

$$L = 20 \cdot \lg \frac{d}{d_0} + konst \quad (4a),$$

ki velja pri konstantni hitrosti ali

$$L = -60 \cdot \lg \frac{d}{d_0} + konst \quad (4b),$$

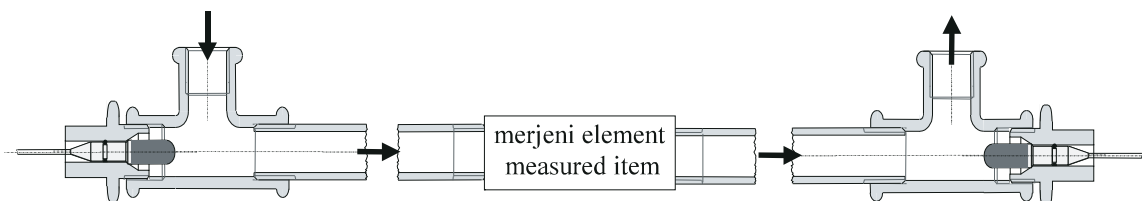
ki velja za konstanten pretok ( $q = konst, v \sim d^{-2}$ ).

Za kolikostno oceno odvisnosti ravni hrupa od dolžine natočne cevi  $a$  dobimo iz enačbe (1), ob upoštevanju nespremenjenih hidravličnih in geometrijskih parametrov ( $v, d, \rho = konst$ ), odvisnost:

$$L = -20 \cdot \lg \frac{a}{a_0} + konst \quad (5).$$

## 2 PRESKUS

V raziskavi smo se omejili predvsem na ugotavljanje možnosti merjenja hrupa armatur z neposrednim merjenjem zvočnega tlaka na vodni strani. Za spremljanje hidroakustičnih pojavov je bila uporabljena metoda merjenja hidroakustičnega tlaka v kapljevini z uporabo hidrofona. Uporabljeni so bili miniaturni hidrofoni Bruel & Kjaer tip 8103; samo merilno progo (kapljevinski del) so sestavljale standardne cevi (pocinkane srednjetežke navojne cevi premera 1") z ustreznimi priključnimi elementi. Namestitev hidrofonta v cev je bila izvedena preko posebnega vmesnika (sl. 2), tako da je bil izločen vpliv hidrodinamičnega šuma.



Sl. 2. Shema merilne verige in prikaz namestitve hidrofona  
Fig. 2. Measuring set-up with hydrophones

Takšna zasnova merjenja šumnosti armatur je omogočala naslednje:

- neposredno merjenje zvočnega tlaka na vodni strani,
- z ustrezno namestitvijo hidrofonta izločitev vpliv hidrodinamičnega šuma,
- spremljanje širjenja zvoka po vodnem steburu,
- določitev prenosne funkcije cevovoda,
- določitev pasivnih in aktivnih karakteristik armature.

Hidrofon B & K tip 8103 je bil uporabljen zaradi majhnih dimenzij; ker je hidrofon mogoče uporabiti tudi kot oddajnik, omogoča meritev prenosne funkcije. Omogoča merjenje zvočnega tlaka v frekvenčnem območju 0,1 Hz do 180 kHz z občutljivostjo sprejema -211 dB glede na 1 V/ $\mu$ Pa oziroma 26  $\mu$ V/Pa. Zaradi majhne nabojne občutljivosti (0,1 pC/Pa) je bil za pogojevanje signala

at constant velocity or

if the same flow is given ( $q = konst., v \sim d^{-2}$ ).

For the quantitative estimation of the influence of valve stem length  $a$  on the noise level we obtain from equation (1) with constant hydraulic and geometrical parameters ( $v, d, \rho = konst.$ ) the dependence:

## 2 EXPERIMENT

If however the fluid-borne sound plays a dominating role with formatting of the valve noise, then this type can be analysed by acoustic means directly through water-borne sound measurements. Only like that is it possible to determine the mechanisms of the sound production with sufficiently exactness. For measurement of the water-borne sound we use a piping system (of 1" diameter), in whose wall is attached a hydrophone over adapters. For the large requirement regarding sensitivity we use a miniature hydrophone of the Bruel & Kjaer type 8103. The adapter and hydrophone installation conditions are implemented in such a way that the water flow does not cause hydrodynamic pressure fluctuations near hydrophone. Fig. 2 shows the pattern of the testing rig for valve noise measuring.

In this way conceived, the measuring instrument enabled us:

- to perform the direct measurement of the water-borne sound,
- to exclude with appropriate hydrophone positioning, the influence of hydrodynamic pressure,
- to measure the water-borne sound transfer over the water columns coupled to the source,
- to determine the water-borne sound transfer function of the respective testing rig,
- to determine the acoustically passive and active valve characteristics.

The Bruel & Kjaer hydrophone type 8103 was used because of its small dimensions. Using the hydrophone as a transmitter (driver) the transfer function method of measuring in-duct acoustic properties is made possible. The hydrophone type 8103 is a high-sensitivity transducer for measuring absolute sound over

uporabljen nabojni predojačevalnik Bruel & Kjaer tip 2626, 2635 ali 2650. S temi ojačevalniki je mogoče nastaviti izhodno napetost tako, da na ojačevalniku upoštevamo individualno občutljivost hidrofona, izhodni signal pa ustrezno ojačimo. Za zbiranje podatkov in analizo smo uporabili dvokanalni analizator Bruel & Kjaer tip 2032 s hitro Fourier-jevo transformacijo (HFT) v povezavi z osebnim računalnikom.

Ta način meritev je omogočal izključitev vpliva motenj zaradi zračnega hrupa iz okolice. Strukturni hrup kot posledica vibracij cevi je bil praktično izločen, tako da je bil celoten kapljevinski del merilne verige položen na ustrezno izolacijsko podlago. Pomemben parameter pomeni longitudinalna resonanca vodnega stebra v cevovodu. Ta je bil upoštevan s prenosno funkcijo cevovoda. Za določitev prenosne funkcije je bil uporabljen hidrafon kot oddajnik. Z določitvijo prenosne funkcije cevovoda so bile tako upoštevane inherentne dinamične karakteristike merilne verige kakor tudi dinamične karakteristike vodnega stebra v dejanskih obratovalnih razmerah. Za določitev prenosne funkcije je bila upoštevana metodologija, opisana v [6] in [7].

V primeru, ko imamo v cevovodu tekočino in ravninsko zvočno polje (enodimenzionalno širjenje zvoka pri izpolnjenem pogoj, da je  $f < 0,586 \cdot c/d$ ), cevovod lahko označimo z akustično impedanco. Poleg tega moramo upoštevati še preostale akustične lastnosti delov cevovoda, kjer se pojavi sprememba impedance. Akustične lastnosti teh elementov lahko določimo z metodo prenosne funkcije, npr. [8] do [10], s katero lahko določimo koeficient absorpcije, akustično impedanco in prenosne izgube. Odbojni koeficient je določen po izmerjeni prenosni funkciji, npr.  $H_{12}$  z naslednjo enačbo:

$$r(f) = \frac{H_{12}(f) - e^{-ik_{12}s}}{e^{ik_{21}s} - H_{12}(f)} \cdot e^{ik_0 2l} \quad (6),$$

$H_{12}$  - akustična prenosna funkcija med hidrofonom. Za širokopasovno vzbujanje je  $H_{12}$  določena z razmerjem med križno spektralno gostoto in autospektralno gostoto prvega (indeks 1) hidrofona. V primeru, ko nimamo toka oz. je  $Ma \ll 1$  in ni izgube energije med hidrofonom, lahko zapišemo:  $k_{12} = k_{21} = k_0$ .

Normaliziran koeficient absorpcije in normalizirana akustična impedanca sta podana z enačbama:

$$\alpha = 1 - |r|^2 \quad (7),$$

$$\frac{Z}{\rho c} = \frac{1+r}{1-r} \quad (8).$$

the frequency range 0.1 Hz to 180 kHz with a receiving sensitivity of -211 dB re 1 V/ $\mu$ Pa or 26  $\mu$ V/Pa. Because of its low charge sensitivity (0.1 pC/Pa), the high - impedance output signals from the hydrophone were routed through a signal - conditioning preamplifier Bruel & Kjaer type 2626, 2635 or 2650. The signals were led to the dual-channel FFT analyser (Bruel & Kjaer type 2032) and converted for the advanced data processing with appropriate PC software.

The measuring procedure is quite insensitive in relation to all occurring airborne sound. Also the impact sound occurring can be eliminated almost completely. The longitudinal resonances of the coupled water column play another important role. This influence can be considered as the transfer function of the pipe system. When proceeding to the determination of the respective transfer function we use a hydrophone as transmitter. We are able to determine the inherent dynamic characteristics of the measuring rig and the absolute dynamic behaviour of a piping system in operation conditions. The procedure follows in a similar way as during other transfer function determination the method in [6] and [7].

In the case when, in a pipeline filled with water, plane acoustic field is presented (one-dimensional sound propagation which fulfilled the condition  $f < 0,586 \cdot c/d$ ), the line could be characterised by its acoustic impedance. Every change in this acoustic impedance should be taken into account. The acoustic properties of such pipe elements can then be measured by the two-microphone transfer function method, e.g. [8] to [10]. Using this method, the absorption coefficient, acoustic impedance and transmission loss can be determined. The complex pressure reflection coefficient  $r(f)$  is defined with equation:

$H_{12}$  is the transfer function between the hydrophone positions separated by a distance  $s$ . This is defined as the ratio between cross-spectral density and auto-spectral density of the first (index 1) hydrophone. In the case of no flow or  $Ma \ll 1$ , and no energy loss between the two hydrophones, we may write:  $k_{12} = k_{21} = k_0$ .

Normalised absorption coefficient and normalised acoustic impedance are defined as followed:

Razmeroma dobro ujemanje izmerjenih vrednosti s predvidenimi [11] potrjuje, da je mogoče:

- določiti prenosno funkcijo cevovoda ob uporabi hidrofona kot oddajnika,
- določiti pasivno karakteristiko elementa v cevovodu (akustično impedanco).

S tem je dana možnost, da določimo pasivno akustično karakteristiko opreme (pasivni element v cevni mreži ali akustična impedanca v primeru spremljanja šumnosti armature kot neposrednega vira). Omogočena je določitev vpliva spremembe obratovalnih razmer, ki neposredno povzročajo nastanek hrupa. S parametrično analizo lahko ocenimo vpliv posameznega parametra, kar pomeni izhodišče za izbiro ukrepov za zmanjšanje šumnosti. Poleg tega lahko uporabimo to metodo za preverjanje ustreznosti hidrodinamičnega modela nastanka hrupa.

### 3 OBRAVNAVANI PRIMER

#### 3.1 Vpliv dolžine natočne cevi

Najprej smo eksperimentalno določili vpliv dolžine natočne cevi na nastanek hidrodinamičnega hrupa. Izbran geometrijski parameter (dolžina  $a$ ), kakor je prikazano na sliki 1, je bil v območju od 5 mm do 100 mm ter notranji premer od 4 mm do 8 mm. Vsi preskušani modeli natočnih cevi so bili ostrorobi, tako na vstopni kakor na izstopni strani. Pretok, ki pomeni hidrodinamični parameter, je bil nastavljen tako, da je bila hitrost v natočni cevi med 5 in 12 m/s. Pri tem je bila zgornja meja območja hitrosti še turbulentni tok.

Ker ni ostre meje med prehodom vpliva premera in dolžine natočne cevi, lahko enoznačno določimo vpliv posameznega geometrijskega parametra samo v primeru obeh mejnih vrednosti. Ker kljub temu ne moremo izločiti vpliva drugih parametrov, smo v analizi prevzeli enoznačen vpliv pretoka (hitrosti) na nastanek hrupa. S tem je za izbran premer natočne cevi (konstanten geometrijski parameter) lahko določen vpliv dolžine natočne cevi v odvisnosti od hitrosti. Primera izmerjenega vpliva dolžine natočne cevi sta prikazana na slikah 3 in 4. Analiza rezultatov meritev je pokazala, da ima vpliv dolžine funkcijsko odvisnost  $-30 \cdot \lg(a/a_0)$ .

#### 3.2 Vpliv notranjega premera natočne cevi

Ker je pretok oziroma hitrost v najožjem prerezu ventila najpomembnejši hidrodinamični vzrok hrupa, lahko ocenimo neposredno povezavo med premerom natočne cevi  $d$  in nastankom hrupa: manjši ko je premer cevi  $d$ , večja je raven hrupa. Kolikostno oceno vpliva premera cevi določa enačba (4b) kot  $-60 \cdot \lg(d/d_0)$ . Analiza rezultatov meritev, prikazanih na slikah 5 in 6, pokaže večjo odvisnost ravni zvočnega tlaka, in sicer  $-70 \cdot \lg(d/d_0)$ . Rezultati

Good agreement of measured values with predicted ones [11] shows that is possible to:

- define the transfer function of the pipe system using the hydrophone as driver,
- determine the passive characteristics of noise source.

Thus the possibility for the determination of the passive characteristic of the armature (passive item in the pipeline or acoustic impedance in the case of the armature as direct source) has been given. Above all we determined the characteristics of the modified operating conditions, which have direct influence on the emergence of the noise. With a simplified model of the armature we can check the suitability of the hydrodynamic model of the sound formation.

### 3 CASE STUDY

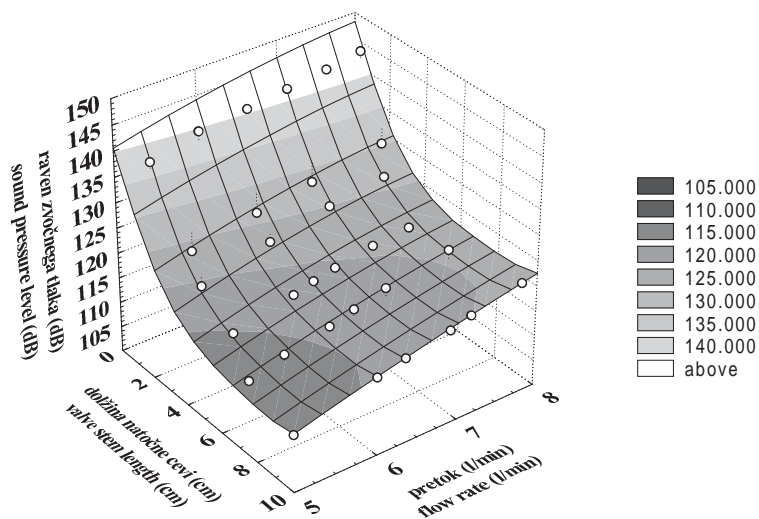
#### 3.1 Influence of the valve stem length

First we analysed influence of the valve stem length on the sound generation. For the experimental investigations we use a valve stem model as shown in Fig. 1. The geometrical parameters vary as follows:  $a$  from 5 mm to 100 mm and inside diameter  $d$  from 4 mm to 8 mm. Both ends of the valve stem ends were sharp-edged. The hydraulic parameters are stopped in such a way that the flow rate in the valve stem varies between 5 and 12 m/s. All measurements are executed with non-cavitating turbulent flow.

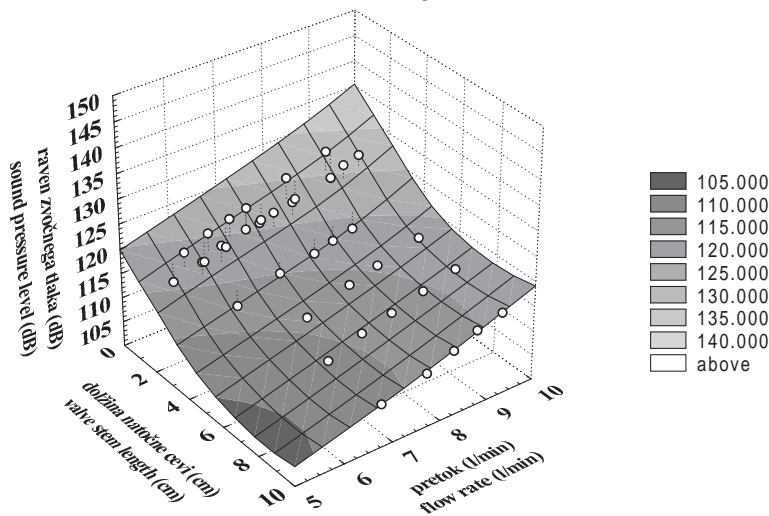
As was expected for the case of such a complex acoustic source, the influence of a particular geometrical parameter on the sound generation can be indicated only for a case of the both limit values. Specifications such as noise generation as a function of the stem length variation therefore cannot generally be made. It appears even more meaningful to determine the influence of a certain parameter in such a way that the parameter emerges most clearly. Measurement results for determining the impact of stem length on sound generation are presented in Figs. 3 and 4. Analysis of these measurements suggest dependency, defined as  $-30 \cdot \lg(a/a_0)$ .

#### 3.2 Influence of the valve stem inside diameter

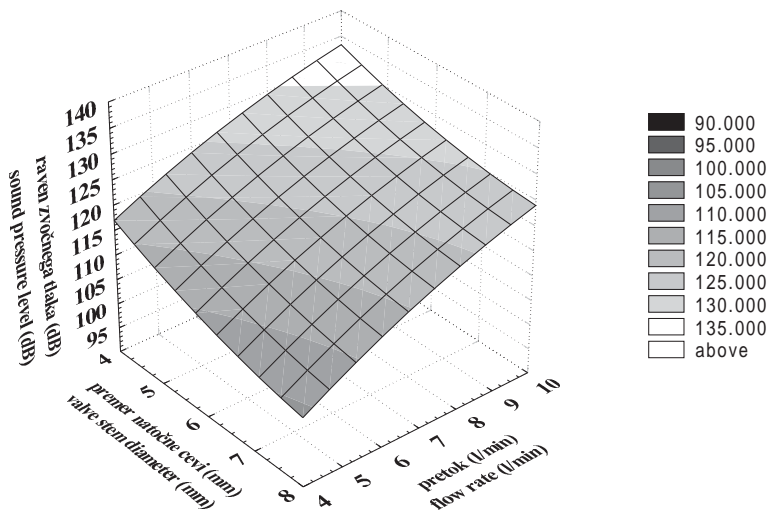
Since the flow rate (i.e. the flow velocity in the closest cross section) presents the most important hydrodynamic parameter on sound generation, it was clear which tendency in noise change would be connected with variation by  $d$ : the smaller the  $d$ , the louder the noise. According to equation (4b) the expected quantitative influence is  $-60 \cdot \lg(d/d_0)$ . The measurement results, presented in Figs. 5 and 6, show the much stronger influence of  $d$ , i.e.  $-70 \cdot \lg(d/d_0)$ .



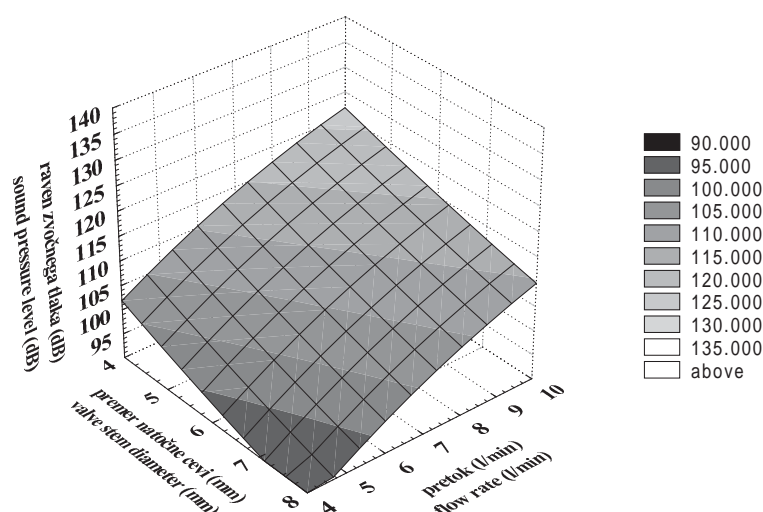
Sl. 3. Raven zvočnega tlaka natočne cevi z notranjim premerom 4 mm v odvisnosti od pretoka in dolžine  
 Fig. 3. Waterborne sound pressure level for valve stem with an inside diameter of 4 mm as a function of flow rate and valve stem length



Sl. 4. Raven zvočnega tlaka natočne cevi z notranjim premerom 8 mm v odvisnosti od pretoka in dolžine  
 Fig. 4. Waterborne sound pressure level for valve stem with an inside diameter of 8 mm as a function of flow rate and valve stem length



Sl. 5. Raven zvočnega tlaka natočne cevi dolžine 20 mm v odvisnosti od pretoka in premera  
 Fig. 5. Waterborne sound pressure level as a function of flow rate and valve stem inside diameter, valve stem length 20 mm



Sl. 6. Raven zvočnega tlaka natočne cevi dolžine 100 mm v odvisnosti od pretoka in premera

Fig. 6. Waterborne sound pressure level as a function of flow rate and valve stem inside diameter, valve stem length 100 mm

teh meritev potrjujejo, kakor je podano v [12], da je v tem primeru karakteristična dolžina turbulence  $l$  proporcionalna  $\sqrt{d}$ .

With these measurements it was stated that the characteristic length  $l$  of the turbulence structure increases proportional to  $\sqrt{d}$ , as was proposed in [12].

#### 4 OBRAVNAVA

#### 4 DISCUSSION

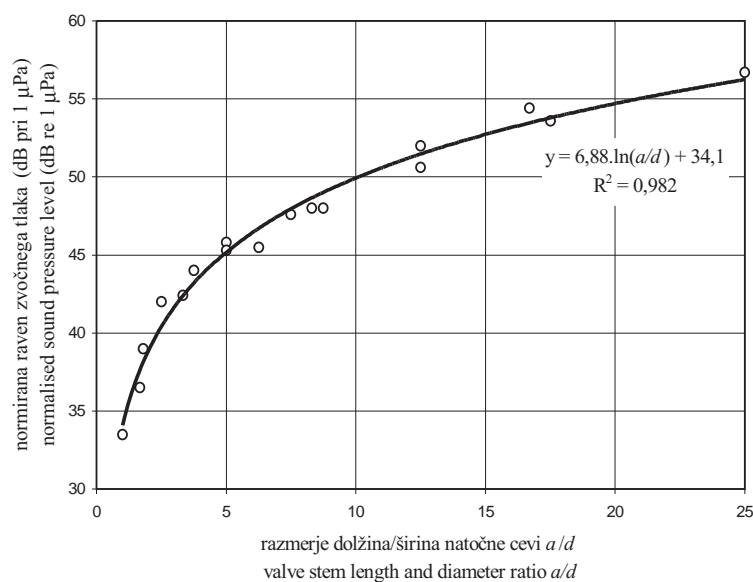
V skladu z aeroakustično teorijo nastanka zvoka imamo učinkovit mehanizem, ki je poglaviti vir hrupa. V primeru poenostavljenega modela ventila tak mehanizem predstavljajo tlačne pulzacije vodnega stebra v natočni cevi (Helmholtzov resonator). Predpostavimo lahko, da je vzrok tlačnih pulzacij v stohastičnih fluktuacijah sil zaradi izstopnega curka. Z večanjem dolžine natočne cevi  $a$  (povečevanje pulzirajoče mase) se zmanjšuje raven zvočnega tlaka. Poleg tega lahko predpostavimo, da dolžina natočne cevi vpliva tudi na karakteristično dolžino  $l$ . Namesto turbulence (vpliv prostega curka) za natočno cevjo, ki bi neposredno povzročala tlačne pulzacije, lahko predpostavimo, da primarni vzrok pomeni vstopna zožitev natočne cevi. V tem primeru masa vodnega stebra v natočni cevi deluje zaviralno (zaradi vztrajnostnih sil) na nastanek tlačnih pulzacij.

According to the theory of the flow acoustics there exists a very effective mechanism, which can be assumed as sound producing. Such, with a monopoly character, can come by the fact that inside the valve stem a Helmholtz-resonator becomes lively. We can assume that the fluid mass inside the valve stem is set in motion by the stochastic change forces induced from the open jet. These forced oscillations take place at a smaller amplitude, if the mass is increased (with modification of the valve stem length  $a$ ). Additionally the valve stem length has an influence on the turbulence structure, determined by characteristic length  $l$ . Instead of the influence of the free jet behind valve stem outlet, one could assume the eddy emergence at the entrance into the narrow as a suggestion for the pulsating mass. It can also become effective if, behind the narrow, no open jet can form.

Podoben vpliv ima lahko vstopni del natočne cevi, v nasprotju z izstopnim delom, v primeru spremembe premera. Tako predpostavimo, da premer  $d$  ne vpliva samo na pulzirajočo maso, temveč tudi na karakteristično dolžino  $l$ . Z večanjem vstopnega premera se nelinearno povečuje tudi vpliv vstopne zožitve. Pri manjšem premeru natočne cevi (manjšem prerezu  $S$ ) je vpliv vstopnega roba večji. Glede na to, da oba geometrijska parametra vplivata tako na dejansko pulzirajočo maso vodnega stebra v natočni cevi kakor tudi na karakteristično dolžino  $l$ , smo poskusili določiti skupen vpliv na nastanek hidrodinamičnega hrupa. V ta namen smo rezultate meritev uravnali na konstanten pretok, geometrijska parametra pa definirali z "vitkostjo" - razmerjem med dolžino natočne cevi  $a$  in premerom  $d$ . Rezultati tako določene odvisnosti poteka hrupa so prikazani na sliki 7.

Similar influence shows the inflow edge, in a counter direction to the outlet, as one changes the valve stem diameter. We can assume, that the impact of the diameter  $d$  is not limited only to the pulsating mass, but also affect the characteristic length  $l$ . With widening inflow diameter the influence of the inflow cross section increases nonlinearly. Smaller valve stem diameter (smaller effective flow area  $S$ ) exhibits intensiver influence. One can expect that these different geometrical parameters, both affecting the pulsating mass in valve stem as well as the characteristic length  $l$ , have common influence on the hydrodynamic noise generation. In this case the results of the measurement are standardised on a constant flow. The geometrical parameters are defined as "slimness", i.e. the relation between valve stem length  $a$  and valve stem diameter  $d$ . This dependency, i.e. the impact of slimness on the normalised sound pressure level, is shown in Fig. 7.



Sl. 7. Normirana raven zvočnega tlaka v odvisnosti od vitkosti ( $a/d$ )Fig. 7. Normalised water-borne sound pressure level as a function of slinness ( $a/d$ )

Zaradi zapletenosti hidrodinamičnih procesov v ventilu lahko predpostavimo, da imajo geometrijski parametri (v obravnavanem primeru premer in dolžina natočne cevi modela ventila) soodvisen vpliv na nastanek hrupa. To soodvisnost lahko pojasnimo z vplivom vstopne zožitve natočne cevi na oblikovanje tokovnega polja, ki neposredno vzbuja pulzacije učinkovite vodne mase v natočni cevi. Te pulzacije delujejo kot učinkovit monopolni vir na nastanek hrupa. Opažen je izrazit vpliv premera natočne cevi, kar lahko pojasnimo z vplivom na karakteristično dolžino  $l$ . Skupen vpliv geometrijskih parametrov je bil določen z vpeljavo vitkosti; za izbran model ventila je eksperimentalno določen kot  $16 \cdot \lg(a/d)$ .

## 5 SKLEPI

V nasprotju z ustaljenimi metodami merjenja hrupnosti vodovodnih armatur smo uporabili metodo neposrednega merjenja emisije hrupa. Nato smo izvedli vrsto meritev z modelom ventila, pri čemer smo spreminjali geometrijske parametre. Eksperimentalno smo določili vpliv dveh geometrijskih parametrov, in sicer dolžine ter premera, na emisijo hrupa. Rezultati meritev so omogočili določitev nove odvisnosti hrupa od geometrijskih parametrov. Poleg tega je bil opažen tudi skupni vpliv dolžine  $a$  in premera  $d$ , kar smo določili z vpeljavo vitkosti ( $a/d$ ). Empirično določena odvisnost ravni zvočnega tlaka je tako določena z vrednostjo  $16 \cdot \lg(a/d)$ . Tako je primerno določiti tudi vpliv drugih geometrijskih parametrov na nastanek hrupa. Z vidika znižanja hrupnosti pa je treba v nadaljnjih raziskavah ugotoviti nepričakovano velik vpliv vstopnih razmer na nastanek hrupa.

An assumption can be taken that the geometrical parameters (in this case valve model stem length and diameter) have a common influence on the sound generation. This influence can be explained in such a way that the main cause for the pulsating (effective) fluid mass, which acoustically has a monopole character, is vortex shedding at the entrance into the narrow. This mechanism of the flow in the narrow, pulsating in dependency of vortex shedding, should depend particularly on geometrical parameters. The vortex formation is not geometrically similar for different diameters. The common influence is examined, expressed in geometrical parameter as "slinness", which can be defined as  $16 \cdot \lg(a/d)$ .

## 5 CONCLUSIONS

Following on previous investigations concerning sources of noise in water installations, we applied the direct measurement of the noise emission. Then we executed a series of measurements with a valve model with different geometrical parameters. We examined the influence of two individual parameters, i.e. diameter and length, on noise emission. The test result itself points to new statements concerning the influence of the geometry parameters on the noise emission. Since from the experiment it was easy to detect the influence of the length  $a$  and diameter  $d$ , which led to a new dimension, i.e. the model slinness ( $a/d$ ). With this we described the noise emission empirically with the equation  $16 \cdot \lg(a/d)$ . The next phase is now the determination of the size as ( $a/d$ ) for other geometrical parameters. On the other hand, for sound reducing purposes, it seems meaningful to investigate the unexpectedly important influence of the inlet flow circumstances on the noise generation.

6 OZNAČBE  
6 NOTATION

dolžina natočne cevi	$a$ - m	valve stem length
hitrost zvoka	$c$ - m/s	sound speed
premer cevi	$d$ - m	pipe diameter
frekvenca	$f$ - Hz	frequency
valovno število $k = 2 \cdot \pi \cdot f / c$	$k$ -	wave number $k = 2 \cdot \pi \cdot f / c$
raven zvočnega tlaka	$L$ - dB pri/re 1 $\mu$ Pa	sound pressure level
karakteristična dolžina	$l$ - m	characteristic length
padec tlaka	$\Delta p$ - Pa	pressure drop
pretok	$q$ - m <sup>3</sup> /s	flow rate
refleksijski koeficient	$r$ -	reflection coefficient
pretočni prerez	$S$ - m <sup>2</sup>	effective flow area
razdalja med hidrofonom	$s$ - m	distance between hydrophones
hitrost	$v$ - m/s	speed
impedanca akustična	$Z$ - Ohm	acoustic impedance
razdalja med prvim hidrofonom (1) in odbojno ravnino	$x$ - m	distance from the first hydrophone (1) to reflecting plane
absorpcijski koeficient	$\alpha$ -	absorption coefficient
gostota	$\rho$ - kg/m <sup>3</sup>	density

7 LITERATURA  
7 REFERENCES

- [1] Lighthill, M. J. (1952) On sound generated aerodynamically. *I. General Theory. Proc. Roy. Soc., London, 211, Ser. A, 564-587.*
- [2] Fuchs, H. V., A. Michalke (1973) Introduction to aerodynamic noise theory. *Prog. Aerospace Sci. 14, 227-297.*
- [3] Ziada, S., Bolleter, U., E. Zahnd (1984) Über die Pfeiftöne an thermostatischen Heizkörper-Ventilen. *Heizung Klima, Vol. 9, 96 - 98.*
- [4] Fuchs, H. V. (1985) Sound generation in liquid fluid valves. *Fraunhofer Institut für Bauphysik, Stuttgart, IBP Report BS 118+119/85.*
- [5] Fuchs, H. V. (1972) Space correlations of the fluctuating pressure in subsonic turbulence jets. *J. Sound Vib., Vol. 23, No. 1, 77-99.*
- [6] Chung, J. Y., D. A. Blaser (1980) Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. *I. Theory. J. Acoust. Soc. Am., Vol 68, No. 3, 907-913.*
- [7] Chung, J. Y., D. A. Blaser (1980) Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. *II. Experiment. J. Acoust. Soc. Am., Vol 68, No. 3, 914-921.*
- [8] Vigran, T. E. (1985) Measuring the acoustic properties of ducts. *Applied Acoustics, Vol. 18, 241-249.*
- [9] Prasad, M. G. (1987) A four load method for evaluation of acoustical source impedance in a duct. *J. Sound Vib., Vol. 114, No. 2, 347-356.*
- [10] Hull, A. J., C. J. Radcliffe (1991) An eigenvalue based acoustic impedance measurement technique. *Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 113, 250-254.*
- [11] Prek, M., P. Novak (1998) Sound generation measurements in hydraulic networks. *Proceedings of the Third SITHOK - 3 International Congress, May 09-11, Maribor, Slovenia, 309-318.*
- [12] Fuchs, H. V. (1985) Schallerzeugung in Ventilen für Flüssigkeiten. Teil II.: Experimentelle Ergebnisse. *Fraunhofer Institut für Bauphysik, Stuttgart, IBP Bericht BS 119/85.*

Naslov avtorjev: dr. Matjaž Prek, dipl. inž.  
prof. dr. Peter Novak, dipl. inž.  
Fakulteta za strojništvo  
Univerze v Ljubljani  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana

Author's Address: Dr. Matjaž Prek, Dipl. Ing.  
Prof. Dr. Peter Novak, Dipl. Ing.  
Faculty of Mech. Engineering  
University of Ljubljana  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana, Slovenia

Prejeto: 13.1.1999  
Received:

Sprejeto: 19.3.1999  
Accepted: