

## EFFECT OF PROTECTING SCREEN ON THE FLOW IN CONTROL VALVES

**L. Bednář\*, L. Tajč\*, J. Mach\***

**Summary:** *The standard type of control valves used by steam turbines is described here. The pressure loss in a valve including a different choking rate on a screen is evaluated. Results from 3D numerical simulations and experimental investigation are presented here. The effect of the screen application, various forms of inlet chambers and inlet swirl of the flow on the losses is tested. The flow distribution in a valve with and without the screen is presented.*

### 1. Úvod

Síta v regulačních ventilech mají zabránit průniku cizorodých částic do lopatkové části parních turbín. Jako ochranný element se staly nedílnou součástí všech ventilů. Síta však mají i vliv na rozložení tlaku a na tlakovou ztrátu. V průběhu let se otestovala různá uspořádání sít. Sleduje se především otázka provozní spolehlivosti a minimalizace ztrát při jmenovitém výkonu turbíny. Provozní spolehlivost se spojuje s tvarem kuželky. Síto se chápe spíše jako ochranný element. Velikost otvorů síta se ustálila na rozměrech 8-12 mm. S ohledem na minimalizaci ztrát se síto instaluje v místě, kde se může využít maximální plocha a kde se uplatní minimální rychlost. Takovým místem je vstupní komora ventilu. Praxe ukázala, že síto nezabrání průletu částic malých rozměrů. V řadě případů dochází při zprovoznění turbíny a profuku průtočné části k poškození lopatek broky a jinými nečistotami z kotle. Zhrubnutí povrchu lopatek způsobuje již v počátku provozu turbín zhoršení její termodynamické účinnosti. Vedou se tudíž úvahy o účinnosti síta. Uvažuje se zmenšení otvorů v sítěch, o výměně nebo odstranění síta po zprovoznění turbíny nebo po instalaci samostatných lapačů nečistot. Otázka je, zda je síto před ventilem účelným elementem a do jaké míry přispívá ke spolehlivosti parních turbín. Je třeba zvážit přínos rotace vstupního proudu i použitelnost žeber ve vstupní ventilové komoře. Účelem práce je shrnutí dostupných informací z výzkumu proudění ventily se síty a bez sít.

### 2. Tlaková ztráta ve ventilech

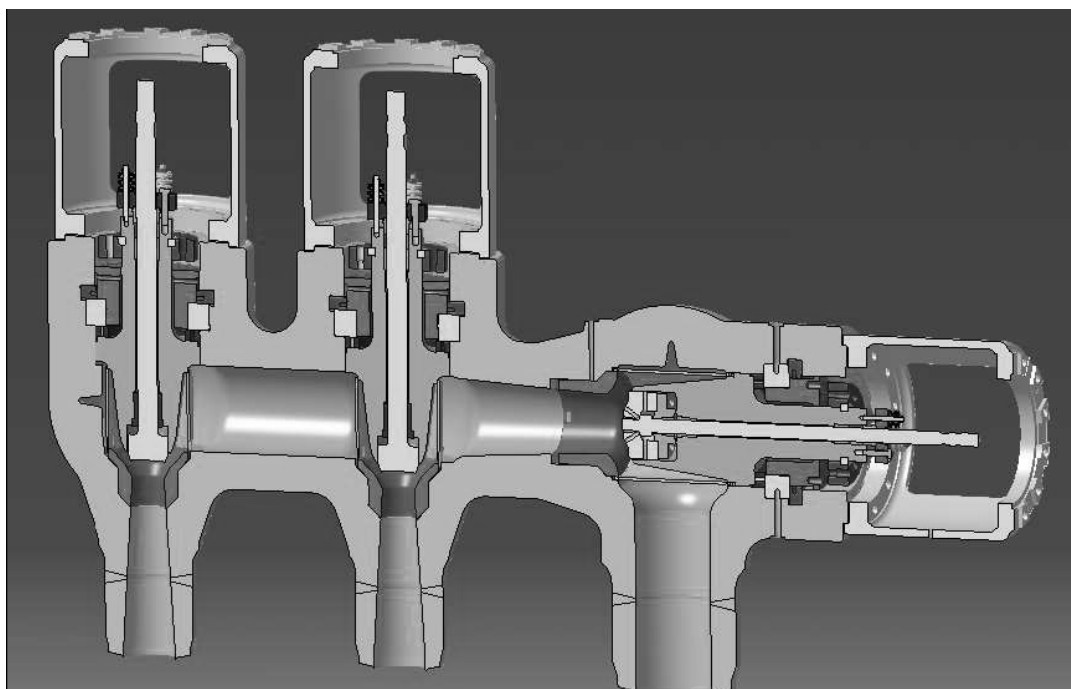
Charakteristické uspořádání rychlozavěrného a neodlehčených regulačních ventilů je znázorněno na obr. 1.

Detail návrhu regulačního ventilu je na obr. 2. V daném případě se jedná o neodlehčený ventil s podpíchnutou kuželkou. V sítu se nachází cca 1000 otvorů o průměru 12 mm. Šikmé

---

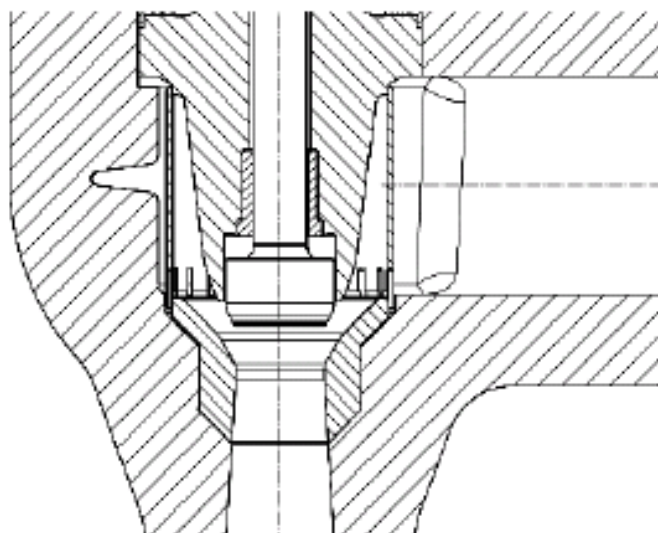
\* Ing. Lukáš Bednář, Ing. Ladislav Tajč, CSc., Ing. Jiří Mach, ŠKODA POWER a. s., Tylova 1/57, 301 28 Plzeň; tel.: +420 378 185 155, fax: +420. 378 185 382; e-mail: lukas.bednar@skoda.cz

zářezy ve spodní části síta udávají části proudu jistou rotaci. Rotace proudu má stabilizovat proudění ve výstupním difuzoru.



Obr. 1 Uspořádání neodlehčených ventilů

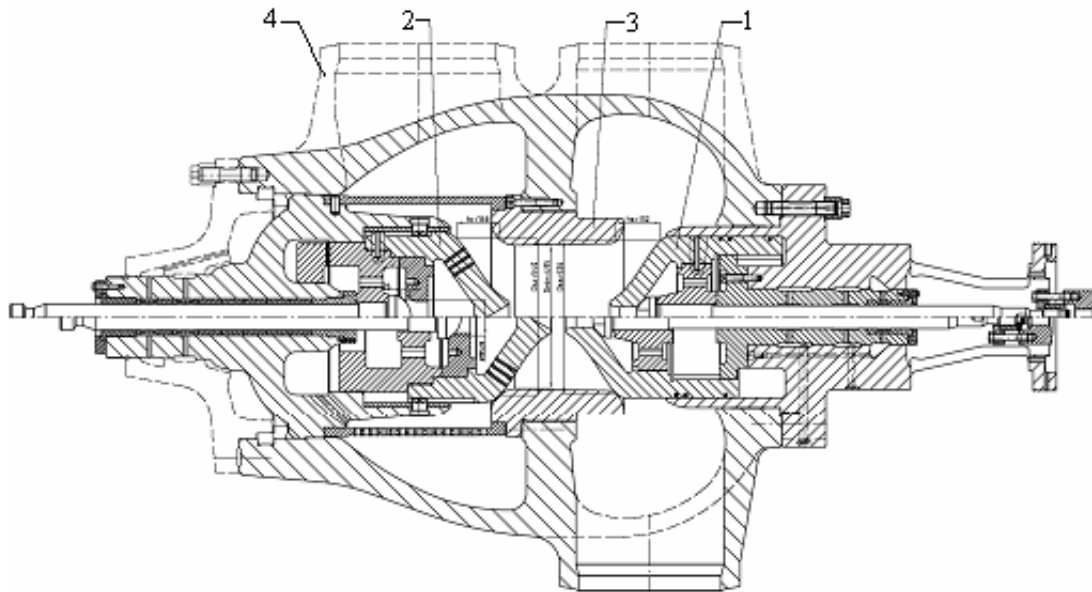
Difuzor má sice větší tlakovou ztrátu než konfuzor nebo rovné potrubí, ale jeho aplikace je žádoucí s ohledem na snížení výstupní rychlosti a snížení tlakové ztráty v potrubí mezi ventily a dýzovými segmenty v turbíně. Délka potrubí může být až 12 m.



Obr. 2 Detail řezu regulačním ventilem

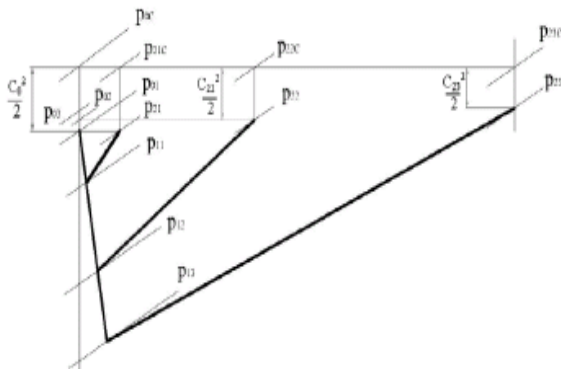
Snaha zmenšit pasivní objemy před vlastní turbínou vedla ke vzniku kombinovaných ventilů. Ukázka tohoto řešení je na obr. 3. I v tomto případě se uvažuje použití síta na jednom či obou ventilech. U tohoto typu ventilu není použit difuzor. Základní rozměry jsou takové, aby

rychlosti uvnitř ventilu byly co nejmenší. To pak zaručuje i malou celkovou ztrátu i přijatelný hluk generovaný ve ventilu.

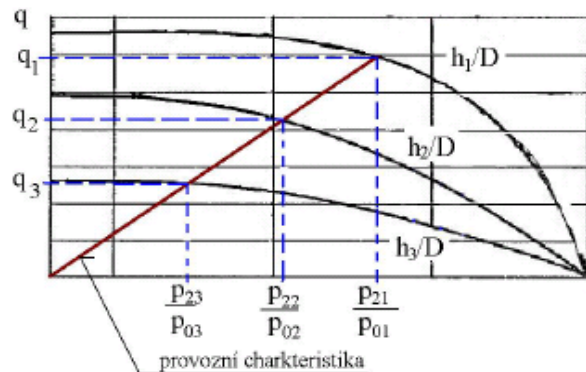


Obr. 3 Příklad provedení kombinovaného ventilu.

Obecně lze říci, že proudové poměry ve ventilu jsou odvislé od provozu turbíny. Změny stavů páry při průtoku regulačním ventilem a průtoková charakteristika jsou schématicky zobrazeny na obr. 4 a 5. Uvádějí se zde tři příklady provozu turbíny a proudových poměrů ve ventilu. Při malém výkonu turbíny protéká ventilem odpovídající malé množství páry vyjádřené pomocí bezrozměrného hmotnostního toku  $q$ .  $q$  je poměr skutečného hmotnostního toku k teoretickému průtoku. K průtoku  $q_3$  se na ventilu nastaví tlakový poměr  $p_{23}/p_{03}$ .  $p_{23}$  je tlak za ventilem a  $p_{03}$  je statický tlak před ventilem. Průtok ve ventilu je řízen zdvihem  $h$ . Při malém zdvihu  $h_3$  dochází k výraznému poklesu tlaku ve ventilu. V difuzoru dochází k odtržení proudu od stěny a k další tlakové ztrátě. S růstem výkonu turbíny roste i hmotnostní tok, roste tlakový poměr na ventilu a tlak za difuzorem je přibližně stejný jako před difuzorem. Při jmenovitých provozních stavech turbíny je žádoucí, aby i ve ventilu nastaly ideální proudové poměry. Ve schématech na obr. 4 a 5 je tento režim zobrazen s indexy 1.



Obr. 4 Změny stavů při průtoku regulačním ventilem



Obr. 5 Schéma průtokové charakteristiky

V tomto případě již difuzor plní svoji funkci a statický tlak za difuzorem je větší než na jeho začátku. Tlaková ztráta na ventilu je dána rozdílem celkových tlaků  $p_{0c}-p_{21c}$ . Součástí celkové tlakové ztráty je i tlaková ztráta na sítu. Ta se podle (Kolář et al., 1963) nechá určit pomocí ztrátového součinitele  $\zeta$ . Platí, že

$$\Delta p = \zeta \cdot \rho \frac{w_0^2}{2}$$

$w_0$  je rychlost před sítí. Pro ztrátový součinitel se udává vztah

$$\zeta = \frac{\zeta + c(1 - f_n) + (1 - f_n)^2 + \lambda \frac{\ell}{d}}{f_n^2}, \quad (1)$$

kde  $f_n = \frac{F_1}{F_2}$  – poměr plochy otvorů k celkové ploše

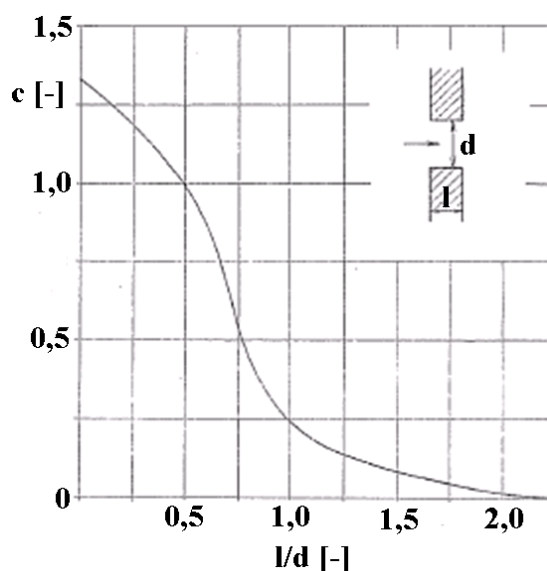
$\frac{\ell}{d}$  – poměrná hloubka otvoru síta

$\lambda$  – třecí ztrátový součinitel

$c$  – doplňkový experimentální součinitel

$\zeta$  – součinitel zaoblení vtoku.

Pro síta z tlustšího plechu platí, že  $\zeta=0,5$  a  $c$  se mění v závislosti na  $\frac{\ell}{d}$  podle obr. 6.



Obr. 6 Součinitel  $c$  v závislosti na poměru tloušťky plechu k průměru kruhového průřezu

Většina síta je navržena s otvory  $d = 12$  mm u plechu s  $\ell = 10$  mm. Pro tato provedení se může uvažovat  $c = 0,37$  a  $\lambda = 0,015$ .

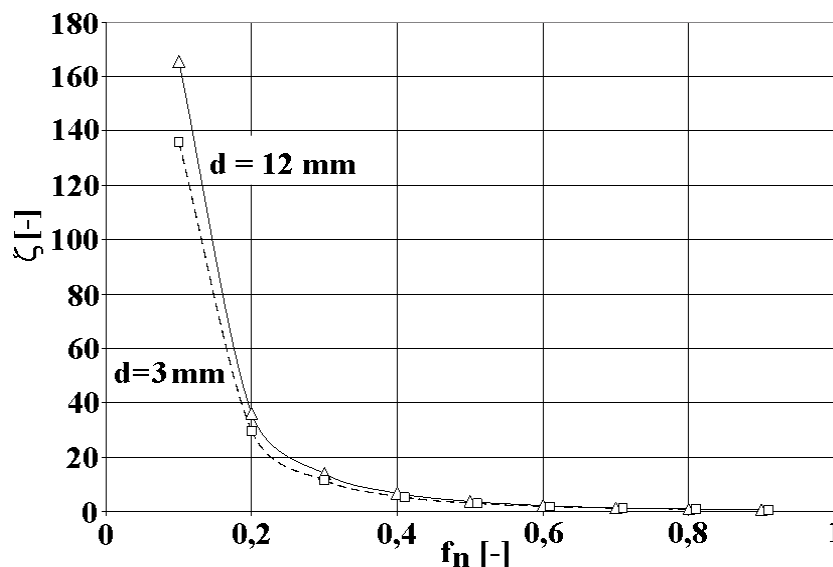
Pak dostaneme:

$$\zeta = \frac{0,478 + (1,185 - f_n)^2}{f_n^2} \quad (2)$$

Díky moderní technologii výroby se začínají používat i síta s otvory o průměru  $d = 3$  mm. Pro toto provedení vychází ztrátový součinitel ve tvaru:

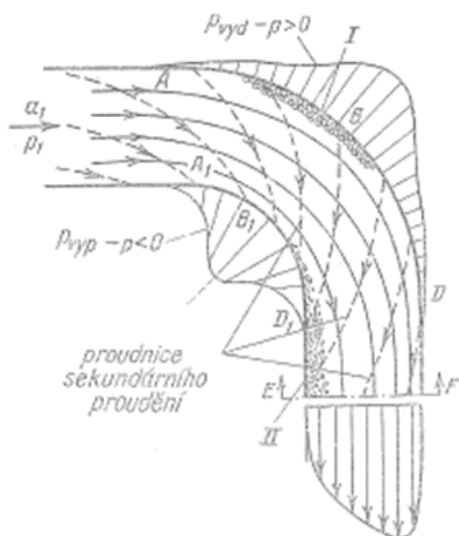
$$\zeta = \frac{0,55 + (1 - f_n)^2}{f_n^2} \quad (3)$$

Jak ukazuje obr. 7, pro obě síta vychází přibližně stejná závislost ztrátového součinitele na poměrné průtočné ploše.

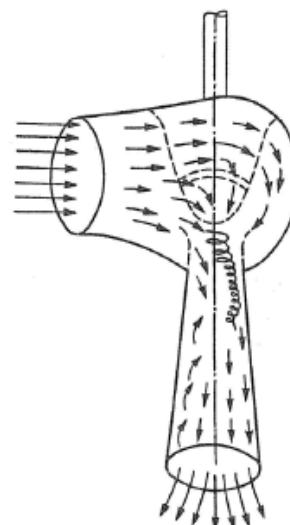


Obr. 7 Ztrátový součinitel vtoku děrovaným plechem

Za předpokladu poměrného ucpání síta (průtočnost síta)  $f_n \doteq 0,39$  vychází ztrátový součinitel  $\zeta \doteq 7,3$ . Pro turbínu se vstupními parametry páry  $T_0 = 595$  °C a  $p_0 = 27,16$  MPa vychází teoretická tlaková ztráta  $\Delta p \doteq 0,6$  bar, což představuje 0,22 % vstupního tlaku. Při sníženém výkonu turbíny a nižším vstupním dynamickém tlaku bude i teoretická vstupní tlaková ztráta menší. Skutečná tlaková ztráta však bude vyšší než teoretická, jelikož na skutečném sítu neexistuje konstantní rozložení tlaku po obvodu síta a neexistuje čistě kolmý vstup páry do síta. Uplatňuje se zde i tangenciální složka rychlosti i nerovnoměrné rychlostní poměry po výšce síta. Ventil musí být spolehlivý při všech režimech turbíny. Při startu turbíny se ve ventilech objevuje supersonické a transsonické proudění. Jedná se o proudění v ohybu při náhlé změně průřezu. Jaká je skutečná tlaková ztráta na sítu a na celém ventilu při různých režimech se nechá stanovit jen experimentálně. Při pohybu plynu v zakřivených kanálech vznikají specifické jevy, které jsou např. popsány v (Dejč, 1967). Proudění s ohybem o 90 ° je znázorněno na obr. 8.



Obr. 8 Pohyb proudu v zakřiveném kanálu



Obr. 9 Charakteristické proudové jevy ve ventilech

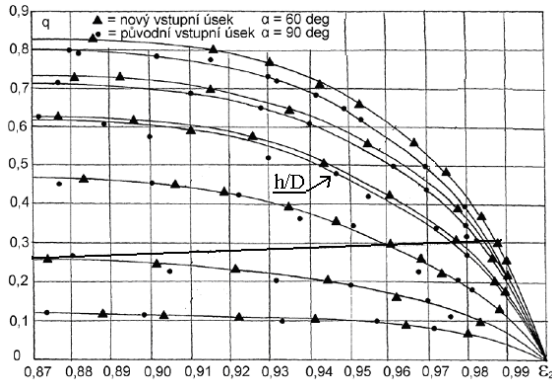
Vzhledem k tomu, že částice plynu se pohybují po zakřivených trajektoriích, jsou tlaky na vnější (vyduté) a vnitřní (vypuklé) stěně kanálu navzájem různé. Částice uvnitř proudu se vlivem odstředivé síly posouvají k vnější stěně. V zakřivených kanálech vzniká sekundární proudění, jehož výsledkem je dvojice vírů ve výstupním průřezu. Obdobné jevy nastávají i ve ventilech, kde je do ohybu zasunuta kuželka ventilu. Jak ukazuje obr. 9, ve ventilech se navíc objevuje odtržení proudění od kuželky ventilu, při určitých režimech nastává i odtržení proudu od stěny difuzoru. Skokové změny tlaku při transsonickém a supersonickém proudění spolu s odtrženým prouděním od stěny difuzoru mohou vést až k destrukci potrubí za ventilem. Právě síta společně se žebrem ve vstupní komoře by měly napomoci ke stabilizaci proudových poměrů ve ventilech při všech provozních stavech.

### 3. Aerodynamické charakteristiky ventilů

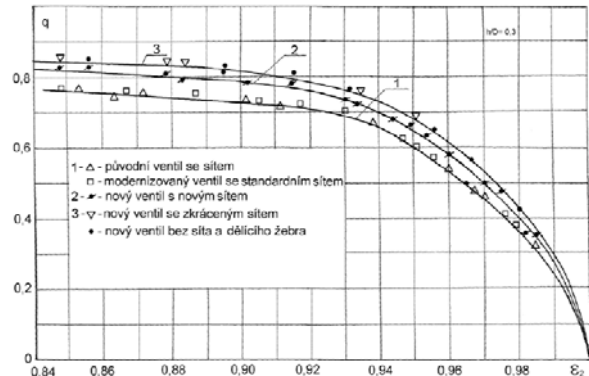
Ke snížení ztrát a ke zlepšení spolehlivosti ventilu přispělo několik úprav tvaru kuželky a vstupního úseku ventilu. Místo kulovitěho tvaru dna kuželky se zavedla kuželka s rovným dnem a podpíchnutím. Tím se stabilizovala místo odtržení proudu na kuželce při transsonickém proudění. Zmenšil se vstupní úhel kuželovitěho sedla na  $\alpha = 60$  deg. Zmenšení vstupního úhlu vedlo ke zvětšení poměru statických tlaků za a před ventilem  $\varepsilon = p_2 / p_0$ .

Průtoková charakteristika je zobrazena na obr. 10. Přínos zmenšení vstupního úhlu je dobře patrný. Jaký vliv má na tlakovou ztrátu síto ukazuje diagram na obr. 11. Podpíchnutý ventil s původním sítem nepřinesl snížení tlakové ztráty. Po použití nověho síta se tlaková ztráta na ventilu snížila. Modernizace síta spočívá v zavedení drážek v jeho spodní části, které udávají částí proudu jistou rotaci. Rotace proudu napomáhá k jeho lepšímu přilnutí ke stěně difuzoru a tím i ke zmenšení celkové tlakové ztráty. Potvrzuje se, že síto vždy způsobuje jistou tlakovou ztrátu. Síto s šikmým drážkami je však vhodnější než síto bez drážek.



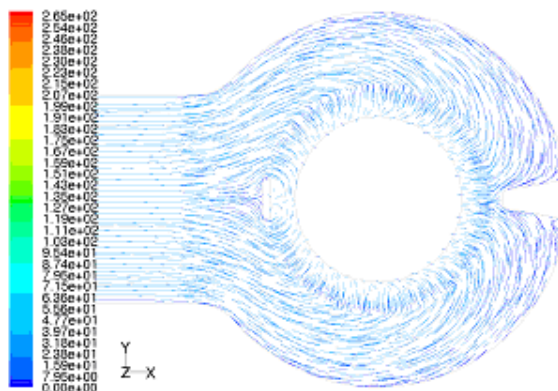
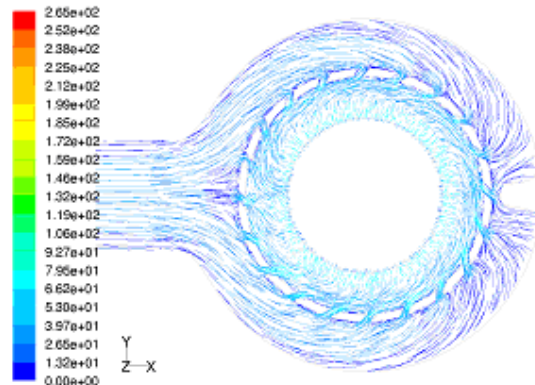


Obr. 10 Průtoková charakteristika ventilu s podpíchnutou kuželkou

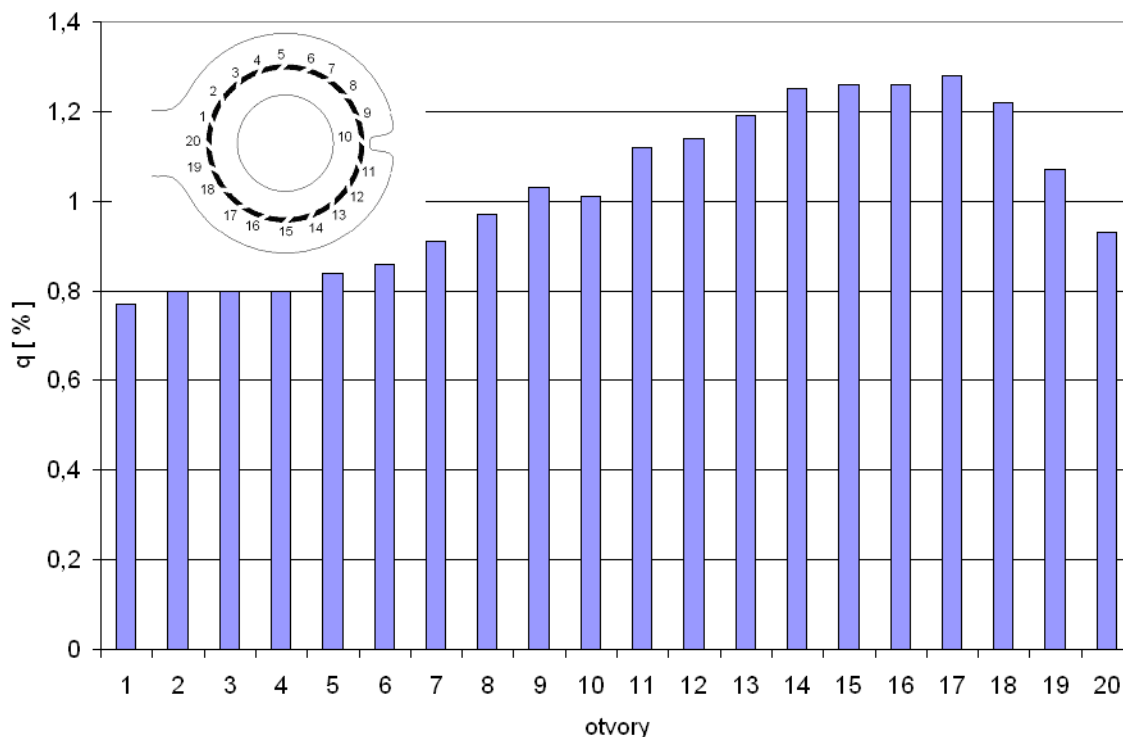


Obr. 11 Vliv síť na průtokovou charakteristiku ventilu

Uskutečnila se 3D výpočtová studie, která umožňuje posoudit vzájemný vliv žebra a směrových otvorů na síti (Jirka, 2007). Na obr. 12 se nachází proudové pole na středním řezu přívodním potrubím a sítím v oblasti kruhových otvorů. Žebro na protilehlé straně k přívodu páry napomáhá k vytvoření symetrického uspořádání proudění. Dobře patrný je radiální vstup do síť. Jiná situace nastává v úseku se směrovými otvory. Příslušné proudové pole je zobrazeno na obr. 13.

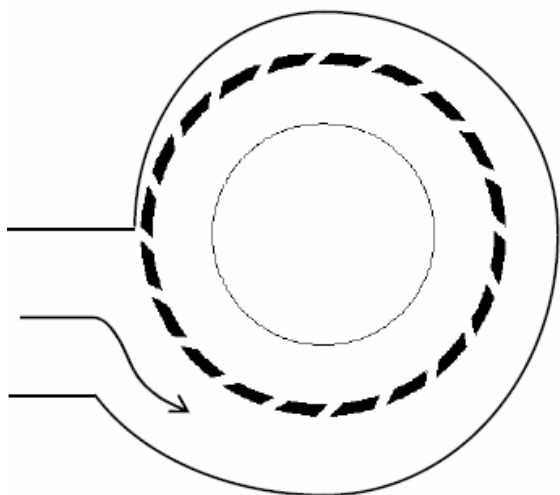
Obr. 12 Proudové pole na řezu sítím v oblasti kruhových děr ( $\epsilon = 0,98$ )Obr. 13 Proudové pole v úseku směrových otvorů ( $\epsilon = 0,98$ )

Natočení otvorů v síti vede k jisté asymetrii proudového pole. Žebro v tomto případě napomáhá na jedné straně k lepšímu plnění otvorů. Na protilehlé straně jsou poměry opačné. Přes kruhové otvory v síti protéká cca 80 % celkového hmotnostního toku. 20 % hmotnostního toku připadá na směrové otvory. Jak se liší průtok přes jednotlivé zářezy ukazuje obr. 14.



Obr. 14 Rozložení hmotnostního toku na směrových otvorech síta

Rozdíly mohou být až 50 %. Za úvahu stojí možnost nahradit 2 víry na výstupu z kolena jedním vírem. K tomu by přispělo spirální uspořádání vstupní komory tak, jak je naznačeno na obr. 15, a síto se šikmými zářezy podle obr. 16.



Obr. 15 Schéma spirálního vstupu



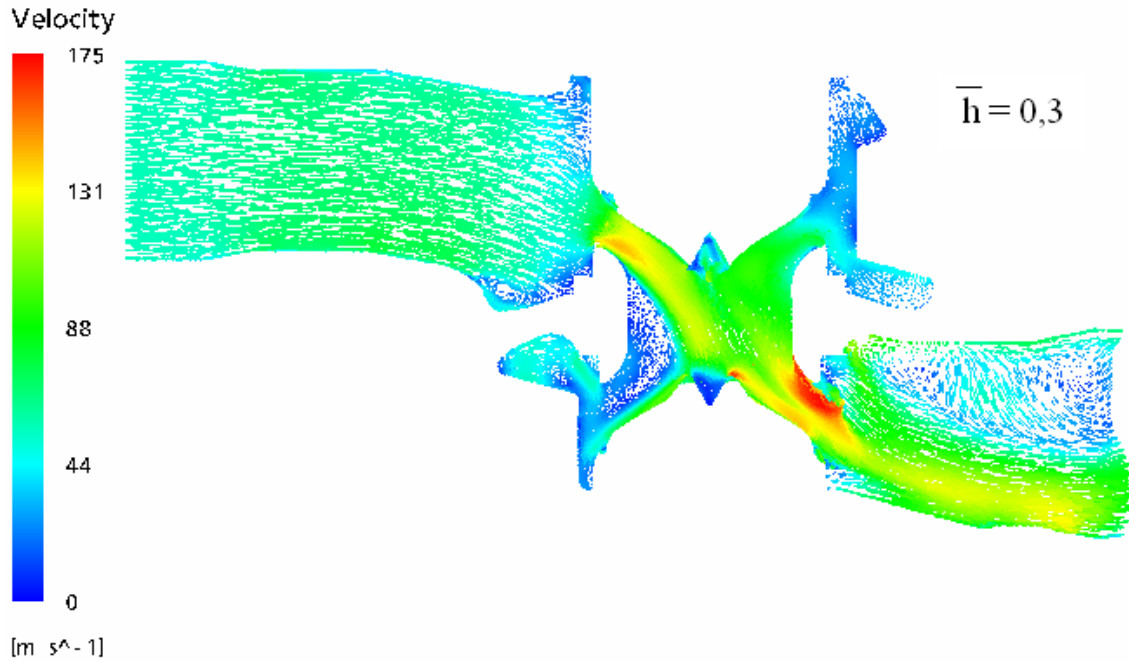
Obr. 16 Síto se směrovými zářezy

Spirální skříň by napomáhala k odstředění mechanických částic na vnější stranu komory. Došlo by k zrovnoměrnění vstupu do ventilu po celém obvodu síta. Celkový dopad na proudové pole v difuzoru by se musel zjistit další 3D výpočtovou simulací nebo experimentálně.

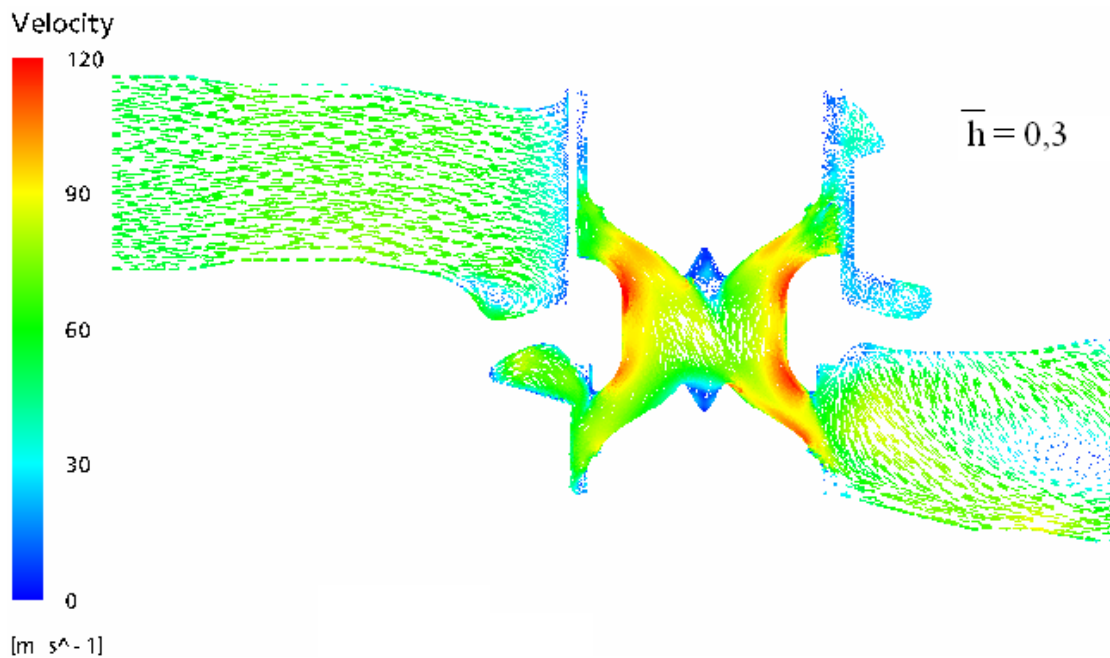
Jak je důležité vytvoření vyrovnaného rozložení tlaků a rychlosti po obvodu ventilu ukazují experimenty a výpočty provedené v MEI (Zarjankin, 2006). Na modelu kombinovaného



ventilu podle obr. 3 se zkoušela různá provedení sít. K objasnění proudových poměrů ve ventilu přispěly i 3D výpočty. Na obr. 17 se nachází rychlostní pole v plně otevřeném ventilu. I v tomto případě se ve ventilu objevují zóny s odtrženým prouděním a nerovnoměrným rozložením rychlosti. Po použití síta se rychlostní pole výrazně změnilo. Jak ukazuje obr. 18, došlo ke zrovnoměrnění tlakového a rychlostního pole.

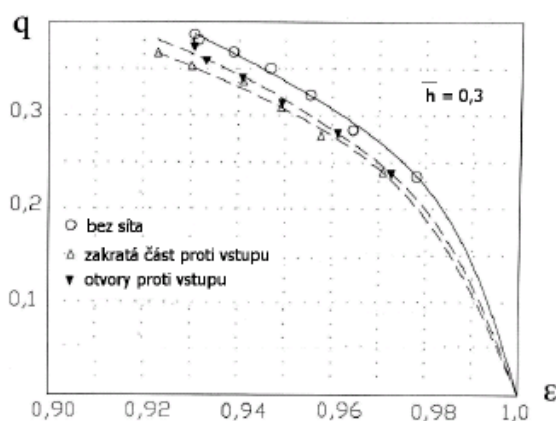


Obr. 17 Rychlostní pole v kombinovaném ventilu bez síta

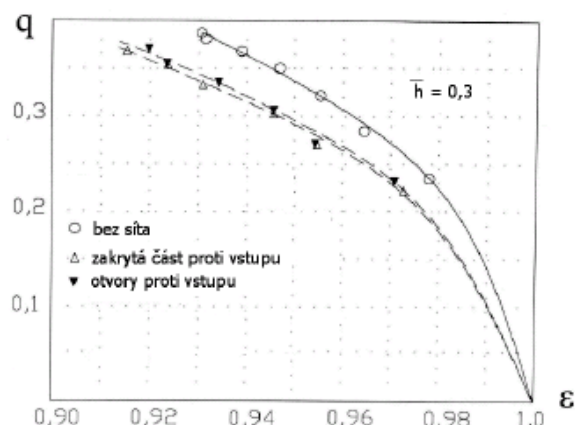


Obr. 18 Rychlostní pole kombinovaného ventilu se sítem

Použilo se síto s úseky s rozdílnou velikostí otvorů po obvodu. Základní myšlenka je založena na představě, že v úseku proti přívodnímu potrubím se uplatní větší dynamický tlak než na protilehlé straně. Menší otvory nebo zaslepená část síta orientovaná proti vtoku by mohla přispět ke zrovnověrnění proudového pole. Výsledky experimentů jsou pro  $\bar{h} = 0,3$  zachyceny na obr. 19 a 20.

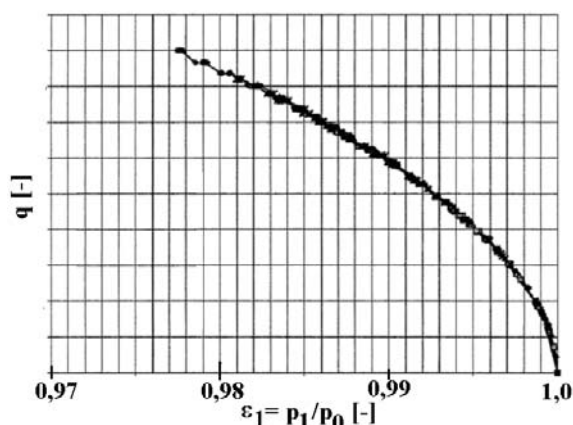


Obr. 19 Vliv síta na hmotnostní tok

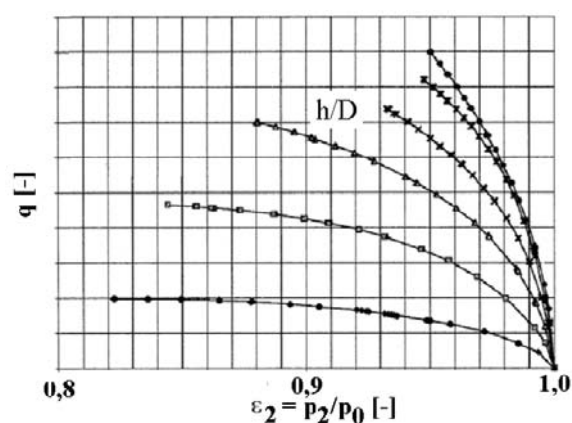


Obr. 20 Vliv dvou sít na hmotnostní tok

Kombinovaný ventil bez síta má nejmenší tlakovou ztrátu, která je při plném otevření ventilu 4 % vstupního tlaku. Ve ventilu však existuje nerovnoměrné rychlostní pole. Po použití síta roste tlaková ztráta na 4,5 %. Zakrývání otvorů orientovaných proti vstupu vede jen ke zvětšení tlakové ztráty. Tato úprava tudíž není příliš vhodná. Při použití síta na regulačním a na rychlozávěrném ventilu vzroste tlaková ztráta až na 5,4 % vstupního tlaku. Z praktického hlediska se ukazuje, že jedno síto stačí. I po použití jednoho síta dojde k vyrovnání tlakových a rychlostních polí. Toto síto neumožnilo částečnou rotaci vstupního proudu. Celková tlaková ztráta kombinovaného ventilu je poměrně značná. Samostatné uspořádání rychlozávěrného a regulačního ventilu vede k menším ztrátám tlaku. Potvrzují to experimenty provedené ve ŠKODA POWER (Tajč et al., 2008). Jednalo se o spojení dvou ventilů, kde na regulačním ventilu se použilo síto s částečnou rotací proudu.



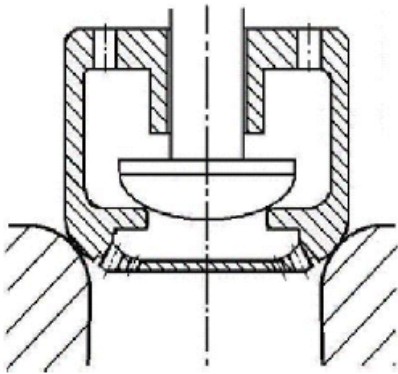
Obr. 21 Průtoková charakteristika RZV ventilu



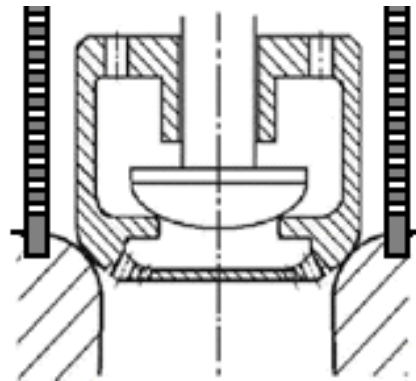
Obr. 22 Průtoková charakteristika spojení RZV a RV ventilu

Tlaková ztráta na rychlozavěrném ventilu při plně otevřeném regulačním ventilu je na 1 % vstupního tlaku. Jakým způsobem se mění poměr tlaků na ventilu při změně hmotnostního toku  $q$  udává obr. 21. Průtoková charakteristika spojení obou typů ventilu je zobrazena na obr. 22. Při plném otevření ventilu může být tlaková ztráta jen 2,2 %.

Použití síta se směrovými otvory vede ke změnám proudového pole pod kuželkou ventilu. Tím se nechá ovlivnit rozložení tlaku pod kuželkou a sílové působení na vřeteno ventilu. Ve ŠKODA POWER (Bednář et al., 2007) se prověřovaly ventily s tvarovanou kuželkou v blízkosti sedla a následným přechodem do rovného dna. Její provedení se nachází na obr. 23. Stejný ventil se testoval i se sítem – viz. obr. 24.

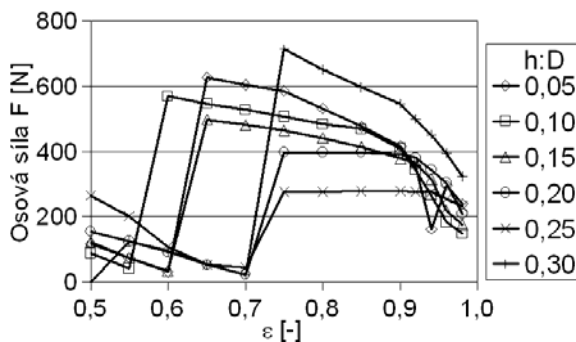


Obr. 23 Kuželka s profilovaným průchodem a rovným dnem

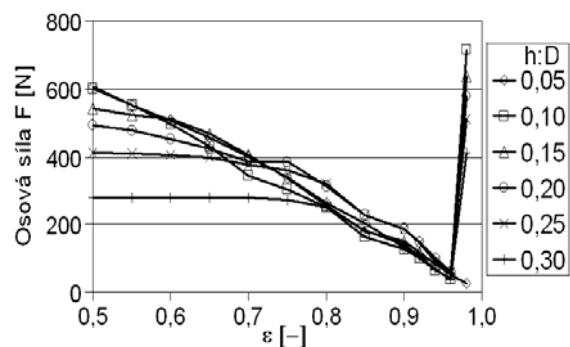


Obr. 24 Kuželka s profilovaným průchodem a rovným dnem se sítem

Od zvoleného tvaru se očekávalo zlepšení spolehlivosti při malých zdvizích kuželky a velkých tlakových spádech a rovněž zmenšení tlakové ztráty při jmenovitém režimu turbíny. Rozložení tahové síly na vřeteno ventilu bez síta, jak ukazuje obr. 25, vykazuje skokové změny zatížení. Je to způsobeno změnou odtržení proudu od kuželky nebo od stěny difuzoru. Při-li proud ke kuželce. Dochází k poklesu tlaku a nárůstu tahové síly. Skokové změny tahové síly mohou být zdrojem poruch na ventilu. Instalace síta – viz obr. 26, pomohla skokové změny odstranit. Tahová síla je úměrná tlakovému poměru na ventilu při všech zdvizích kuželky. Síto přispívá ke zvětšení provozní spolehlivosti ventilů.



Obr. 25 Osová síla na vřeteno modelu ventilu – bez síta



Obr. 26 Osová síla na vřeteno modelu ventilu – se sítem

#### 4. Závěry

- Ventily bez síta vykazují nejmenší tlakovou ztrátu. Objevuje se u nich větší nerovnoměrnost rychlostních a tlakových polí či skokové změny tlaku.
- Síto napomáhá ke zrovnoměnění rychlostních a tlakových polí na ventilu. Je zdrojem tlakové ztráty, která může být  $0,2 \div 0,5$  % vstupního tlaku.
- Síto se směrovými otvory pro rotaci proudu má lepší aerodynamické vlastnosti než síto pouze s vrtanými otvory.
- Spojení rychlozávěrného a regulačního ventilu vykazuje menší tlakovou ztrátu, než jaká vzniká u kombinovaného ventilu.

#### 5. Poděkování

Autoři příspěvku děkují MPO České republiky za finanční podporu grantu TANDEM FT-TA2/037.

#### 6. Literatura

Kolář & Vinopal (1963) *Hydraulika průmyslových armatur. SNTL-SVTL.*

Dejč (1967) *Technická dynamika. SNTL Praha.*

Jirka (2007) *Výpočtová studie proudění páry regulačním ventilem. Diplomová práce.*

Zarjankin (2006) *Исследование влияния защитных сеток на расходные и вибрационные характеристики регулирующих клапанов паровых турбин. Výzkumná zpráva MEI, Kontrakt № RF-MPEI-01015/06.*

Tajč, Bednář, Poskočilová & Krejčík (2005) *Regulační ventily parních turbín. Výzkumná zpráva VZTP 0974.*

Bednář, Tajč, Pašek & Bohdan (2007) *Statické a dynamické namáhání vřeten regulačních ventilů parních turbín. Power System Engineering, Plzeň.*