

National Conference with International Participation

**ENGINEERING MECHANICS 2008** 

Svratka, Czech Republic, May 12 – 15, 2008

# COMBINATION OF TRIPPING VALVES AND CONTROL VALVES FOR STEAM TURBINES

# L. Bednář<sup>\*</sup>, L. Tajč<sup>\*\*</sup>, A. E. Zarjankin<sup>\*\*\*</sup>

**Summary:** Two types of tripping values and control values combination are investigated. The conception marked as value in value is compared with the conception two values in one body. An attention is given to damping of pressure pulsation. Results from experiments on values in a power station are presented in the paper.

## 1. Úvod

Konstrukce regulačních ventilů, jejich počet a pořadí otvírání je dána typem turbíny, vstupními parametry páry a objemovým průtokem. Zpravidla nelze navrhnout typový ventil, který by v plném rozsahu vyhovoval požadavkům na spolehlivý provoz při všech režimech turbíny s minimální tlakovou ztrátou, používaných rozměrech a umístění ventilů. Hledá se taková koncepce provedení ventilů, která se daným požadavkům co nejvíce přiblíží.

Ventily řídí průtok páry VT dílem turbíny. Musí tedy pevnostně a materiálově vyhovovat admisním tlakům a teplotám. Záchytné ventily regulují průtok páry turbínou za přehřívákem páry. Zde jsou již nižší tlaky a větší objemové průtoky. Rozhodují o proudových poměrech v ST a NT částech turbíny, kde se zpracovává až 70 % celkového výkonu. I malé netěsnosti v jednom z obou typů ventilů mohou způsobit při startu nebo odstávce a nulovém výkonu nežádoucí roztáčení turbíny. Z bezpečnostních důvodů se vyžadují též rychlozávěrné ventily se samostatným pohonem. Ty jsou provozovány jen v zavřené nebo otevřené poloze. Jejich použití vede ke zvětšení objemu páry v potrubí, které i po zavření všech ventilů může způsobit nežádoucí přeotáčky rotoru. Hledají se tudíž taková řešení, která nebezpečí samovolného otáčení rotoru omezí. Jedna z cest, která umožní zmenšit pasivní objem před lopatkovou částí turbíny, spočívá v používání kombinovaných ventilů. Existují různá koncepční řešení kombinovaných ventilů. Nejčastější uplatnění však našly koncepce, které lze nazvat jako ventil ve ventilu nebo dva ventily ve společném tělese.

<sup>\*</sup> Ing. Lukáš Bednář.: ŠKODA POWER a. s., Tylova 1/57, 316 00 Plzeň, tel.: +420 378 185 155, fax: +420 378 185 382; e-mail: lukas.bednar@skoda.cz

<sup>\*\*\*</sup> Ing. Ladislav Tajč, CSc.: ŠKODA POWER a. s., Tylova 1/57, 316 00 Plzeň, tel.: +420 378 185 967, fax: +420 378 185 382; e-mail: ladislav.tajc@skoda.cz

<sup>\*\*\*\*</sup> Prof. Ing. A E. Zarjankin, DrSc.: MEI, 111250, Moscow, Krasnokazarmennaja ul. 14, Rossia, tel.: +007 095 362 7228, fax +007 095 362 8938 e-mail: ZariankinAY@mpei.ru

#### 2. Charakteristická provedení kombinovaných ventilů

Uspořádání ventilu ve ventilu je zřejmé z obr. 1. Rychlozávěrný ventil se nachází ve vnitřní části systému. Kuželka regulačního ventilu má zvonový tvar a překrývá rychlozávěrný ventil. Průměr sedla je z tohoto důvodu větší než u samostatných ventilů a zdvih ventilu naopak menší. Difuzor má vnitřní jádro. V důsledku pohybu kuželky regulačního ventilu dochází praktický při všech provozních režimech turbíny k odtržení proudu na spodní hraně zvonu (kuželky). Odtržení proudu vede sice ke stabilizaci tlaku pod spodní částí zvonu, ale zároveň ke vzniku tlakových pulsací v difuzoru.



Obr. 1: Model ventilu ve ventilu



Obr. 2: Model dvou ventilů v tělese

Koncepce dvou ventilů ve společném tělese je zřejmá z obr. 2. Rychlozávěrný a regulační ventil lze konstruovat podle všech zásad a poznatků získaných z provozu samostatných ventilů. Regulační ventil je kvůli snazší manipulaci proveden s odlehčením. Přetlak od admisního tlaku stabilizuje polohu kuželky na vřetenu. Jelikož provozní poloha kuželky je blízká plnému otevření ventilu, je u tohoto návrhu preferována profilovaná kuželka, která má při tomto režimu nejmenší tlakovou ztrátu. Rychlozávěrný ventil má dutou kuželku. Vstupní tlak páry se přes sadu otvorů v kuželce dostane do vnitřního prostoru a může působit na celou plochu regulační kuželky. Jelikož průměr sedla je menší než vnější průměr kuželky, je kuželka vtlačována do sedla ventilu. Volbou průměrů lze ovlivnit přítlačnou sílu. Takto řešený ventil je ventil bez odlehčení s jistotou manipulace kuželky i ve vodorovné poloze. Vstupní partie kanálu je konfuzorní s náhlým rozšířením průřezu na výstupu. Výstupní difuzor u tohoto provedení chybí. Základní rozměry obou ventilů jsou takové, že rychlosti v nejužších částech jsou přijatelné a též generovaný hluk nepřekračuje stanovené limity. Umístění obou ventilů se nechá zaměňovat.

#### 3. Průtokové a silové charakteristiky ventilů

Hmotnostní tok m ventilem je funkcí řady parametrů

 $m=f\left(p_{0},\,T_{0},\,p_{2},\,h,\,D_{2},\,\nu$  ,  $k,\,R\right)$  ,

kde p<sub>0</sub> a T<sub>0</sub> jsou celkový tlak a teplota před ventilem,

 $P_2$  je tlak za ventilem,

h a D2 jsou zdvih kuželky a průměr hrdla v difuzoru.

v, k, R popisují vlastnosti provozní látky – kinematická vazkost, Poissonova konstanta a plynová konstanta.

V bezrozměrném uspořádání je hmotnostní tok funkcí několika bezrozměrných kriterií

$$\overline{\mathbf{m}} = \frac{\mathbf{m}\sqrt{\mathbf{RT}_0}}{\mathbf{D}_2^2 \mathbf{p}_0} = \mathbf{f}\left(\frac{\mathbf{p}_2}{\mathbf{p}_0}; \frac{\mathbf{h}}{\mathbf{D}_2}; \frac{\mathbf{v}}{\sqrt{\mathbf{R}_0 \mathbf{T}_0} \mathbf{D}_2}; \mathbf{k}\right)$$

Jestliže zavedeme kritický hmotnostní tok hrdlem difuzoru, dostaneme

 $q = \frac{m}{m_0} = \frac{m\sqrt{RT_0}}{Ap_0F_0}$ , kde A je příslušná konstanta pro stanovení kritického hmotnostního toku

 $A=f(k),\,F_0$  plocha hrdla, pro vzduch je  $A_{vz}$  = 0,6846 a pro páru  $A_p$  = 0,6672

 $\frac{\sqrt{\text{RTD}}}{\nu} \approx \text{Re}$  - Reynoldsovo číslo, které při rychlostních poměrech ve ventilu zpravidla

převyšuje spodní hranici automodelové oblasti. Průtoková charakteristika ventilů bude především funkcí dvou parametrů

$$q = f(\varepsilon_2; h)$$

kde 
$$\varepsilon_2 = \frac{p_2}{p_0} a \overline{h} = \frac{h}{D_2}$$

Silové namáhání vřetena bude rovněž záviset na několika parametrech  $Q = f(p_0, D_s, d_{v\check{r}}, p_2, h)$ , zde  $D_s$  je průměr sedla a  $d_{v\check{r}}$  je průměr vřetena. Po přechodu k bezrozměrným parametrům dostaneme

$$\frac{Q}{p_0 D_s^2} = f\left(\frac{p_2}{p_0}; \frac{d_{v\bar{r}}}{D_s}; \frac{h}{D_s}\right)$$
  
V principu platí, že  $\frac{Q}{\frac{\pi D_s^2}{4} p_0} = f\left(\varepsilon_2, \overline{h}, \overline{d_{v\bar{r}}}\right)$ 

Pokud vliv vřetena zahrneme do základního vzorce, dostaneme pro bezrozměrnou sílu  $\overline{Q}$ 

$$\overline{Q} = \frac{Q + \frac{\pi d_{v\bar{\varepsilon}}^2}{4} (p_0 - p_{bar})}{\frac{\pi D_s^2}{4} p_0} = f(\varepsilon_2, \overline{h})$$

Bezrozměrná průtoková i silová charakteristika závisí na tvaru kuželky a na konstrukčním provedení ventilu. Tvar kuželky má vliv i na rozložení tlaku po povrchu, rozhoduje tudíž i o silovém působení v místě případného odtržení proudu od povrchu i o dynamickém namáhání vřetena a přívodního potrubí. U ventilů staršího provedení se většinou použila kuželka kulového tvaru. V dnešní době se aplikuje spíše kuželka s rovným dnem a podpíchnutím a pak profilovaná kuželka. Některá typická provedení kuželek se nacházejí na obr. 3.



Obr. 3: Charakteristická provedení kuželek

Kuželka kulovitého tvaru nemůže garantovat ustálené proudění po povrchu s přesným místem odtržení proudu. Kuželka s rovným dnem napomáhá k odtržení proudu na obvodové hraně kuželky. U této koncepce nemůže dojít k další expanzi páry a poklesu tlaku pod rovným dnem kuželky. Toto řešení je tudíž vhodné nejspíše k použití na regulačním ventilu, kde se ve větším rozsahu mění tlakový poměr a zdvih kuželky. Profilovaná kuželka vytváří při malých zdvizích anulární Lavalovu dýzu. V důsledku expanze páry a poklesu tlaku na povrchu kuželky je k jejímu zdvihu nutná větší síla servopohonu. U ventilu s touto kuželkou dochází k výskytu rázových vln a skokovým změnám síly v případech, kdy dojde k náhlému odtržení proudu od kuželky. Vyžaduje se tudíž optimální tvarování kuželky, aby provozní charakteristika nebyla zatížena a ovlivněna uvedenými negativními jevy. Některé nové experimentálně stanovené poznatky, uvedené např. v (А. Е. Зарянкин, 2003), ukazují na nevhodný vliv jednoho centrálního otvoru odlehčeného ventilu na dynamické namáhání vřetena. V tomto směru má příznivější dynamické namáhání perforovaná kuželka. Ventil s profilovanou kuželkou je vhodné používat spíše jako rychlozávěrný ventil, jelikož při plném otevření má nejmenší tlakovou ztrátu, zanedbatelné tlakové rozruchy a příznivou přítlačnou sílu. Příklad silového zatížení vřetena podle podkladů z (A. E. Зарянкин, 2003) udává obr. 4. Při konstantním tlakovém poměru  $\varepsilon_2 = 0,833$  dává největší přítlačnou sílu kulová kuželka – viz. křivka 1. Kuželka s rovným dnem (křivka 2) má naopak nejmenší přítlačnou sílu. Křivka 3 se týká profilované kuželky s centrálním otvorem a křivka 4 je stanovena pro profilovanou kuželku s perforací. U profilovaných kuželek se při větším zdvihu uzavírá vnitřní průtok a ventil se chová jako neodlehčený s maximálním využitím přítlačného efektu, který je dán obtékáním celé plochy kuželky.



Obr. 4: Silová charakteristiky pro vybrané typy kuželek



Obr. 5: Porovnání průtokových charakteristik ventilů a ideálního difuzoru

Úprava ventilu umožňující postupnou změnu intenzity průtoku s následným uzavřením, je pro samostatný ventil znázorněna na obr. 6. Koncepce ventilu ve ventilu umožňuje použít u rychlozávěrného ventilu profilovanou kuželku. Zásadní rozdíly se však týkají způsobu řešení odlehčení ventilu. Použitý princip je znázorněn na obr. 7. V tomto případě je vnitřní průtok trvale otevřen. Tlakové poměry nad a pod kuželkou rozhodují o stabilitě kuželky na vřetenu.



Obr. 6: Odlehčení samostatného ventilu

Obr. 7: Odlehčení ventilu ve ventilu

Pro dimenzování ventilu je důležité znát průtokovou charakteristiku. Porovnání průtoků několika variant plně otevřených ventilů s ideálním provedením difuzoru se nachází na obr. 5. Nejlepšího přiblížení se dosáhne při použití profilované kuželky a otevření difuzoru n = 2.

Ventil s rovným dnem kuželky a otevřením n = 1,4 je prakticky srovnatelný s profilovanou kuželkou a otevřením jen n = 1,1.

Pro typová provedení ventilu ve ventilu a dvou ventilů v tělese se stanovila úplná průtoková charakteristika. Nacházejí se na obr. 8 a 9. Uvádí se zde i provozní charakteristika, která je zpravidla nastavena tak, aby jmenovité stavy na turbíně odpovídaly poměrnému průtoku  $q \doteq 0.3$  při poměrném zdvihu  $\overline{h} \doteq 0.3$ .



Z porovnání obou charakteristik je zřejmé, že pro plně otevřené ventily vychází stejné tlakové poměry  $\varepsilon_2 = 0,97$ . To znamená, že pokles ze vstupního celkového tlaku na statický tlak za ventilem je  $\Delta p = 3 \% p_0$ . Značné rozdíly existují pro oblast nižších výkonů turbíny, kdy dochází k výraznému uzavírání ventilů. Pro zvonový tvar ventilu se dostane při omezeném provozu turbiny a  $\bar{h} = 0,1$  tlakový poměr  $\varepsilon_2 = 0,825$ , zatímco při použití profilované kuželky je při  $\bar{h} = 0,12$ ;  $\varepsilon_2 = 0,945$ . Má-li se snížit výkon z jmenovitého stavu o 5 %, přesune se zdvih zvonové kuželky z  $\bar{h} = 0,3$  na  $\bar{h} = 0,2$ . U profilované kuželky je změna zdvihu výraznější z  $\bar{h} = 0,3$  na  $\bar{h} = 0,1$ . Vnitřní jádro u ventilu ve ventilu způsobuje zvětšení vnějších rozměrů cca o 10 %. Znamená to, že zdvih kuželky je v tomto případě též o 10 % větší ve srovnání se samostatným ventilem. Snaha o snížení ztrát ve ventilu vede ke zmenšení hodnoty poměrného průtoku q a tím ke zvětšení rozměrů ventilu. Zvětší se tak silové namáhání kuželky a vnějšího tělesa ventilu. Použití odlehčovaného ventilu se ještě více zvýrazní. Větší rozměry průtočných částí způsobí snížení místní i střední hodnoty rychlosti a tím i hodnoty generovaného hluku. Uvádí se, že pokles rychlosti ze 160 m/s na 68 m/s vede ke snížení hluku o 20 dB. Menší místní rychlosti umožňují snížení třecích ztrát. Tlak za

ventilem je sice ovlivněn ztrátovým součinitelem celkového tlaku ve ventilu  $\zeta_T$ , ale především je určen základními rozměry ventilu, včetně difuzoru. Definice ztrátového součinitele je zřejmá z obr. 10,



Obr. 10: Definice poklesu tlaku a ztrát ve ventilu

Pro rychlostní poměry v nejužším místě ventilu, tj. pro stavy <u>1</u>, se můžou uplatnit veškeré zkušenosti a podklady pro návrh nerozšířené dýzy. U profilované kuželky se setkáme s aplikací konvergentně-divergentního kanálu. Jedná se tudíž o Lavalovu dýzu. Při podkritickém tlakovém spádu dochází ke vzniku nadkritických rychlostí, rázovým vlnám, skokovým změnám rychlostí a odtržení proudu od stěny. U kuželky s rovným dnem a podkritickém tlakovém spádu dochází rovněž ke všem původním jevům spojených s nadzvukovým proudění, nicméně místo odtržení proudu je pevně dané hrdlem, tedy místem, kde se vyskytuje maximálně kritická rychlost. Další změny nastávají ve volném proudu za kuželkou. U Lavalovy dýzy je místo odtržení proudu až za hrdlem. Lze tedy očekávat i jisté silové působení na kuželku.

Рřímé měření silového namáhání vřetena ventilu s profilovanou kuželkou provedené v MEI (Зарянкин, А. Е., 2003), potvrzuje skokovou změnu tahové síly po odtržení proudu od kuželky. Oscilogram namáhání vřetena se nachází na obr. 11. Při konstantním zdvihu  $\overline{h}$  kuželky se plynule v čase snižoval tlakový poměr na ventilu. K odtržení proudu došlo po překročení kritického tlakového poměru. Zároveň došlo ke zvětšení dynamického namáhání

vřetena. Obdobné poznatky platí i pro kuželku s rovným dnem (L. Tajč, L. Bednář, 2005). Ukázka měření namáhání vřetena je na obr. 12.



#### 4. Výpočtová studie proudění ve ventilech

Varianta 1 se týkala prvotního návrhu tvaru difuzoru. Varianta 2 má upravený tvar a varianta 3 se týká dvou ventilů. Provedení jednotlivých variant je patrné z obr. 13. Vstupní teplota byla vždy stejná, a to  $T_0 = 838$  K. Byl uvažován pouze rotačně symetrický model, jenž umožňuje pro dané případy získat výsledky velmi rychle, avšak není schopen podchytit třírozměrné a nestacionární jevy v proudu.



Obr. 13: Výpočetní síť uvažovaných variant

U varianty 1. docházelo k odtržení proudu od stěny a ke vzniku zpětného proudění i u plně zvednuté kuželky a byla doporučena úprava tvaru kanálu podle var. 2. Některé vybrané ukázky výpočtu se nacházejí na obr. 14.



Vektory rychlosti; H/D = 0,36; p2/p0 = 0,98





Vektory rychlosti; H/D = 0,151; p2/p0 = 0,84

Izočáry Machova čísla; H/D = 0,151; p2/ p0 = 0,84





Obr. 14: Vektory rychlosti a Machovo číslo v difuzoru ventilu – varianta 2.

Uvažují se zde vektory rychlosti pod kuželkou a rozložení Machových čísle v celém úseku difuzoru. Při běžném provozu se maximální rychlosti a tím i Machovo číslo vyskytují v místě hrdla difuzoru. Již při malém vysunutí kuželky dochází k odtržení proudu od vnitřní stěny. U skutečného 3D proudění bude docházet k výraznějším nerovnoměrnostem v rozložení rychlosti v kanále a pravděpodobně i ke změnám charakteru proudění v čase.

Pokles tlaku na kuželce určuje i rozsah silového namáhání vřetena. Na díle se zpravidla používá propojení prostorů nad a pod kuželkou vrtanými otvory nebo odlehčovacím ventilem, který je pak trvale otevřen. Provedená studie tyto případy neřeší. Z výpočtů je zřejmé, že místní Machovo číslo M > 1 se vyskytuje již při tlakových poměrech  $p_2/p_0 \doteq 0.65$ . Závislost maximální hodnoty rychlosti a Machova čísla na tlakovém poměru se nachází na obr. 15.

Při sníženém výkonu turbíny a poklesu tlakového poměru  $p_2/p_0$  dochází k nárůstu střední a místní rychlosti. Jaký je vypočtený hmotnostní tok při zvoleném průběhu zdvihu kuželky udává obr. 16. Pokud by se vyžadoval lineární průběh, musel by se upravit pro příslušné hodnoty tlakového poměru zdvih kuželky. Musel by se mírně zvětšit. Provedený výpočet neřeší odchylky v hmotnostním toku způsobené záměnou reálného plynu ideálním plynem.



Proudění v prostoru mezi dvěma ventily ukazují obrázky 17 a 18. Uvádí se zde dvě varianty tlakových poměrů a poměrných zdvihů.



Vektory rychlostiIzočáry Machova číslaObr. 17: Rozložení vektorů rychlosti a Machových čísel při  $p_2/p_0 = 0,986$  a h/d = 0,273



Vektory rychlosti Izočáry Machova čísla

Obr. 18: Rozložení vektorů rychlosti a Machových čísel při  $p_2/p_0 = 0.945$  a h/d = 0.09

Tvarovaná dýza způsobuje, při podzvukovém tlakovém poměru na celý ventil, zvětšení místní rychlosti oproti nerozšířené dýze. Ve střední části meziventilového kanálu je v blízkosti podélné osy jakási mrtvá zóna s minimálními rychlostmi. Při poklesu tlakového poměru se ve střední části kanálu rozšiřuje oblast zaplněná vírovými strukturami. Výstupní část z ventilu není aerodynamicky řešena. Nicméně rychlosti ve výstupním potrubí jsou již vyrovnané.

### 5. Dynamické namáhání ventilů

Od ventilů se vyžaduje naprostá spolehlivost při všech provozních režimech. O spolehlivosti rozhoduje dynamické namáhání jednotlivých částí ventilu. Je třeba sledovat působení budících sil, které mohou být aerodynamického nebo mechanického původu. K posouzení dynamického namáhání ventilu a tlakových pulsací v difuzoru může přispět měření daných veličin na deskovém modelu ventilu v CKTI (Фельдберг, Л. А., 2004). Uspořádání modelu je zřejmé z obr. 19.



Obr. 19: Deskový model ventilu ve ventilu

Frekvence vibrací se nechá sledovat pomocí akcelerometru na vřeteni a dále pak optickou metodou ze změn hustoty proudícího média v difuzoru. Měření se uskutečnilo jen pro podzvukový charakter proudění. Výsledky jsou zachyceny na obr. 20.



Obr. 20: Spektrum pulsací v proudu





Obr. 22: Tvarovaná kuželka s perforací

Potvrzuje se, že existují rozdíly mezi údaji z akcelerometru a z proudění. Akcelerometr zachycuje vibrace celého modelu a zaznamenává jeho vlastní frekvence i frekvence od jiných agregátů zapojených při experimentu. Shoda je pouze při nízkých frekvencích. Vysokofrekvenční vibrace v proudu vzduchu při těchto režimech nemohly vzniknout. Rozdílné výsledky z akcelerometru a tenzometrů na vřeteni ventilu jsou též známé z měření na ventilech turbíny 1000 MW (Matas, R., 2003). V případě, že by kombinovaný ventil byl dlouhodobě v provozu i při nadkritickém proudění v jeho vnitřních částech, pak lze očekávat i jisté potíže s vysokofrekvenčními vibracemi. Je tu jistá podobnost s podpíchnutou kuželkou na kuželové ploše, která se jako přechodná varianta použila v Temelíně a která vibrace neodstranila. Tvar tohoto kanálu se nachází na obr. 21.

Vysokofrekvenční vibrace pomáhá tlumit tlumič. Nabízí se používat místo tlumiče perforovanou kuželku. Řada experimentů z MEI a CKTI (Фельдберг, Л. А., 2005, Зарянкин, А. Е., 2003) potvrzuje, že náhrada centrálního odlehčovacího otvoru sadou drobných otvorů v kuželce, přispívá k utlumení vibrací. Na obr. 23 se srovnávají oscilogramy vibrací kuželek s centrálním otvorem a s perforovanou kuželkou. Podobné výsledky potvrzují optická měření na deskovém modelu ventilu s kuželkou podle obr. 22 (Фельдберг, Л. А., 2005). Výsledky se nacházejí na obr. 24. Příznivý efekt tlumení je zcela zřejmý.



Obr. 23: Oscilogram vibrací kuželky



Obr. 24: Pulsace v proudu pod kuželkou

O spolehlivosti ventilů rozhoduje i způsob vedení vřetena a kuželky. Na kuželku působí vedle tlakových sil a budící sily. Je-li kuželka vedena v masivní objímce, pak případné ohybové namáhání vřetena je silně omezené. Oddělení vřetena od kuželky rovněž napomáhá ke zvýšení spolehlivosti. Velmi cenné jsou zejména experimenty proudění na díle, tj. na ventilech v elektrárně. Použití tlumiče na ventilu turbíny 1000 MW snížilo tlakové pulsace při volnoběhu z 360 kPa na 20 kPa (Šťastný, M., Tajč, L & Bednář, L., 2003). Jak ukazuje obr. 25, snížily se zejména vysokofrekvenční pulsace. Příznivé výsledky potvrzují i měření na ruských turbínách v Estonsku, kde se použila tvarovaná kuželka s centrálním otvorem (Зарянкин, A. E., 2004). Výsledky měřením se nacházejí na obr. 26. Nové typy ventilů mají prokazatelně lepší vlastnosti při provozních stavech.



Obr. 25: Tlakové pulsace v potrubí za ventilem



Obr. 26: Vibrace na vahadlech původních ventilů a ventilů s profilovanou kuželkou

## 6. Závěry

- Při jmenovitých stavech turbíny a úplném otevření regulačních ventilů vykazují obě koncepce stejnou tlakovou ztrátu při stejných hmotnostních tocích a poměrných zdvizích ventilů.
- Koncepce dvou samostatných ventilů umožňuje uplatnit ve větší míře konstrukční úpravy vedoucích ke snížení ztrát a zlepšení provozní spolehlivosti.
- Profilovaná kuželka vykazuje větší přítlačnou sílu při plném otevření než kuželka s rovným dnem. Při malých zdvizích se ve větší míře uplatní nepříznivé rázové jevy způsobené nadzvukovým prouděním.
- Perforace kuželky působí jako tlumič a výrazně omezuje tlakové pulsace v proudu pod kuželkou.
- Pod rovnou kuželkou dochází při většině provozních režimů k odtržení proudu od stěny a ke vzniku zpětného proudění.
- Centrální výtokový otvor u odlehčeného ventilu má vliv na vznik výraznějších vibrací. Perforovaná kuželka naopak vibrace tlumí.

### Použitá literatura

Зарянкин, А. Е. (2003) Проектирование комбинированного стопорно-регулирующего клапана для турбины ШКОДА мощностью 100 ÷ 150 МВт, контракт MEIRF-1015/02

Фельдберг, Л. А. (2004) Исследование аэродинамических характеристик стопорно-регулирующего клапана на оптическом стенде, Kontrakt CKTI

Matas, R. (2003) Numerické řešení proudění v regulačních a rychlozávěrných ventilech parních turbín, Zpráva NTC Plzeň

Фельдберг, Л. А. (2005) Исследование аэродинамических характеристик разгруженного регулирующего клапана на оптическом стенде, Kontrakt CKTI

Зарянкин, А. Е. (2003) Разработка и исследование неразгруженного и разгруженного регулирующего клапанов для турбин сверхкритических параметров пара, МРЕІ-01015/03

Tajč, L. & Bednář, L. (2005) Regulační ventily parních turbín, VZTP 0974

Pašek, R. (2004) Dynamické chování modelu kombinovaného ventilu ŠKODA, VYZ 0716/04

Tajč, L. & Bednář, L. (2002) Regulační ventily pro JETE, TZTP 0760

Šťastný, M., Tajč, L & Bednář, L. (2003) Reduction a Vibration and Noise Produced by Nuclear Turbine Control Valves, Energy and Environment, Shanghai, China, 2003

Зарянкин, А. Е. (2004) Исследование вибрационного состояния регулирующих клапанов совместно с последующими трубопроводами и пути повышения вибрационной надежности всей системы паровпуска мощных паровых турбин, Kontrakt RF-MPEI-01015/04