

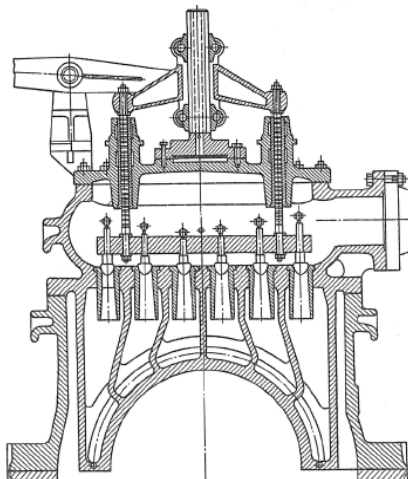
DYNAMICAL STRESS OF BEAM CONTROL SYSTEM FOR STEAM TURBINES

L. Bednář*, L. Tajč*

Summary: *The principle of a steam turbine balanced control system is presented here. The dynamic stress measurement method in parts of valves on its models in the aerodynamic wind tunnel is described. The various designs of valve cone are tested. The attention is paid to the valve stem tensile and bending stress and to the cone mass influence on the natural frequency changes. The cone characteristics of its different sizes are compared and forces leading to the deflection in tension and bend are evaluated.*

1. Úvod

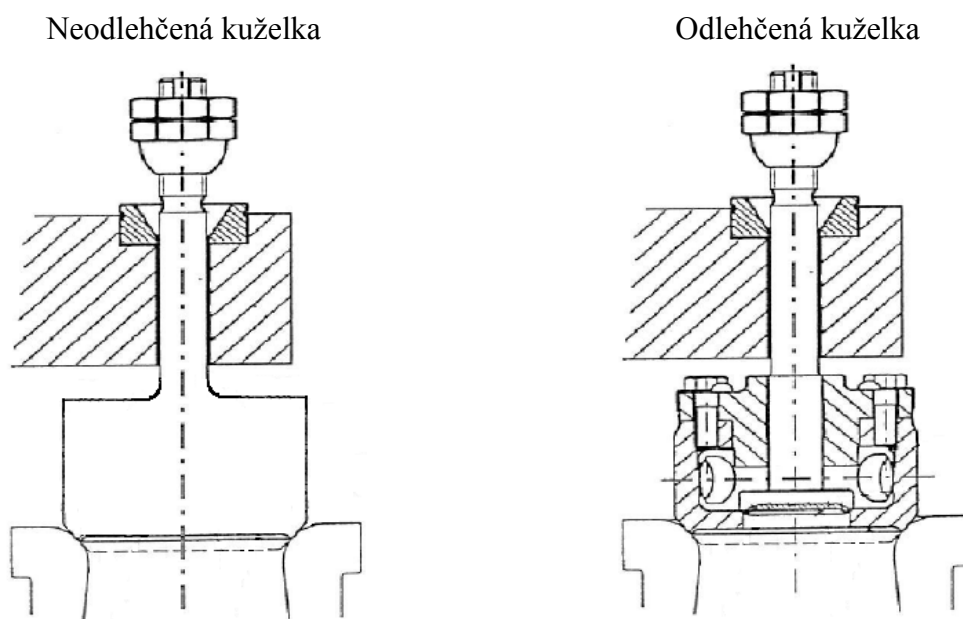
Trámcová regulace patří k nejjednodušším principům řízení výkonu parních turbín. Sada ventilů je volně zavěšena na vodorovné traverze. Při zvedání traverzy se postupně uvolňují jednotlivé kuželky ventilů, což umožňuje přívod páry k příslušným dýzovým segmentům. Schéma trámcové regulace se nachází na obr. 1. Jednotlivé ventily se liší délkou závěsu. Mohou se však lišit i konstrukčním provedením i rozměry kuželek. Charakteristická provedení neodlehčeného a odlehčeného provedení kuželky jsou zobrazena na obr. 2. Odlehčená kuželka je při provozu trvale profukována parou. Umožňuje snížit sílu potřebnou k odtržení kuželky ze sedla difuzoru.



Obr. 1: Trámcová regulace parní turbíny

* Ing. Lukáš Bednář, Ing. Ladislav Tajč, CSc.: ŠKODA POWER a. s., Tylova 1/57, 301 28 Plzeň;
tel.: +420 739 247 597, fax: +420 378 185 382; e-mail: lukas.bednar@doosanskoda.com

Na volně zavěšené kuželky působí aerodynamické síly od obtékání párou a další budící síly od vibrací celé turbíny. Jednotlivé ventily mají různou délku vřetena a tudíž i různé vlastní frekvence. Vlastní frekvence systému závisí na tuhosti závěsu traverzy i na změnách, které nastávají v průběhu sprovoznování jednotlivých ventilů. Je zřejmé, že síly působící na ventily se v průběhu spouštění turbíny mění. Největší síly se uplatňují na prvním ventilu, kdy jsou při startu turbíny největší tlakové rozdíly na kuželce. Při jmenovitém provozu turbíny jsou již všechny ventily plně otevřené a tlakové rozdíly nejmenší. Mezi nejčastější provozní problémy trámčového systému regulace patří zejména ukmitání vřetena v místě závěsné matice a dále pak vytloukání sedel difuzoru.



Obr. 2: Kuželky trámčového systému regulace

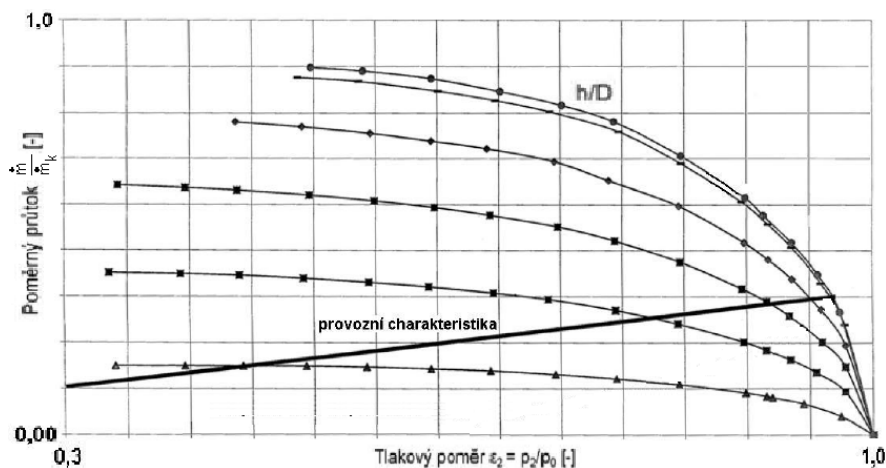
Aby se snížilo riziko ukmitání ventilu, je vřeteno zavěšeno na traverze pomocí kulové podložky v kuželovém vybrání traverzy. Předpokládá se jisté tlumení výchylek vřetena ventilu pomocí třecí síly v závěsu. Praxe ukazuje, že tato úprava není úplně uspokojivá. Vytloukání sedel se projevuje zejména u druhého ventilu v pořadí otvírání. V tomto případě se již projevuje regulace turbíny na určitém relativně malém výkonu, kdy je na druhém ventilu malý zdvih a dotyk kuželky se sedlem ventilu je více pravděpodobný, přičemž aerodynamické síly působící na ventil jsou ještě dostatečně vysoké.

Pro potřeby objasnění sil působících na ventil se uskutečnil rozsáhlý výzkum na modelech ventilů v aerodynamickém tunelu (Tajč et al., 2001; Bohdan, 2006; Pašek, 2004; Václavík & Frémund, 1999).

2. Modelování dynamických účinků na vřeteno ventilů

Výzkum na modelech ventilů umožní stanovit zejména jejich průtokovou charakteristiku. Příklad průtokové charakteristiky je uveden na obr. 3. Udává závislost bezrozměrného hmotnostního toku $\dot{m} / \dot{m}_k$ na tlakovém poměru za a před ventilem $\varepsilon_2 = p_2/p_0$. Jako parametr se

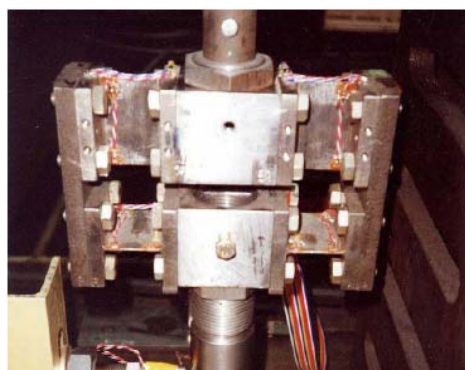
uvažuje poměrný zdvih h/D . $\dot{m}_k$ je kritický hmotnostní tok ventilem s plochou hrdla difuzoru o průměru D . Proudové poměry na ventilu jsou závislé na provozu turbiny. Ke každému výkonu je tudíž přiřazen určitý tlakový poměr a zdvih ventilu h . Proudění na ventilu se mění od supersonického přes transsonické k subsonickému. Zároveň se mění konfigurace průtočného kanálu.



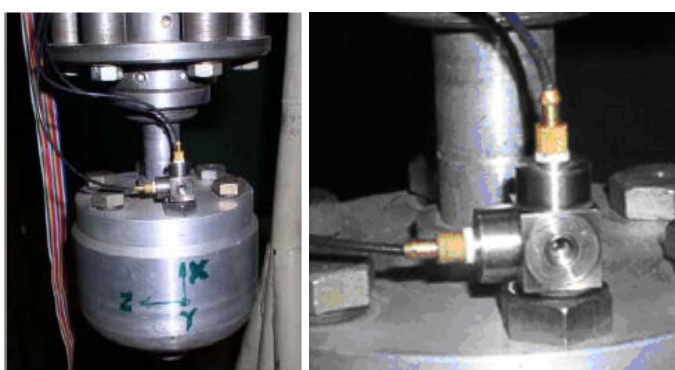
Obr. 3: Průtoková charakteristika ventilu

Je tudíž velice obtížné navrhnout takový tvar kuželky, který by byl optimální při všech provozních režimech. Uskutečnila se řada testů (Tajč et al., 2001; Bohdan, 2006; Pašek, 2004) při kterých se zjišťovala tlaková ztráta i dynamické projevy ventilů s různým tvarováním kuželky. Porovnávají se zejména ventily s tvarovanou kuželkou, podpíchnutou kuželkou a ventil s vedenou kuželkou v objímce.

K posouzení dynamických účinků přenášených na vřeteno slouží siloměrný člen. Ten je zobrazen na obr. 4. Pomocí tenzometrů nalepených na planžetách lze sledovat síly působící na jednotlivé planžety. Ty jsou kvůli citlivosti záznamu náležitě zeštíhleny. Je zřejmé, že z tohoto důvodu je vlastní frekvence modelu zavěšeného ventilu i při stejném měřítku, jiná než u jeho reálného provedení. Siloměrný člen umožňuje zaznamenávat namáhání v tahu i v ohybu. S ohledem na provedení siloměrného členu je patrné, že tuhost závěsu není ve všech směrech stejná. I tak se nechá s jeho pomocí posoudit kvalita jednotlivých provedení ventilů.



Obr. 4: Siloměrný člen



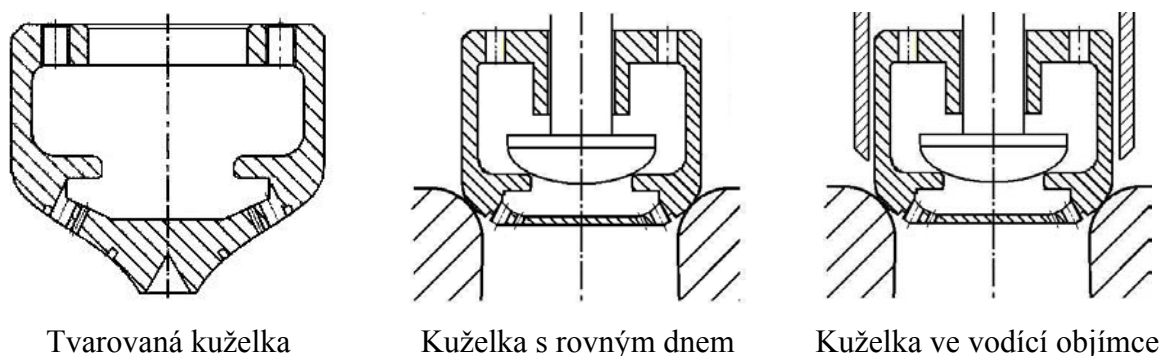
Obr. 5: Akcelerometr na kuželce ventilu

Jelikož ventily jsou volně zavěšené v závěsu a mohou v něm proklouznout, je pohyb vřetena ve zvoleném směru snímán též pomocí laserového paprsku.

Dynamické chování systému lze sledovat též pomocí směrového akcelerometru uchyceném na kuželce ventilu – viz. obr. 5. Akcelerometr reaguje na silové podněty celého systému. Zachycuje tudíž vliv pohonu kompresoru, převodového systému i vliv aerodynamických sil na kuželku ventilu. Znamená to, že záznamy ze siloměrného členu a z akcelerometru se mohou lišit.

3. Poznatky z experimentálního výzkumu dynamického namáhání regulačních ventilů

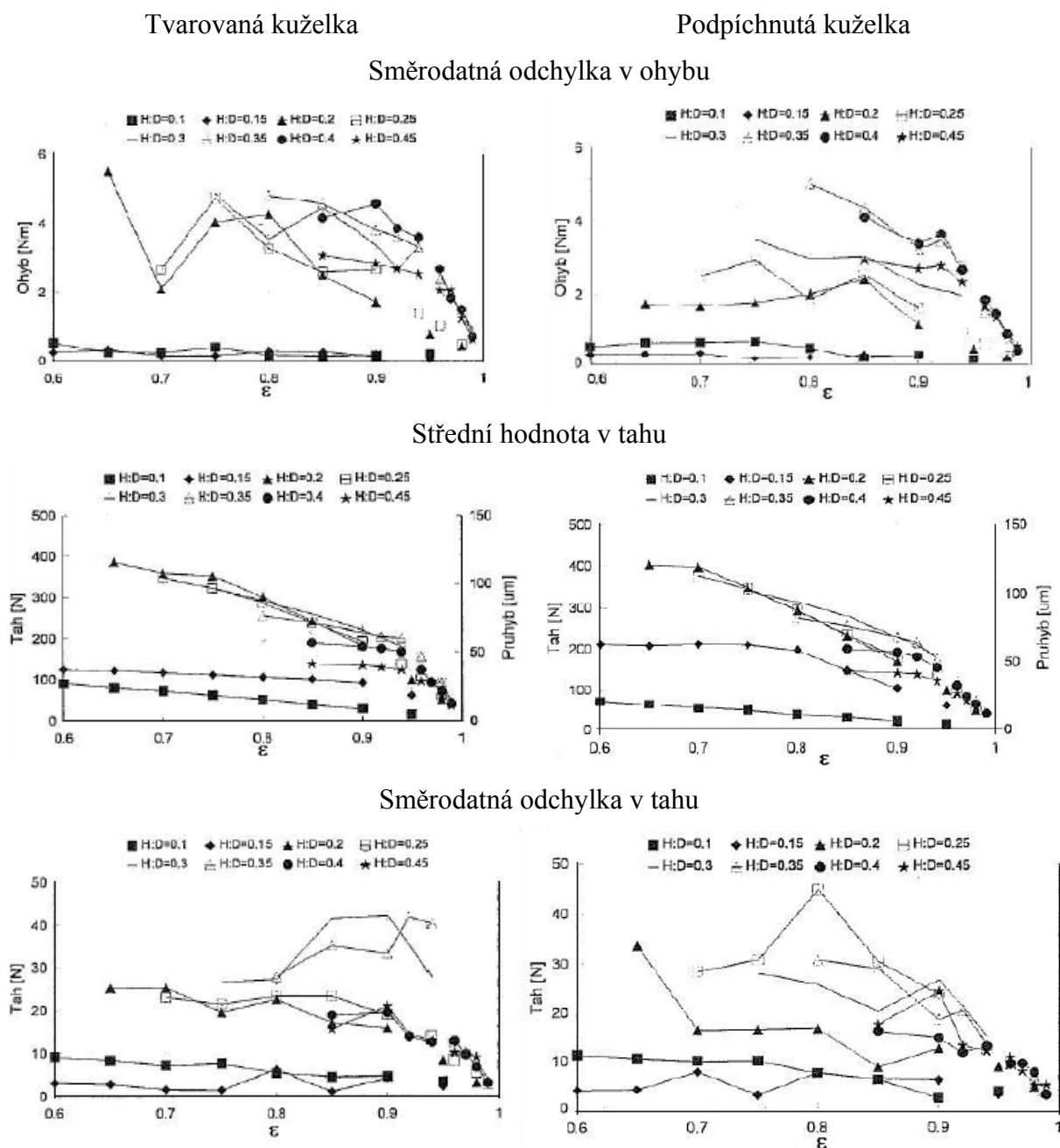
Existují dvě koncepce provedení kuželek regulačních ventilů. Jedna je založena na představě optimálního tvaru kuželky a vykazování minimální tlakové ztráty při jmenovitém provozu turbíny. Tvarovaná kuželka je ve své podstatě anulární Lavalova dýza. Je tudíž náchylná na vznik rázových vln a skokových změn tlaku při vyšších rychlostech. Druhá varianta preferuje rovné dno kuželky. Umožňuje to odtržení proudu v přesně stanoveném místě. Znamená to, že se případné skokové změny tlaku projeví při nižší rychlosti než je tomu u tvarované kuželky. Tvar kuželky má zásadní vliv na rozložení tlaku po jeho povrchu. Výsledná síla závisí na tom, jestli dojde k přilnutí proudu k povrchu kuželky nebo k jejímu odtržení od povrchu kuželky. Existují-li rozdíly v obvodovém rozložení tlaku na povrchu kuželky, vytváří se jistá síla, která má snahu vychýlit ventil z osového směru. Pevné uchycení vřetena v závěsu pak napomáhá ke vzniku únavových lomů právě v tomto místě. Dojde-li k proklouznutí úchytu v závěsu a k vychýlení ventilu, pak vřeteno naráží i na část nosné konstrukce nebo se kuželka odrazí od sedla difuzoru pod kuželkou. K omezení tohoto nežádoucího jevu může přispět použití masivní vodící objímky kolem kuželky a oddělení kuželky od vřetena. Proměnnou obvodovou sílu pak zachycuje tato objímka a na vřeteno se přenáší jen tahová síla. Ukázka těchto tří charakteristických provedení kuželek ventilu je znázorněna na obr. 6.



Obr. 6: Charakteristická provedení kuželek ventilů

Uskutečnilo se proměření silových poměrů u všech uvedených variant ventilů (Václavík & Frémund, 1999). Základní rozměry ventilů, jako je průměr kuželky, průměr hrdla difuzoru i rozměry vřetena byly ve všech případech stejné. Srovnání některých charakteristických údajů ventilu s tvarovanou kuželkou a ventilu s rovným dnem se nachází na obr. 7.

Pro tlakové poměry $\varepsilon = 0,1 \div 1$ a poměrný zdvih $h/D = 0,1 \div 0,45$ se uvažují střední hodnoty v tahu a směrodatné odchylky v tahu a v ohybu. Jelikož se jedná o odlehčené ventily, je velká kuželka zvednuta ze sedla difuzoru až při $h/D = 0,15$. Ukazuje se, že neexistují zásadní rozdíly v dynamickém namáhání obou typů ventilů. Směrodatná odchylka v tahu představuje přibližně 10 % středního namáhání v tahu.

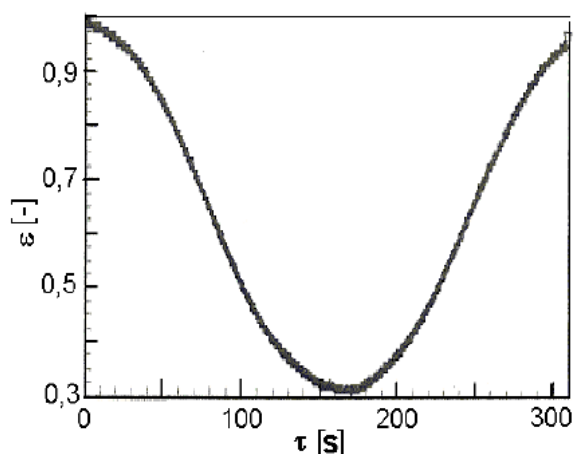


Obr. 7: Srovnání dynamických charakteristik dvou typů ventilů

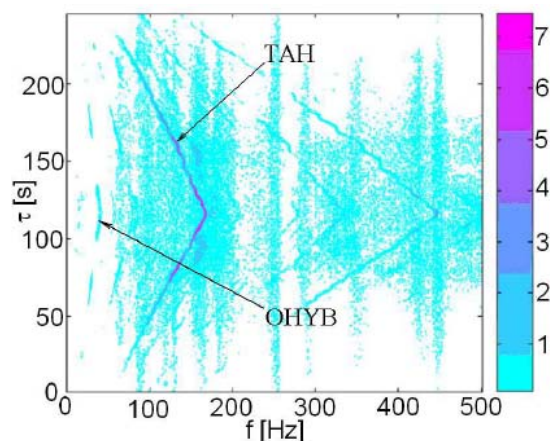
U ohybového namáhání lze vypořádat nepatrně nižší směrodatnou odchylku u podpíchnuté kuželky oproti údajům pro tvarovanou kuželku. Rozdíly však jsou pouze při

menších zdvizích kuželky. Je to zřejmě způsobeno větší obtékanou plochou u profilované kuželky. Ze směrodatných odchylek vyplývá též poznatek, že při jistých provozních podmínkách dochází k nárůstu amplitud a při jiných naopak k jejich útlumu.

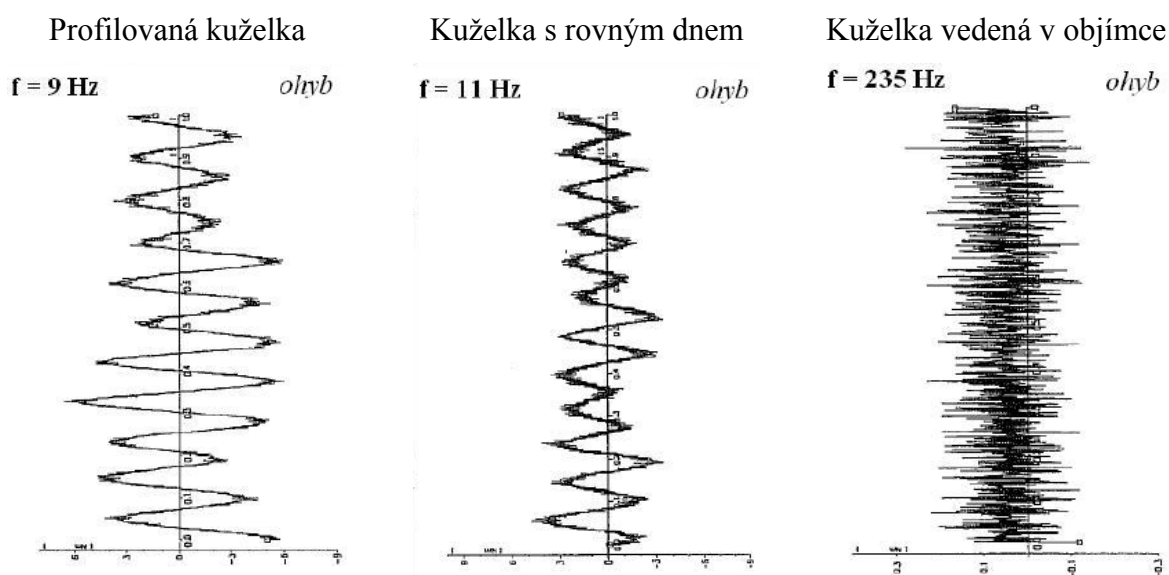
Výrazný nárůst amplitud při prováděných experimentech se nechá vysvětlit v měření zrychlení na kuželce. Na aerodynamickém tunelu se plynule snižoval tlak za ventilem až na nejnížší dosažitelnou hodnotu a pak se zase zvyšoval na původní hodnotu. Ukázka závislosti tlakového poměru na ventilu ε na čase τ je uvedena na obr. 8.



Obr. 8: Změna tlakového poměru v čase



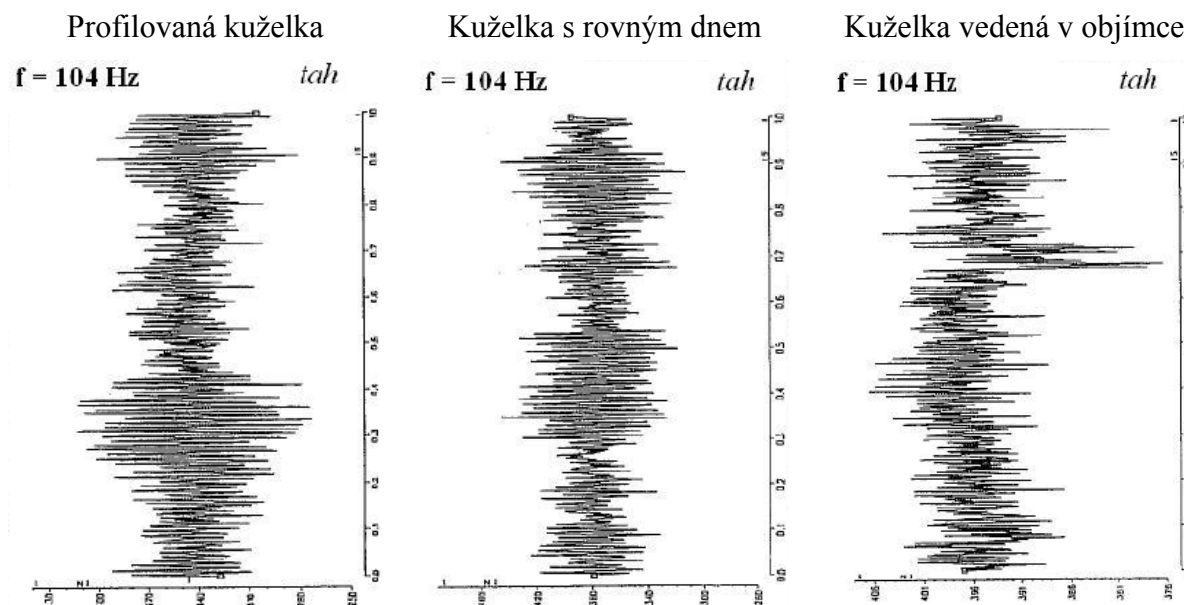
Obr. 9: Amplitudy zrychlení kuželky v osové směru v závislosti na čase



Obr. 10: Vliv tvarových úprav kuželky na vibrace v ohybu ($h/D = 0,25$; $\varepsilon = 0,7$)

Jak se měnila intenzita zrychlení pro jednotlivé frekvence udává obr. 9. Svislé čáry zde představují vlastní frekvence systému, které se při změně zatížení prakticky nemění. Šikmé čáry souvisejí s budícími frekvencemi od otáček kompresoru. Při rezonanci budících frekven-

cí s vlastními frekvencemi dochází k výraznému nárůstu amplitud výchylek v tahu nebo v ohybu. Větší intenzita vibrací tedy nesouvisí s proděním v okolí kuželky, ale s mechanickým buzením pohonu aerodynamického tunelu. Při transsonickém proudění se projevuje široké spektrum vybuzených frekvencí. K rozkmitávání kuželky ventilu však nedochází. Vliv transsonické nestacionarity se projevuje spíše v prostoru pod kuželkou v parním potrubí za ventilem.



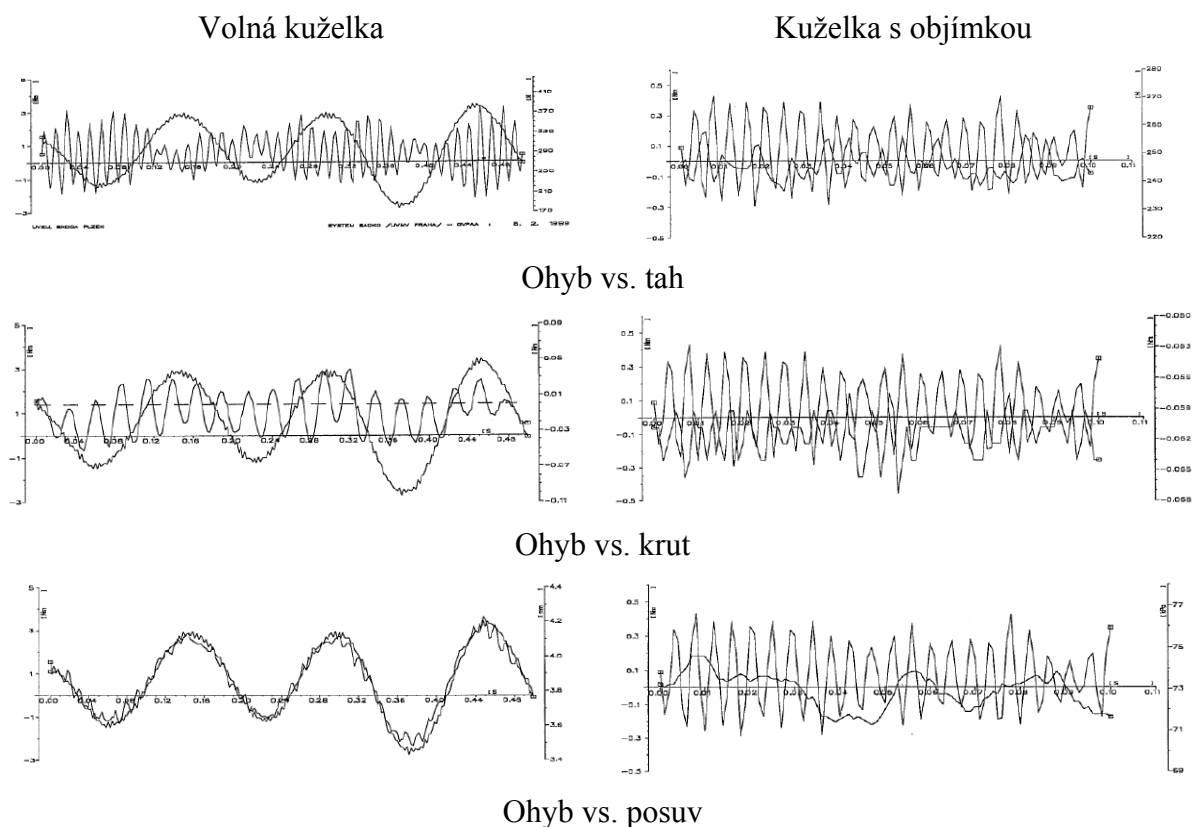
Obr. 11: Vliv tvarových úprav kuželky na vibrace v tahu ($h/D = 0,25$; $\varepsilon = 0,7$)

U reálných provedení ventilů je důležité, aby se vlastní frekvence systému neshodovaly s budícími frekvencemi mechanického charakteru. Na turbíně se budící frekvence mění pouze při startu, kdy se turbina dostává na provozní otáčky. Pak jsou rozhodující frekvence 50 a 100 Hz. Zejména frekvence 100 Hz může být nepříznivá pro volně zavěšené kuželky trámčového systému regulace. Při určitých rozměrech ventilu se může některá z vlastních frekvencí přiblížit této hodnotě.

Jaké frekvence se zaznamenaly na sledovaných modelech v aerodynamickém tunelu ukazují obr. 10 a 11. Srovnávají se sekundové stopy výchylek v ohybu a v tahu. Ukazuje se, že v tahu se zaznamenala ve všech případech stejná hodnota základní frekvence $f = 104$ Hz. Rozdíly existují pouze v ohybu. U profilované kuželky je základní ohybová frekvence rovna $f = 9$ Hz, kdežto u kuželky s rovným dnem je to $f = 11$ Hz. Nárůst této frekvence je pravděpodobně způsoben menší hmotnostní kuželky. Obdobné záznamy při různých provozních režimech, tj. tlakových poměrech a zdvizech potvrzují stálost frekvencí v tahu i v ohybu. Zásadní změnou frekvence vibrací v ohybu přineslo až použití vodící objímky kolem kuželky s rovným dnem. V důsledku relativně malých vůlí mezi objímkou a kuželkou se zkracuje čas mezi odrazy kuželky od jedné a druhé strany povrchu objímky. Výsledkem je znatelný nárůst frekvence. V daném případě se změnila frekvence $f = 235$ Hz.

Porovnání jednotlivých vibračních stop v tahu, krutu a posuvu s ohybem se nachází na obr. 12. Pro volnou kuželku se uvádí sekundový záznam a pro kuželku v objímce je to jen záznam 0,1 sekundy. U volné kuželky je zcela zřetelný rozdíl frekvencí v tahu a v ohybu daný

úpravou závěsu na modelovém uspořádání ventilu. Z měření vyplývá i poznatek o zanedbatelném namáhání ventilu v krutu. Není tedy nutné upravovat provedení ventilu s ohledem na krut. Pokud se však jistá omezení na krut uskuteční, mohou tyto úpravy sloužit též jako tlumiče vibrační třecího charakteru. Porovnání stop ohybu a posuvu potvrzuje, že v daném případě nedošlo k prokluzu vřetena v závěsu. Jinak je tomu u vedené kuželky. V důsledku nárazu kuželky na stěnu dochází k prokluzu opěrky v závěsu. Jedná se o stejnou frekvenci posuvu a ohybu, ale s posunem o polovinu fáze.



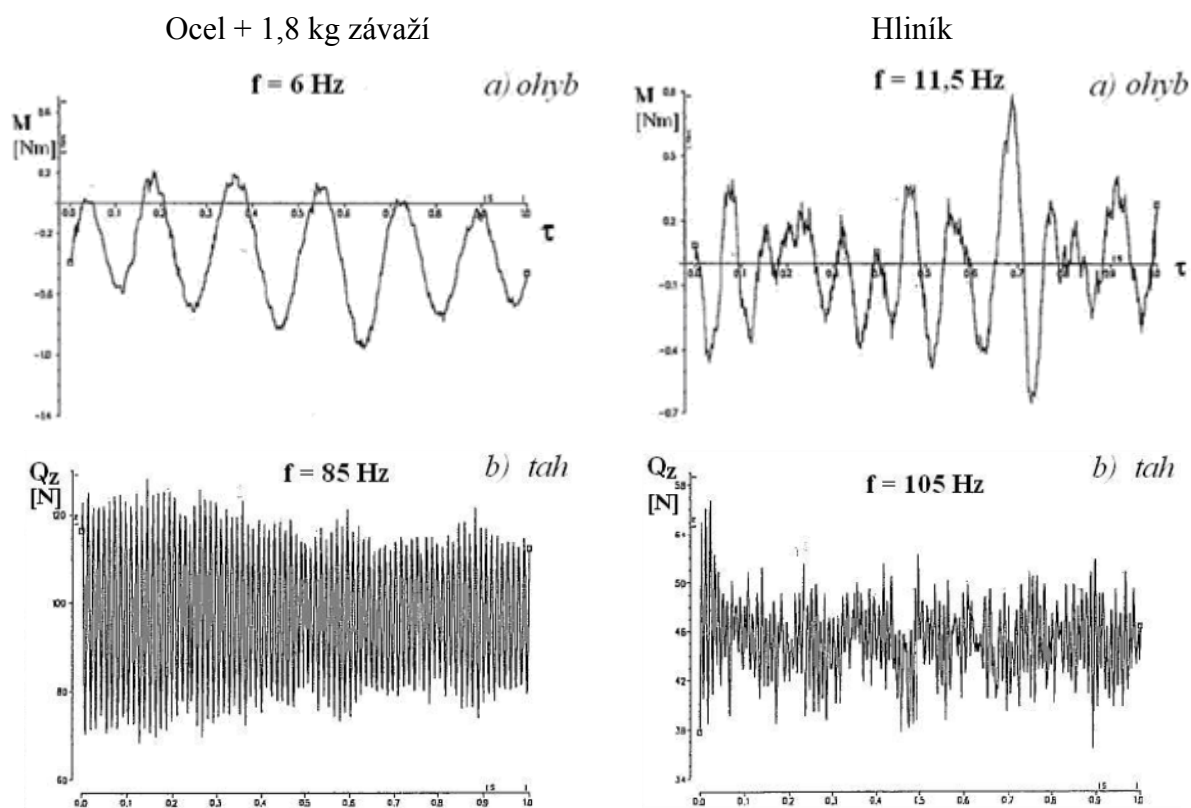
Obr. 12: Porovnání vibračních stop v intervalu 1,0 a 0,10 s
pro dvě kuželky s $h/D = 0,25$ a $\varepsilon = 0,85$

Ventilové kuželky trámčové regulace jsou ve své podstatě špatně obtékaná tělesa. Pro jejich frekvence vibrací neplatí podobnost Strouhalových čísel. Frekvence úplavů jsou sice ovlivněny proudovými poměry, ale ty se projevují v potrubí za ventilem. Kuželka ventilu však kmitá vlastními frekvencemi v ohybu a v tahu. Ohybová frekvence se kopíruje do tlakových změn proudu pod kuželkou.

Že kuželka kmitá především vlastní frekvencí systému prokázal pokus při kterém se porovnávaly frekvence v tahu a ohybu ocelové kuželky s přidavným závažím a kuželky vyrobené z hliníku. Rozměry obou kuželek byly stejné.

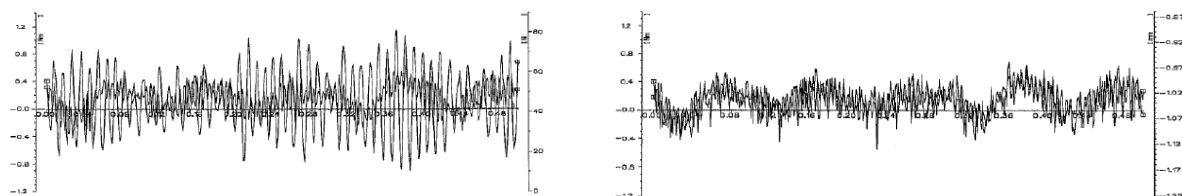
Porovnání sekundových záznamů se nachází na obr. 13. Po přechodu ze zatížené ocelové kuželky na lehčí provedení se zvětšila základní frekvence v ohybu z 6 Hz na 11,5 Hz a v tahu z 85 Hz na 105 Hz. Proudové poměry byly v obou případech stejné.

Jistý vliv tlakového poměru na frekvenci sice existuje, ale je nevýrazný. Pro vstupní tlak 1 bar na modelu ventilu v aerodynamickém tunelu je změna frekvence jen v jednotkách Hz.



Obr. 13: Porovnání 1 s záznamů při $h/D = 0,25$ a $\varepsilon = 0,98$

Jelikož se neprokázala modelovost v aerodynamickém buzení s uplatněním Strouhalova čísla, je žádoucí posoudit dynamické chování geometricky podobných ventilů (Václavík & Frémund, 1999). Pro účely experimentu se proto vyrobila odlehčená kuželka s podpíchnutím dna v měřítku 1 : 2. Délka vřetena zůstala původní. Porovnání časových stop pro ohyb, tah a posuv se nachází na obr. 14. Uvažuje se časový interval 0,5 s.

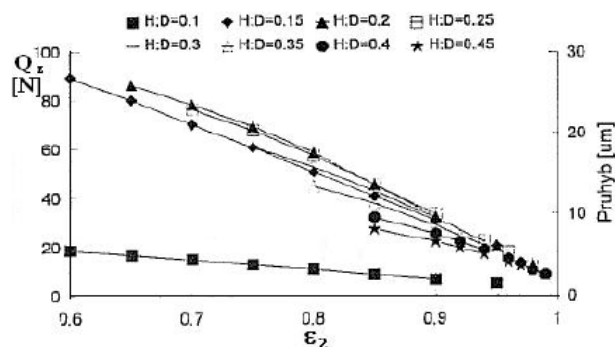


Obr. 14: Porovnání stop v intervalu 0,5 s pro model ventilu v měřítku 1 : 2 a $h/D = 0,25$ a $\varepsilon = 0,85$

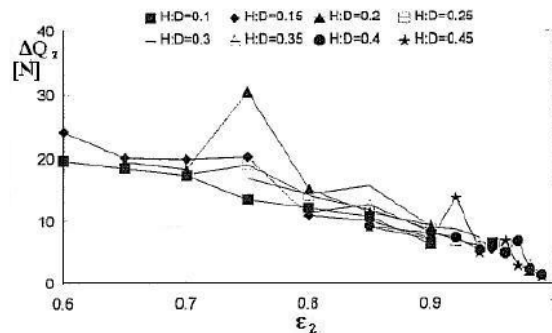
Základní ohybová frekvence je 10 Hz. Oproti původnímu ventilu se tato frekvence nezměnila. Je zde sice menší hmotnost kuželky a menší průměr vřetena, ale jeho délka je původní. Na základní frekvenci je nastavena další vlna kmitů s frekvencí 212 Hz. Je to dvojnásobek

vibrací v tahu. K prokluzu ventilu v závěsu nedošlo. Potvrzuje to shoda záznamu posuvu a ohybového momentu.

Střední hodnoty tahové síly se podle očekávání pro poloviční rozměry kuželky při stejném tlakovém poměru zmenšily čtyřikrát. Průběh osové síly je zachycen na obr. 15. Směrodatné odchylky tahové síly – viz obr. 16, se však proti očekávání nezměnily.

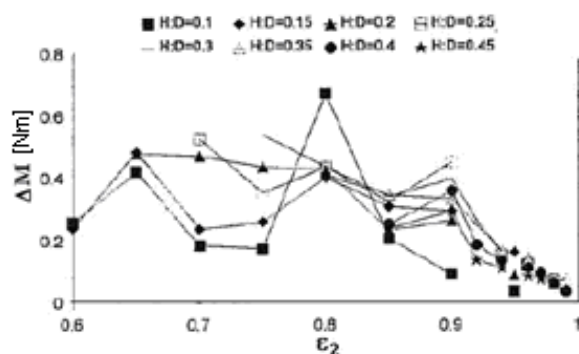


Obr. 15: Střední namáhání v tahu

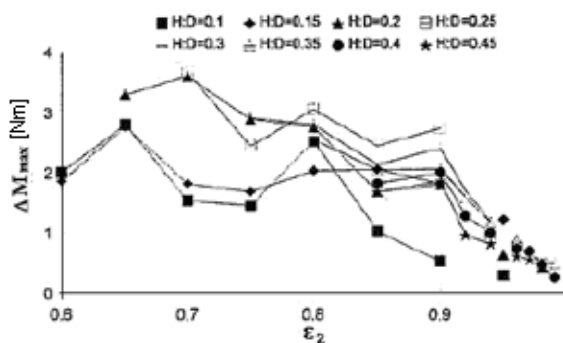


Obr. 16: Směrodatná odchylka v tahu

U ohybového namáhání, jak potvrzuje záznam směrodatné odchylky na obr. 17, došlo k jeho poklesu. Rovněž rozdíly maximálního a minimálního ohybového momentu se zmenšily. Rozdíly maximálních a minimálních hodnot jsou až desetkrát větší než směrodatné odchylky. Je to zřejmé z podkladů uvedených na obr. 18.



Obr. 17: Směrodatné odchylky v ohybu

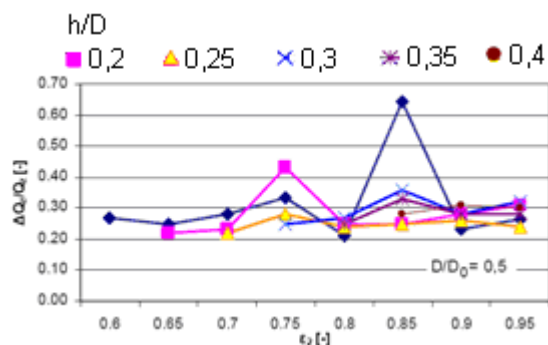


Obr. 18: Maximální rozkmit v ohybu

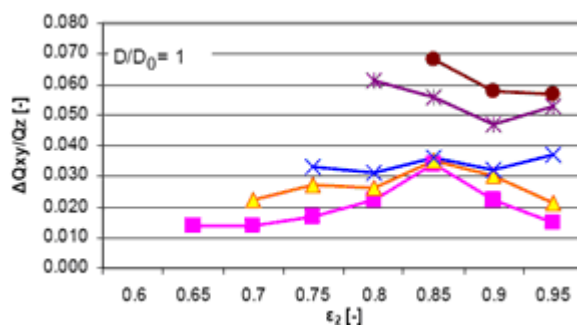
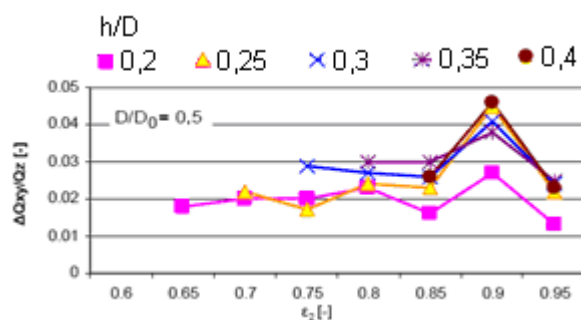
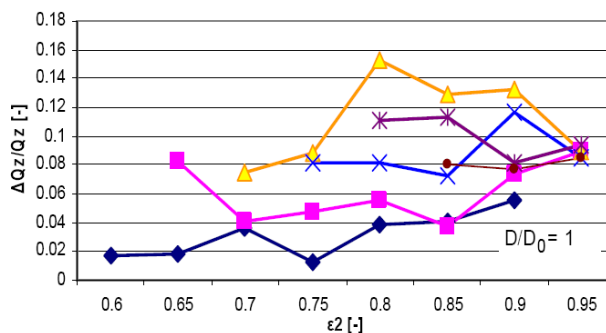
Poměrné hodnoty směrodatné odchylky namáhání v tahu zpracované pro dvojí provedení kuželky se nachází na obr. 19. Jako základ je uvažován průměr hrdla difuzoru $D_0 = 100$ mm. Pro větší rozměry ventilu vycházejí menší poměrné hodnoty směrodatné odchylky. Čím větší je otevření ventilu, tím větší je i rozptyl směrodatné odchylky.

Pro spolehlivý provoz ventilu je důležitá zejména intenzita budících sil v obvodovém směru. Ze změřených momentů pro výchylky kuželek z osového směru se vyhodnotila statická síla, která by trvale udržovala výchylku odpovídající směrodatné odchylce v ohybu. Takto stanovená síla vztažená na střední hodnotu tahové síly je uvedena na obr. 20. Opět se uvažuje průměr hrdla difuzoru $D = 50$ mm ($D/D_0 = 0,5$) a $D_0 = 100$ mm. Tahová síla Q_z je dána vstup-

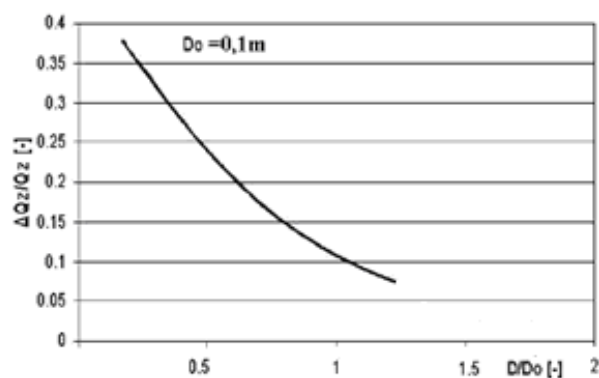
ním tlakem, tlakovým poměrem a rozměry kuželky. Ohybová síla $\Delta Q_{x,y}$ tvoří určité procento tahové síly a závisí zcela určitě na rozměrech kuželky. Jestliže uvažíme rozptýl ohybové síly mimo oblast provozu ventilu v rezonanci s budícími silami od pohonu kompresoru, pak se nabízí představa, že s růstem rozměrů ventilu roste i relativní ohybové namáhání. Příklad závislosti poměrné tahové síly a poměrné ohybové síly je uveden na obr. 21 a 22.



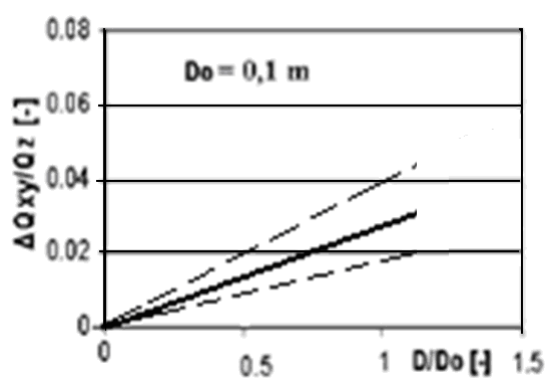
Obr. 19: Poměrná směrodatná odchylka tahového namáhání ventilu



Obr. 20: Poměrná ohybová síla pro dvě velikosti kuželek



Obr. 21: Závislost poměrné odchylky tahové síly na rozměrech kuželky



Obr. 22: Závislost poměrné ohybové síly na rozměrech kuželky

Čím větší jsou rozměry kuželky a vyšší admisní tlak turbíny, tím větší je ohybová síla. S růstem výkonu turbíny roste i nebezpečí poškození ventilu od aerodynamických sil. Volně zavěšené kuželky trámcového systému regulace nejsou vhodné pro turbíny většího výkonu.

4. Závěr

- Na kuželky ventilů trámcového systému regulace působí jednak síly od mechanického buzení a jednak aerodynamické síly.
- Kuželky ventilů kmitají v tahu i v ohybu vlastními frekvencemi. Vliv Strouhalova čísla se neprojevuje.
- Vlastní frekvence v tahu a v ohybu mohou být odlišné.
- U kuželky s vodící objímkou se uplatňuje především namáhání v tahu. Obvodovou sílu zachycuje vodící objímka.
- Při transsonickém proudění se vliv rázových vln a skokových změn tlaku projevuje spíše v parním potrubí za ventilem než na vlastním ventilu.
- Namáhání v krutu je zanedbatelné. Pokud se použijí vodící péra proti krutu, pak tyto úpravy slouží především jako tlumiče vibrací v ohybu.
- Čím větší jsou rozměry kuželky, tím větší je i poměrná ohybová síla působící na vřeteno ventilu. Poměrná odchylka v tahu se s růstem rozměrů kuželky zmenšuje.
- Směrodatná odchylka v tahu představuje přibližně 10 % středního namáhání v tahu. Maximální síla v ohybu může být až desetkrát větší než směrodatná odchylka.

5. Literatura

- Tajč, L., Bednář, L. & Makarov, A. (2001) Regulační ventily s tvarovaným kanálem a s podpíchnutou kuželkou. *Colloquium ÚTAV Praha*.
- Bohdan, P. (2006) Měření silové charakteristiky tří variant odlehčeného ventilu s rovným dnem. *Výzkumná zpráva VYZ0945/2006*.
- Pašek, R. (2004) Dynamické chování modelu regulačního ventilu. *Výzkumná zpráva VYZ0716/2004*.
- Václavík, J. & Frémund, J. (1999) Analýza namáhání ventilů traverzové regulace – varianty 8 – 17. *Výzkumná zpráva VYZ0289/99*.
- Václavík, J. & Frémund, J. (1999) Analýza namáhání ventilů traverzové regulace – varianta 18. *Výzkumná zpráva VYZ0384/99*.