



Národní konference s mezinárodní účastí
INŽENÝRSKÁ MECHANIKA 2002

13. – 16. 5. 2002, Svratka, Česká republika

VIBRACE POTRUBÍ VVER 1000

Petr MARKOV, Ladislav PEČÍNKA*

***Summary: Vibrations of VVER 1000 pipeline.** This contribution explains the causes of high-frequency pipeline vibrations between regulation valves and 1000 MW turbine body installed at NPP Temelín. We have carried out a frequency-modal analysis of this pipeline which showed abnormal vibrations in the course of pre-operational tests. Moreover, there was carried out a frequency-modal analysis of the diffuser internal part which is obviously the root of increasing vapor flow's influence on the pipeline and on entire turbo-set. The analyses results have been compared with records on the measurements that were done during the mentioned tests by the ŠKODA Výzkum s.r.o. staff. Since the valve cones modifications have already succeeded in cutting down the vibrations considerably, we propose a way how to reach further improvement if such need will be.*

Klíčová slova: Vibrace, potrubí, turbína 1000 MW, vlastní frekvence a tvary kmitání, buzení tlakovými pulsacemi, frekvenčně modální analýza

1. Úvod

V příspěvku jsou objasněny příčiny vzniku vysokofrekvenčních vibrací převodního potrubí mezi regulačními ventily a tělesem turbíny 1000 MW, instalované v jaderné elektrárně Temelín. Byla provedena frekvenčně modální analýza tohoto potrubí, které při předprovozních zkouškách vykazovalo nadměrné vibrace. Dále je provedena frekvenčně modální analýza vnitřní části difuzoru, který je zřejmě příčinou zvyšování vlivu vibrací proudu páry na konstrukci potrubí a celého turbosoustrojí.

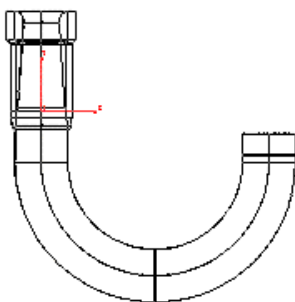
Výsledky těchto analýz jsou porovnány se záznamy měření, která byla prováděna při uvedených zkouškách pracovníky ŠKODA Výzkum s.r.o. Protože úpravami kuželky ventilu se již podařilo tyto vibrace podstatně omezit, je zde navržen způsob, jak docílit v případě potřeby dalšího zlepšení.

Dále je ověřena možnost lokálního snížení úrovně vibrací v místě připojení odvodňovacího potrubí vložení zesílené části potrubí v tomto místě.

2. Výpočtové modely

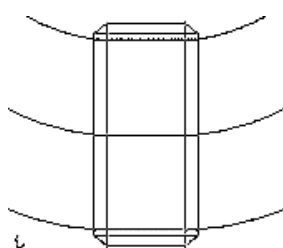
Budeme se zabývat částí parovodu turbíny 1000 MW, která v průběhu předprovozních zkoušek při nízkých výkonech silně vibrovala. Jedná se o jedno ze čtyř potrubí o průměru Js 600, která přivádějí páru k turbině. Schematický náčrtek této části je uveden na Obr. 1. Průměr osy oblouku potrubí je 2532 mm, vnější průměr potrubí je 608,9 mm, jeho tloušťka je 19 mm. Rovný nástavec v levé části je dlouhý 374 mm a v pravé části 324 mm. V levé části je na tento rovný díl napojen difuzor. Pro posouzení vložení zesílené části, v místě připojení odvodňovacího potrubí, byl tento výpočtový model upraven. Byly vytvořeny další dvě varianty. V první z nich, jejíž upravená část je vykres-

* Ing. Petr Markov, CSc., ŠKODA JS a.s., Orlik 266, 316 06 Plzeň, pmarkov@jad.ln.skoda.cz,
Ing. Ladislav Pečínka, CSc., Ústav jaderného výzkumu Řež a.s., 250 68 Řež, pel@ujv.cz

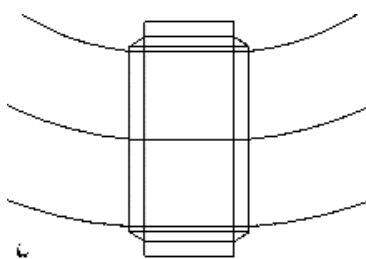


Obr. 1. Výchozí model potrubí

z modelu hladkého potrubí a má pouze uvolněn spodní okraj difuzoru. Dále jsme vytvořili model samotné vnitřní části difuzoru. Geometrie tohoto modelu s dělením na konečné prvky je vyobrazena na Obr. 4.

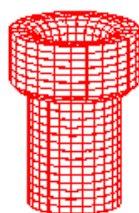


Obr. 2. Zesílení na 50 mm

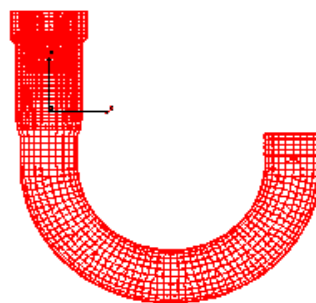


Obr. 3. Zesílení na 100 mm

Výpočtové modely byly vytvořeny ze skořepinových a prostorových konečných elementů. Skořepinové prvky byly použity pro hladké potrubí a prostorové pro silnější části –



Obr. 4. Výpočtový model vnitřní části difuzoru



Obr. 5. Konečné prvky výpočtového modelu

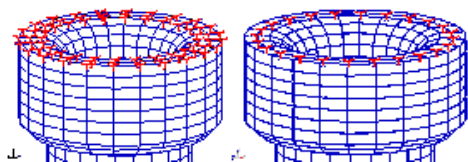
difuzor a zesílenou část potrubí. Celkový pohled na výpočtový model nezesíleného potrubí s vykreslenými elementy je uveden na Obr. 5.

3. Materiálové vlastnosti, okrajové podmínky, zatížení

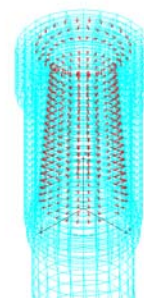
Protože nám nebyly zadány skutečné vlastnosti použitých materiálů, použili jsme obecně používané hodnoty pro ocel.

Vzhledem k tomu, že difuzor je připojen k relativně velice tuhé komoře ventilů a opačná strana potrubí je pevně spojena s tělesem turbíny, které je též velice tuhé a hmotné, byly okrajové podmínky na obou koncích výpočtového modelu zvoleny ve všech směrech tuhé. Protože však komora ventilů není absolutně tuhá, byly na modelech samotné vnitřní části difuzoru porovnány dva typy okrajových podmínek. První typ je upevněn v celé horní ploše ventilu, druhý typ je upevněn pouze v její střední kružnici. Obě varianty tuhé upevnění ventilů jsou vykresleny na Obr. 7.

Potrubí je za provozu buzeno tlakovými pulsacemi, které vznikají při průtoku páry přivřeným ventilem. Bylo spočteno, že při nízkých výkonech turbíny může rychlost páry mezi kuželkou ventilu a difuzorem dosahovat až trojnásobku rychlosti zvuku. Vycházeli jsme z předpokladu, že se pulsace v páře rychle utlumí, a proto jsme zadali buzení těmito pulsacemi pouze na vnitřní stěnu difuzoru. Na Obr. 6 je zobrazeno zadání vektorů tlakových pulsací na difuzor.



Obr. 7. Varianty upevnění difuzoru



Obr. 6. Zatížení difuzoru tlakovými pulsacemi

4. Frekvenčně modální analýza

Pro výše popsané výpočtové modely bylo spočteno 200 nejnižších vlastních frekvencí a jim odpovídajících tvarů kmitání. Nalezené vlastní tvary lze rozdělit do tří základních skupin. V první jsou tzv. nosníkové tvary kmitání, které nejsou příliš vybudovány tlakovými pulsacemi proudu páry proudící uvnitř potrubí.

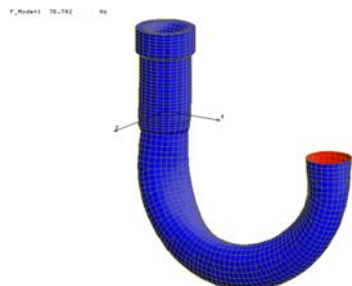
Všechny další vlastní tvary kmitání jsou u modelů potrubního oblouku skořepinové, a to buď tzv. čisté, nebo smíšené (skořepinové i nosníkové). Čisté skořepinové tvary jsou podélné, torzní nebo radiální. Tlakovými pulsacemi proudu páry jsou nejvíce buzeny tvary kmitání čistě radiální. Částečně jsou též buzeny tvary smíšené.

První tři nosníkové vlastní tvary kmitání modelu hladkého potrubí a potrubí s výztuhou 50 mm silnou a první čtyři vlastní tvary potrubí s výztuhou 100 mm silnou, jsou vykresleny na Obr. 8. U všech výpočtových modelů to jsou první dva tvary kmitání a u potrubí bez výztuhy uprostřed též vlastní tvar č. 43 - viz Obr. 8 c. Prvním tvarem kmitá vždy potrubní oblouk ve směru osy z, druhým ve směru osy x. To odpovídá jedné sinusové vlně kolem střednicové osy. Třetí tvar je v rovině x – y a odpovídá dvěma sinusovým vlnám podél střednicové osy.

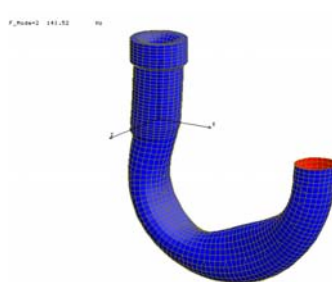
U potrubí s výztuhou 100 mm silnou kromě tří vlastních tvarů kmitání shodných s předchozími variantami byl nalezen též čtvrtý nosníkový vlastní tvar (č. 40), při kterém se zesílená část pohybuje prakticky jen ve směru osy y. Stejný tvar kmitání se objevuje u hladkého potrubí až jako 94. a má vlastní frekvenci 1266,9 Hz. U potrubí se zesílením na 50 mm se tento tvar zcela čistý nevyskytuje.

Protože při spouštění turbíny nebyla vnitřní část difuzoru spojena na dolním konci s částí vnější, vytvořili jsme další model hladkého potrubí, na kterém jsme tuto změnu respektovali. Pro nosníkové tvary kmitání se mnoho nezměnilo. Jejich vlastní frekvence se změnily jenom o několik Hz. Protože vnitřní část nyní kmitá samostatně, přibýly vlastní tvary kmitání, protože některé, kterými dříve kmitaly vnitřní a vnější části difuzoru společně, se nyní rozdělily. Tak vlastní tvar č. 43 (Obr. 8 c) změnil pořadové číslo na 49.

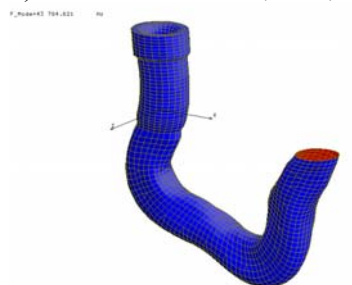
a) Vlastní tvar č. 1; 76,74 Hz



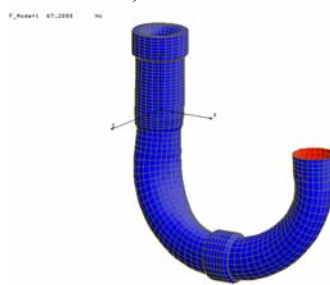
b) Vlastní tvar č. 2; 141,5 Hz



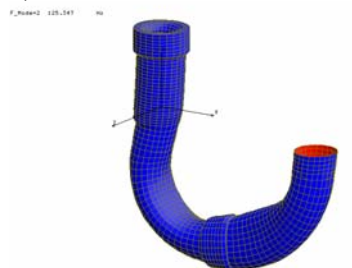
c) Vlastní tvar č. 43; 784,6 Hz



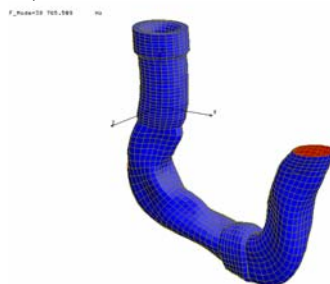
d) Vlastní tvar č. 1; 67,29 Hz



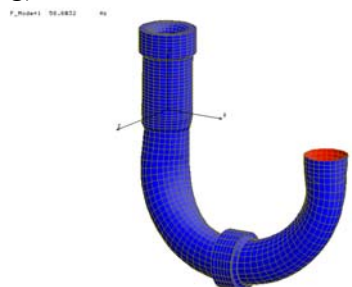
e) Vlastní tvar č. 2; 125,3 Hz



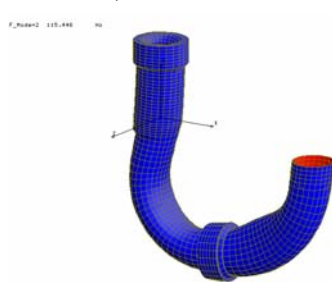
f) Vlastní tvar č. 39; 765,5 Hz



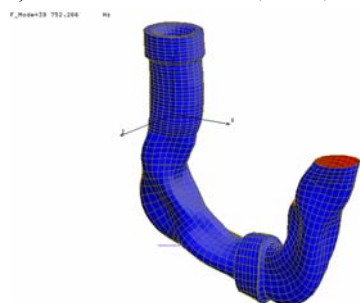
g) Vlastní tvar č. 1; 58,60 Hz



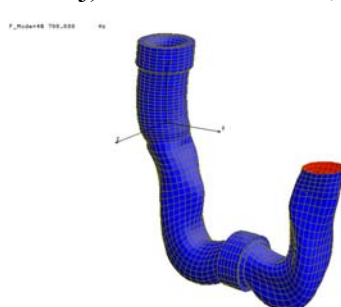
h) Vlastní tvar č. 2; 115,4 Hz



i) Vlastní tvar č. 39; 752,3 Hz

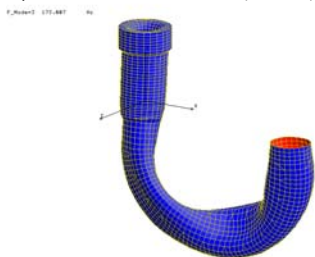


j) Vlastní tvar č. 40; 788,7 Hz

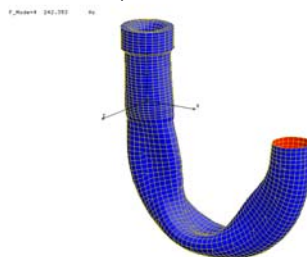


Obr. 8. Nosníkové vlastní tvary kmitání

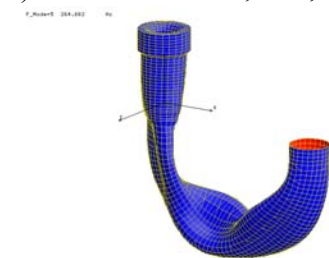
a) Vlastní tvar č. 3; 173,0 Hz



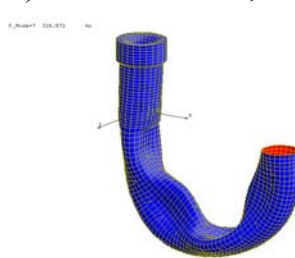
b) Vlastní tvar č. 4; 242,4 Hz



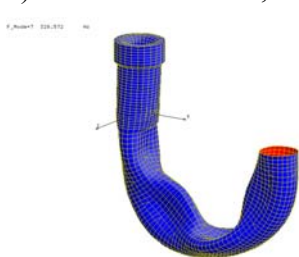
c) Vlastní tvar č. 5; 264,7 Hz



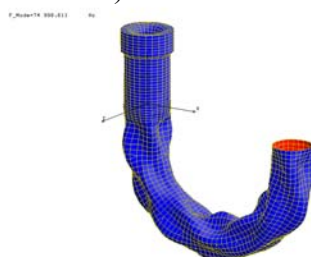
d) Vlastní tvar č. 7; 328,6 Hz



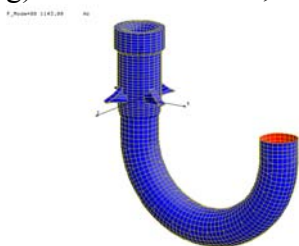
e) Vlastní tvar č. 20; 506,7 Hz



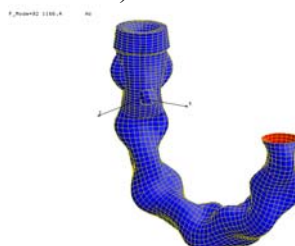
f) Vlastní tvar č. 74; 998,6 Hz



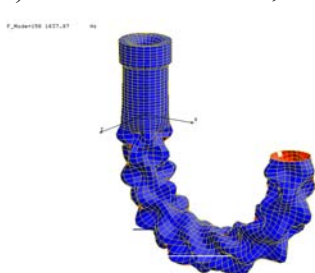
g) Vlastní tvar č. 88; 1144,0 Hz



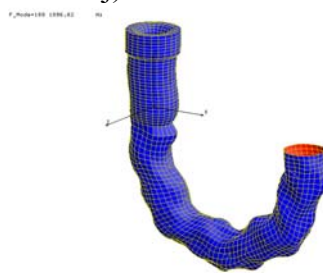
h) Vlastní tvar č. 92; 1166,4 Hz



i) Vlastní tvar č. 156; 1638,0 Hz



j) Vlastní tvar č. 188; 1896,8 Hz

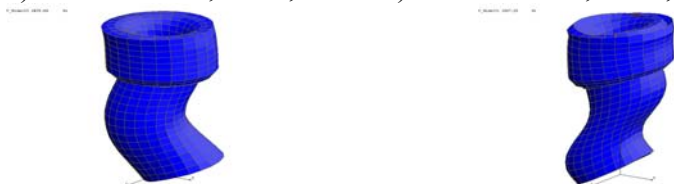


Obr. 9. Vybrané skořepinové vlastní tvary kmitání potrubí

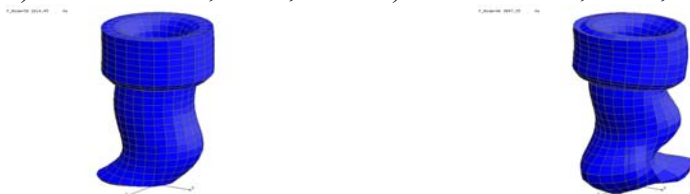
a) Vl. tvar č. 3; 596,9 Hz b) Vl. tvar č. 11; 1242,6 Hz



c) Vl. tvar č. 23; 2035,7 Hz d) Vl. tvar č. 31; 2487,3 Hz



e) Vl. tvar č. 36; 2814,5 Hz f) Vl. tvar č. 46; 3047,4 Hz



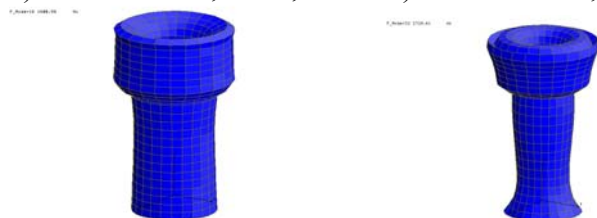
Obr. 10. Nosníkové vl. tvary kmitání vnitřní části difuzoru

dělí do několika skupin. Prvá skupina, kterou jsme již ukázali i na modelu celého potrubního oblouku, jsou nosníkové tvary kmitání. Nalezené nosníkové vlastní tvary kmitání vnitřní části difuzoru jsou vykresleny na Obr. 10.

a) Vl. tvar č. 7; 1108,0 Hz b) Vl. tvar č. 21; 2030,5 Hz



c) Vl. tvar č. 16; 1600,6 Hz d) Vl. tvar č. 32; 2729,6 Hz



Obr. 11. Torzní a podélné vl. tvary kmitání vnitřní části difuzoru

poslední je z výpočtu s upevněnou celou horní plochou difuzoru. Při měkčím uložení by tento vlastní tvar měl vyšší pořadové číslo, než 50. Nalezení těchto vlastních tvarů kmitání vnitřní části difuzoru odůvodňuje, proč byly při měření nalezeny významné odezvy o frekvencích kolem 3000 Hz a vyšších, jak bude ukázáno dále.

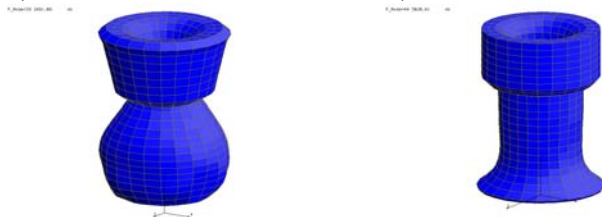
Všechny další vlastní tvary kmitání jsou u modelů potrubního oblouku smíšené skořepinové tvary. Na Obr. 9 jsou vykresleny některé z nich. Tyto jsou však již výsledkem výpočtu s upraveným modelem difuzoru, ve kterém není spojena jeho vnitřní část s částí vnější.

Pro nalezení vlastních tvarů, které mohou být buzeny silněji tlakovými pulsacemi, jsme vytvořili model samostatné vnitřní části difuzoru. Spočetli jsme prvních 50 vlastních frekvencí a jim odpovídajících tvarů kmitání. Nalezené vlastní tvary se

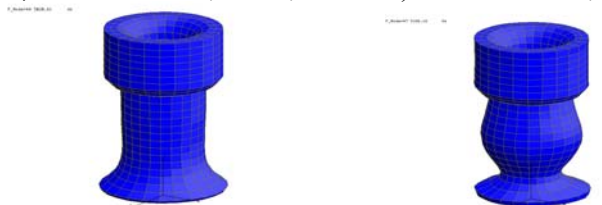
Další typy vlastních tvarů kmitání, které prakticky nejsou buzeny tlakovými pulsacemi proudu páry, jsou podélné a torzní tvary kmitání. Ty jsou vykresleny na Obr. 11.

Nejvíce jsou tlakovými pulsacemi buzeny tzv. vlastní tvary „dýchací“, při kterých stěny difuzoru konají převážně radiální pohyb. Ty jsme v rozsahu spočtených vlastních frekvencí našli čtyři. Jsou vyobrazeny na Obr. 12. První tři jsou z výpočtu s měkčí okrajovou podmínkou a

a) Vl. tvar č. 39; 2891,1 Hz b) Vl. tvar č. 44; 3020,8 Hz



c) Vl. tvar č. 49; 3296,2 Hz d) Vl. tvar č. 47; 3168,2 Hz



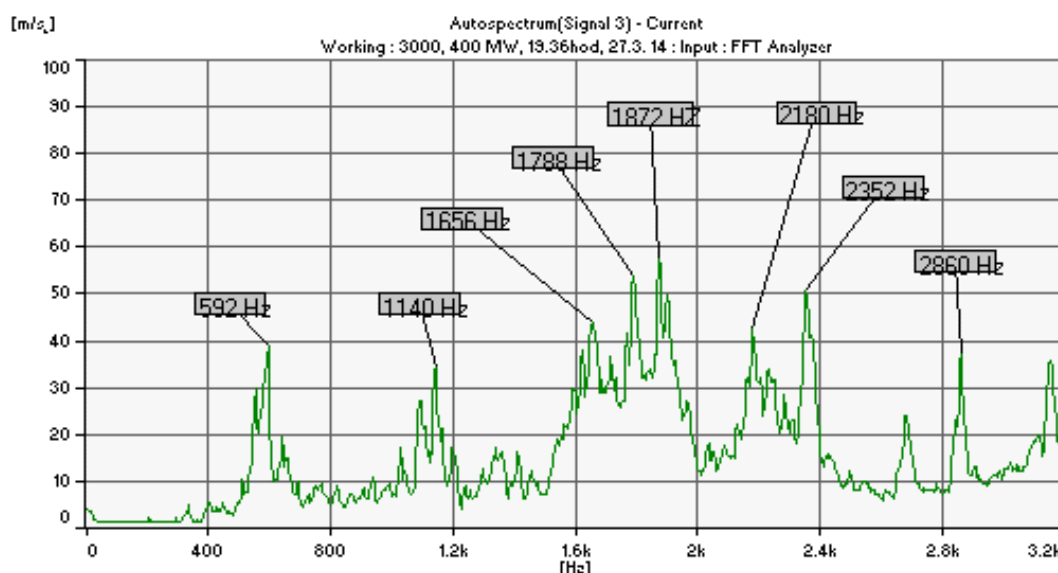
Obr. 12. Dýchací vlastní tvary kmitání vnitřní části difuzoru

Poslední skupina vlastních tvarů kmitání je největší. Je to skupina, při které vnitřní část difuzoru kmitá jako jednostranně vektovaná skořepina s různým počtem uzlových průměrů a různým počtem meridiálních půlvln. Patnáct spočtených skořepinových vlastních tvarů kmitání je vykresleno na Obr. 14. Každý z těchto vlastních tvarů je dvojnásobný vzhledem k osové symetrii výpočtového modelu. Velmi zajímavé je porovnání spočtených vlastních frekvencí

těchto tvarů kmitání a frekvencí naměřených na odpovídajícím potrubí.

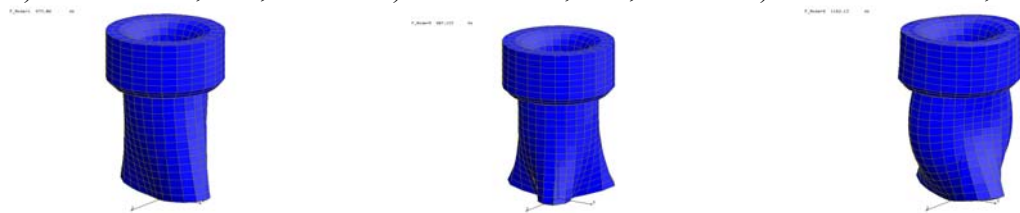
5. Porovnání výsledků výpočtu s naměřenými hodnotami

Pracovníci ŠKODA VÝZKUM s.r.o. měřili odezvy na širokopásmové buzení způsobené velmi rychle proudící parou na mezi sytosti přivřeným difuzorovým ventilem. Tato měření prováděli na potrubí č. 4, které jsme též modelovali pro výpočty. Pro místní odstranění nadměrných vibrací byla v období zkoušek turbosoustrojí ve spodní části namontována tzv. bandáž. Ta se neosvědčila, byla příliš slabá a došlo k jejímu poškození. Na Obr. 13 je vyobrazeno spektrum naměřené v dolní části potrubí po poškození této bandáže.

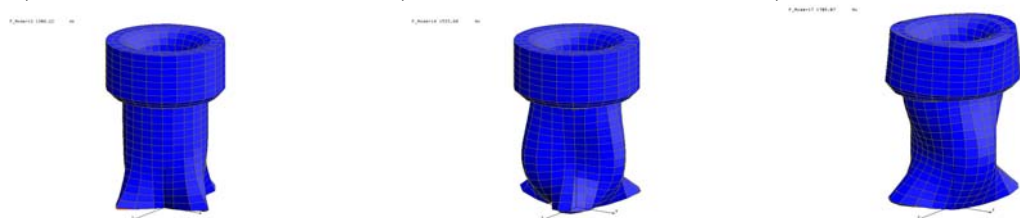


Obr. 13. Spektrum naměřené na potrubí po utržení bandáže

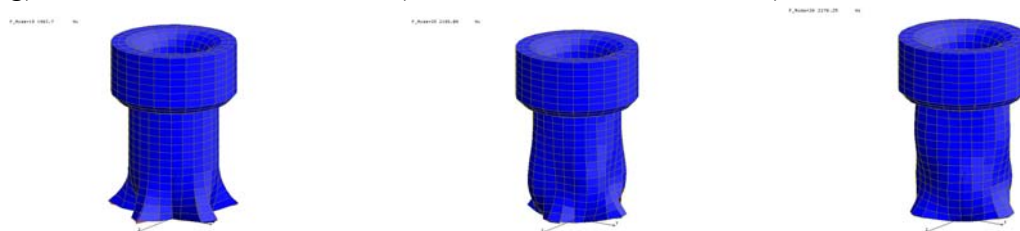
a) Vl. tvar č. 1; 473,1 Hz b) Vl. tvar č. 5; 807,1 Hz c) Vlastní tvar č. 8; 1162,1 Hz



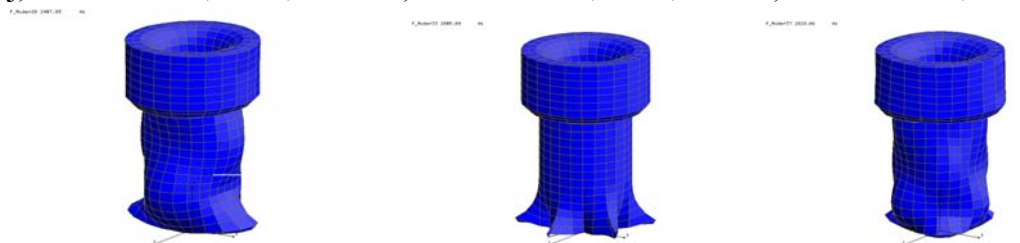
d) Vl. tvar č. 12; 1308,2 Hz e) Vl. tvar č. 14; 1533,9 Hz f) Vl. tvar č. 17; 1705,1 Hz



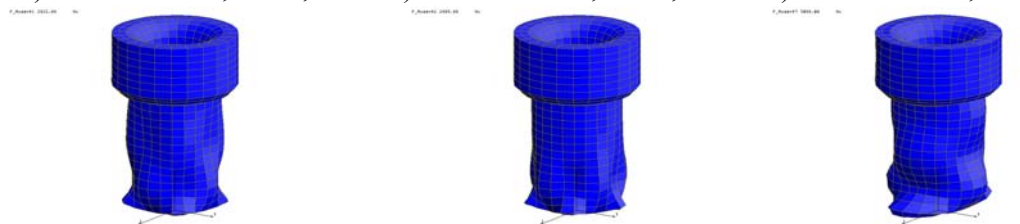
g) Vl. tvar č. 19; 1963,7 Hz h) Vl. tvar č. 25; 2188,1 Hz i) Vl. tvar č. 26; 2276,3 Hz



j) Vl. tvar č. 28; 2407,9 Hz k) Vl. tvar č. 33; 2805,9 Hz l) Vl. tvar č. 37; 2829,7 Hz



m) Vl. tvar č. 41; 2922,9 Hz n) Vl. tvar č. 42; 2985,5 Hz o) Vl. tvar č. 47; 3058,1 Hz

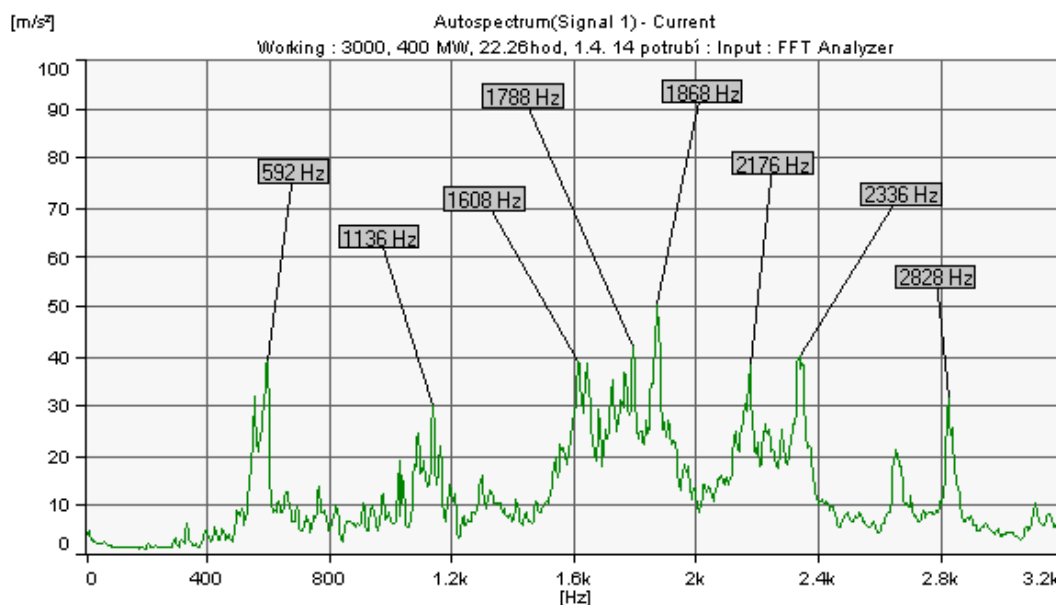


Obr. 14. Skořepinové vlastní tvary kmitání vnitřní části difuzoru

Stejný záznam z měření bez bandáže je uveden na Obr. 15. Bohužel se nepodařilo změřit odpovídající hodnoty pro případ namontované neporušené bandáže.

Porovnáme-li vlastní tvary kmitání samotné vnitřní části difuzoru vyobrazené na Obr. 12 a Obr. 14, tj. takové, které mohou být buzeny tlakovými pulsacemi, s maximy naměřenými na skutečném potrubí (Obr. 13 a Obr. 15), zjistíme, že jsou v dobré shodě. Podle předpokladu se nejvýrazněji v naměřených spektrech objevují dýchací vlastní

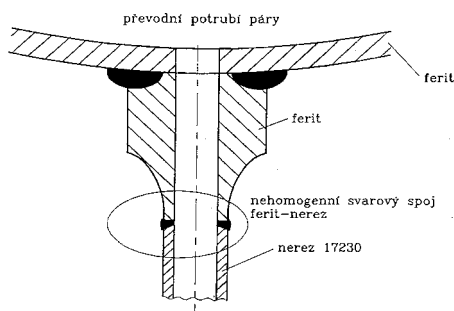
tvary kmitání. Vlastní tvar č. 39 (Obr. 12) má spočtenou frekvenci 2891,1 Hz a maximum o blízké frekvenci je v obou naměřených spektrech patrné. Podobně skořepinové vlastní tvary č. 1 a 5 mají vlastní frekvence 473,1 a 807,1 Hz a prvá maxima naměřená jsou mezi 500 a 600 Hz. Další maximum v naměřených spektrech je v rozmezí 1000 až 1150 Hz. To odpovídá vlastnímu tvaru č. 8 o frekvenci 1162,1 Hz. V oblasti změřených maxim 1600 až 1900 Hz jsou zase vlastní tvary č. 14 až 20. Maxima kolem 2180 Hz a 2350 Hz mají též své protějšky ve vlastních tvarech č. 25 až 28. Při podrobnějším zkoumání zjistíme, že vždy se jedná o vlastní tvary, které je možno dobře vybudit tlakovými pulsacemi, tj. takové při nichž se radiálně pohybuje stěna vnitřní části difuzoru.



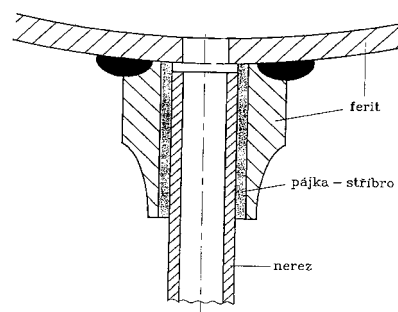
Obr. 15. Spektrum zrychlení pro potrubí bez bandáže

6. Vibrace odvodňovacího potrubí

Největší potíží způsobovaly vibrace přívodního potrubí páry pro odvodňovací potrubí umístěné v nejnižším bodu jeho oblouku. Potrubí bylo původně připojeno dle náčrtku uvedeného na Obr. 17. Únavové lomy tohoto potrubí se vyloučily odstraněním heterogenního svarového spoje, který byl nahrazen spojem dle Obr. 16. Tato úprava ne-



Obr. 17. Původní připojení odvodňovacího potrubí



Obr. 16. Nové připojení odvodňovacího potrubí

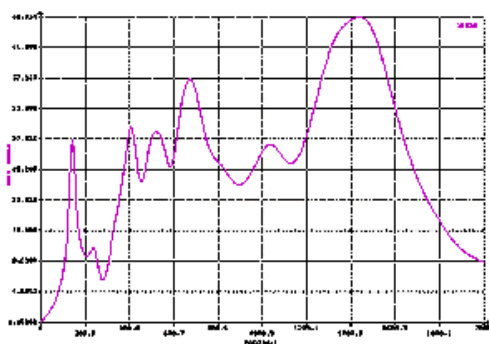
ovlivňuje z hlediska vibrací příčinu, ale následek. Protože úpravami kuželky se podařilo vibrace již významně omezit, byla prověřována možnost dalšího snížení odezvy na buzení proudem páry. Ukázalo se, že kromě uvedené úpravy difuzoru je možné kmitání

v místě připojení odvodňovacího potrubí omezit zesílením potrubí v tomto místě, ale vliv tohoto zesílení je patrný až při vyšších tloušťkách zesílené části a její délka musí být též patřičně velká. Tloušťka by měla být alespoň 100 mm a délka zesílení alespoň 400 mm, raději však větší.

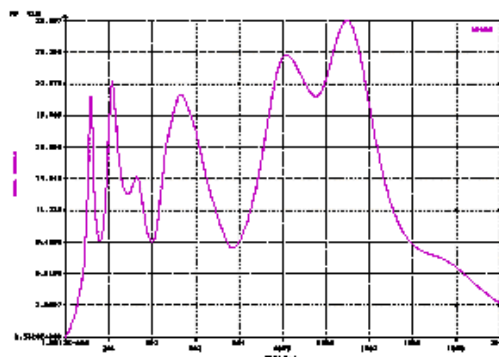
7. Hodnocení vysokocyklové únavy

Hodnocení vysokocyklové únavy potrubí se obvykle provádí měřením vibrační rychlosti komponenty (viz [3]). Z této normy jsme též odvodili ve zprávě [2] minimální přípustnou hodnotu rychlosti $v = 12,3$ mm/s.

Pro výše uvedené výpočtové modely byly spočteny též rychlosti v závislosti na frekvenci. Na Obr. 18 a Obr. 19 jsou uvedeny spočtené průběhy rychlostí v závislosti na frekvenci buzení pro modely hladkého potrubí a potrubí zesíleného na 100 mm. Rozsah frekvencí je zde 0 až 2000 Hz, maximální rychlost je v prvním grafu 46 mm/s a ve druhém 29 mm/s. Pro zesílení potrubí na 50 mm byl rozdíl oproti Obr. 18 minimální.



Obr. 18. Rychlost v místě připojení - hladký oblouk



Obr. 19. Rychlost v místě připojení - zesílení na 100 mm

8. Závěr

Z výsledků uvedených výpočtů a měření vyplývá, že použitý dvouplášťový difuzor je dynamicky nevhodný a působí jako rezonátor v širokém pásmu frekvencí. Pro další zklidnění vibrací je zapotřebí tento difuzor zaměnit za jednoplášťový o větší síle stěny. Ten bude mít vlastní frekvence dostatečně vysoké a nebude do potrubí přenášet zesílené vibrace proudu páry, které vznikají při seškrcení tohoto proudu ve ventilu.

Dále byl řešen problém ukmitávání odvodňovacího potrubí umístěného v nejnižším místě oblouku. Použité technologické řešení je uvedeno v 6. odstavci. Řešení vložení zesílené části potrubí je možné, avšak je účinné jen pro oblast zesílení a pro potrubí za ním. Účinnost tohoto opatření není příliš velká. Doporučené zesílení této části potrubí je nejméně na tloušťku 100 mm v délce alespoň 400 mm.

Literatura

- [1] Markov P., Vibrace potrubí VVER 1000, zpráva ŠKODA JS a.s., Plzeň 2001
- [2] Pečínka L., Krupa V., Ocenění životnosti přívodního potrubí páry k turbíně 1000 MW ETE, zpráva ÚJV Řež, Řež 2001
- [3] ANS, Requirements for Preoperational and Initial Start-up Vibration of NPP Piping Systems, ANSI/ASME OM-3, 1982