

Experimentálna Analýza Napätí 2007

COMBINED EXPERIMENTAL-NUMERICAL METHOD OF VERIFICATION OF COMPRESSOR STATIONS SAFE OPERATION UNDER HIGHER COMPRESSION RATIOS

KOMBINOVANÁ EXPERIMENTÁLNE NUMERICKÁ METÓDA OVERENIA BEZPEČNÉHO PREVÁDZKOVANIA KOMPRESOROVÝCH STANÍC PRI ZVÝŠENÝCH KOMPRESNÝCH POMEROCH

František Trebuňa¹, František Šimčák¹, Marián Buršák², Jozef Bocko¹, Viera Pet'ková³,
Patrik Šarga¹, Peter Trebuňa¹, Daniel Kováč¹

Abstract: Residual working life of piping yards of compressor stations is influenced mainly by dynamic loading during their operation. In the paper is carried out analysis of causes of vibrations in piping yards during operation of compressor stations. Paper deals also with time-dependent charts of integral force quantities in cross-sections of piping yards by the strain gage method. The problem of safe operation of compressor stations is connected with increasing of compression ratio. On the compressor station was performed complex analysis of influences that restricts their safe operation. On the base of analysis of results was formulated conclusion about possibility of further operation of compressor station with compression ratios higher than 1.39.

Keywords: piping yard, vibration analysis, strain gage measurement, stress analysis residual stresses, fatigue properties, stress concentration, finite element method, compression ratio

1. Úvod

Potrubné dvory kompresorových staníc sú počas prevádzky vystavené dynamickým účinkom vyvolávacím kmitaním ich potrubných sústav. V prípade rezonančných stavov dosahuje toto kmitanie vysokú intenzitu, pričom často býva príčinou porúch potrubných dvorov.

K nadmernému kmitaniu na potrubných dvoroch dochádza na kompresorových staniciach, pričom vznik týchto javov a následná tvorba trhlín je spájaná s prevádzkovaním stanice pri kompresných pomeroch väčších ako $k_p=1,39$. V dôsledku uvedeného sa kompresorové stanice využívajú pri kompresných pomeroch do 1,39. Vzhľadom na to, že kompresory umožňujú stlačenie plynu na kompresné pomery väčšie ako 1,39, bolo potrebné zistiť skutočné príčiny vzniku neštandardných prevádzkových stavov spojených s kmitaním. Táto problematika bola riešená v rámci výskumnej úlohy na katedre aplikovanej mechaniky a mechatroniky SJF TU v Košiciach [13].

¹ Dr.h.c. mult. prof. Ing. František Trebuňa, CSc., TU v Košiciach, SJF, KAMaM, Letná 9, 042 00 Košice, tel.: +421556022462, e-mail: frantisek.trebuna@tuke.sk, prof. Ing. František Šimčák, CSc. 0556022458, frantisek.simcak@tuke.sk, doc. Ing. Jozef Bocko, CSc. 0556022920, jozef.bocko@tuke.sk, Ing. Patrik Šarga, PhD. 055602454, patrik.sarga@tuke.sk, Ing. Daniel Kováč, PhD. 055602453, daniel.kovac@tuke.sk, Ing. Peter Trebuňa, PhD., KMaE, 0556023235, peter.trebuna@tuke.sk

² prof. Ing. Marián Buršák, CSc., TU v Košiciach, HF, KNoM, Park Komenského 11, 042 00 Košice, tel.: +421 556022776, e-mail: marian.bursak@tuke.sk

³ Ing. Viera Pet'ková, SPP Nitra, Vihorlatská 8, 949 01, Nitra, +421376570175, viera.petkova@spp.sk

Bola vykonaná analýza namáhania potrubných dvorov počas prevádzky, pričom bolo realizované meranie kmitania ako aj časových prírastkov integrovaných vnútorných silových veličín v myslených rezoch. Súčasne bolo tenzometrickým meraním určené napätie v potrubí výtlaku pri jeho natlakovaní. V predložennom príspevku sú ďalej uvedené výsledky merania zvyškových napätí na vybranej vzorke potrubia. Sú tu uvedené tiež výsledky hodnotenia mechanických vlastností materiálu vzorky rúry s cieľom získať kvantitatívne údaje o vlastnostiach základného materiálu, materiálu zvarového kovu a prechodovej oblasti. Je vykonaná numerická analýza potrubnej sústavy a tvaroviek so stanovením kritických miest od vnútorného pretlaku a integrovaných vnútorných silových veličín určených tenzometrickým meraním. V závere je vykonané posúdenie bezpečného prevádzkovania potrubného dvora v súvislosti s požadovaným zvýšením kompresného pomeru nad hodnotu 1,39.

2. Príčiny kmitania potrubných dvorov kompresorovej stanice

Pri riešení uvedenej problematiky autori vychádzali z výsledkov výskumov na jednotlivých kompresorových staniciach v predchádzajúcich rokoch. V rokoch 1992, 1994, 2001 a 2002 sa postupmi podrobne opísanými v prácach [2,3,4,5,6] zistilo, že príčinou nežiaduceho kmitania potrubného dvora haly kompresorovej stanice pri niektorých zostavách 6 MW kompresorov sú rezonančné tlakové kmity plynu v odbočkách potrubných kolektorov týchto hál. Analyticko-numerický rozbor ukázal, že zdrojom kmitania sú prúdom plynu budené tlakové oscilácie v T-tvarovkách, ktoré pri určitých rýchlostných a rozmerových pomeroch v kritickom mieste vedú k výrazne zosilneným periodickým rezonančným akustickým (tlakovým) osciláciám plynu v slepých (uzavretých) potrubných odbočkách. Energia a amplitúdy týchto tlakových pulzov, súvisiacich s tzv. Helmholtzovým stojatým akustickým vlnením (píšťalovým efektom) sú dostatočne veľké na to, aby rozkmitali časť potrubného dvora v okolí kritického miesta. Tento efekt sa ešte zosilní v prípade rovnako dlhých odbočiek (t.j. objemov s rovnako veľkou rezonančnou akustickou frekvenciou) usporiadaných vedľa seba na potrubí, ktorým prúdi médium. Kvalitatívne je príčina kmitania podobná pri všetkých kompresorových staniciach (kvantitatívne sa kritické frekvencie na jednotlivých kompresorových staniciach líšia vzhľadom na rozdielne dĺžky potrubných odbočiek kolektorov ale i ďalších geometrických parametrov).

Autori predkladaného článku sa otázkami určenia zostatkovej životnosti potrubných dvorov kompresorových staníc v SR zaoberajú už od roku 1998. Na základe získaných poznatkov z riešenia týchto úloh sa dospelo k záveru, že pre dosiahnutie cieľa riešenia úlohy je nutné využiť predovšetkým skúsenosti prevádzkovateľov týkajúce sa vzniku nadmerného kmitania a následného hľadania súvislosti tohto kmitania s poruchami, ktoré boli dokumentované prevádzkovateľom pri kompresných pomeroch väčších ako 1,39 ako i výsledkami získanými pri riešení otázok nadmerného kmitania pracovníkmi SVÚSS Běchovice ale aj pracovníkmi STU Bratislava.

Mimoriadne vhodným zdrojom poznatkov boli pritom výskumné správy riešiteľských tímov, vypracované v SVÚSS Běchovice [5,6] a poznatky získané riešiteľským tímom STU Bratislava [3], ktoré sa týkajú silového účinku kmitania plynu v odbočkách. Práve tieto poznatky bolo možné považovať za kľúčové vstupné údaje pri riešení úlohy [13] na báze predovšetkým rozsiahlych simulačných i prevádzkových experimentálnych meraní a následnej numerickej analýzy.

V nadväznosti na doterajšie výsledky výskumu, ale aj na základe skúseností riešiteľského pracoviska z riešenia úloh na kompresorových staniciach a na základe poznatkov z analýzy vplyvu tlakových rázov na bezpečnosť potrubných systémov bol pre riešenie uvedenej problematiky stanovený nasledovný postup prác

- Návrh metodiky merania pre získanie frekvenčných závislostí s cieľom identifikácie možných príčin kmitania potrubných dvorov.
- Meranie kmitania potrubných dvorov pri bežných a simulovaných prevádzkových režimoch a definovaných rýchlostiach prúdenia plynu (realizácia v spolupráci s Oddelením diagnostiky Divízia Tranzit Nitra).
- Aplikácia tenzometrických snímačov vo vytipovaných miestach potrubného dvora pre určenie koncentrátorov a vplyvu dynamických účinkov.
- Tenzometrické merania pri natlakovaní, prevádzkových režimoch a režimoch zohľadňujúcich dosiahnutie kritickej rýchlosti.
- Určenie hladín zvyškových napätí (vplyv technológie výroby, predchádzajúcej prevádzky i montážnych vplyvov) vo vybranej vzorke potrubia.
- Určenie mechanických vlastností materiálu vzorky potrubia, ich porovnanie s údajmi výrobcu a porovnanie so súčasnými požiadavkami.
- Numerická analýza potrubného systému a tvaroviek, určenie kritických miest.
- Posúdenie nutnosti overenia časovo obmedzenej bezpečnej prevádzky podľa rozkmitu napätia alebo podľa počtu cyklov.
- V prípade, že rozkmity časových zmien napätí budú nižšie, vyslovenie záveru o bezpečnom prevádzkovaní potrubného dvora.

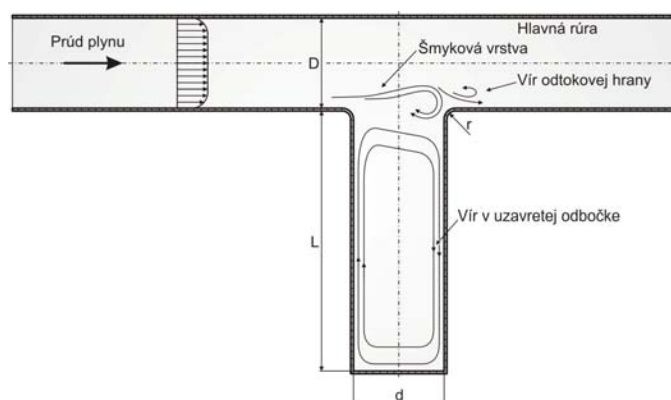
V tomto príspevku sú uvedené výsledky získané pri meraniach kmitania potrubných dvorov a pri určovaní časových prírastkov integrovaných silových veličín v myslených rezoch potrubného dvora tenzometrickými metódami realizovaných s cieľom overenia bezpečného prevádzkovania kompresorovej stanice.

3. Metodika a vlastné experimentálne meranie kmitania na potrubných dvoroch

Ako už bolo uvedené v [3] na základe fluidných modelov boli určované kritické rýchlosti prúdenia plynu vyvolávajúce samobudené Helmholtzové stojaté vlnenie v mieste uzavretých T odbočiek plynového potrubia (obr. 1).

K samobudenému Helmholtzovému stojatému vlneniu dochádza ak

- je dosiahnutá tzv. kritická rýchlosť prúdenia plynu,
- v danom mieste existujú pre vznik vlnenia fluidné a geometrické podmienky,
- došlo k rezonančnej zhode budiacej frekvencie a vlastnej frekvencie potrubnej sústavy.



Obr. 1. Potrubná odbočka ako zdroj tlakových oscilácií.

Už v správe [3] bola v podstate riešená otázka možnosti vzniku kritických rýchlostí v kolektoroch s orientáciou na analýzu prípadu nebezpečného vzniku kmitania a celá analýza je viazaná v prevažnej časti na prípad 23 identifikovaný v správe [6]. Ukazuje sa, že

analytické, resp. numerické riešenie i napriek výrazným zjednodušeniam je časovo mimoriadne náročné, a navyše, vyústenie odbočiek do kolektorov výtlačku a medzitolaku je buď prostredníctvom kobýl, resp. vetiev ktoré majú určitý uhol ohnutia odbočky ku kompresoru a tiež uloženie potrubného dvora je rôzne, takže analytické výpočty, ktoré boli vykonané v predchádzajúcich správach nemožno považovať za dostatočne presné. Rovnako odlišné môžu byť konštrukčné prvky jednotlivých potrubných dvorov, napríklad

- T-tvarovky pred jednotlivými halami nie sú rovnaké – príklad tvaroviek je na obr. 2a,b.



a)



b)

Obr. 2. T-tvarovka 700x700x700 potrubný dvor pred prvou halou, b) potrubný dvor pred druhou halou

- okrajové podmienky určené uložením potrubí, ich zaústením a pod. sú rôzne. Kým pred prvou halou sú potrubné dvory uložené na pevných pätkách (obr. 3a) a skrutkových valcových pružinách (obr. 4) s často neúplným vybavením a ťažko definovateľným predpätím, potrubné dvory pred druhou halou sú uložené na vibroizolačných prvkoch (obr. 3b). Príklady rôznych zaústení potrubí sú na obr. 5.



a)



b)

Obr. 3. Rôzne spôsoby uloženia potrubí a) na pevnej pätky, b) na pružnej vibroizolačnej podložke



Obr. 4. Pružinové uloženia



Obr. 5. Zaústenie potrubí potrubných dvorov

Na druhej strane poznatky riešiteľov výskumnej správy [3] sú mimoriadne vhodné pre určenie intervalov kritických rýchlostí, ktoré sú závislé na vlastných frekvenciách kmitov v odbočke a tak nimi určené kritické rýchlosti $19 \pm 2 \text{ ms}^{-1}$ pre výtlačné potrubie a $24 \pm 3 \text{ ms}^{-1}$

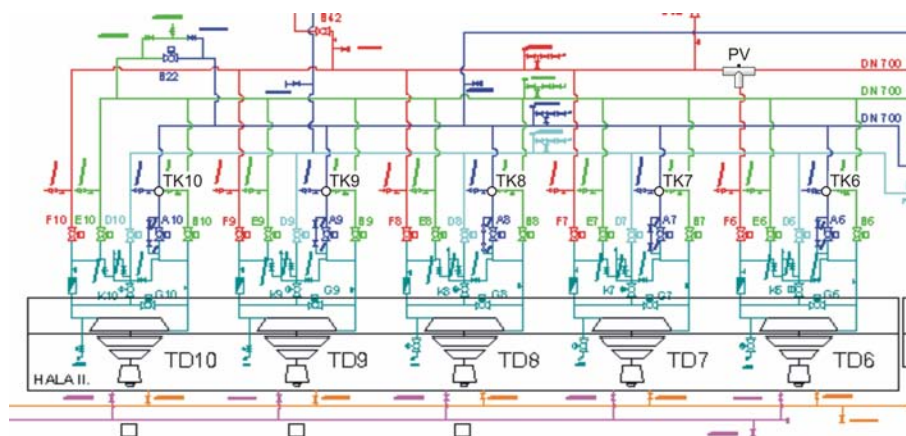
pre potrubie medztlaku bolo možné považovať za vhodné údaje pre experimentálnu analýzu kmitania. Rýchlosti zvuku v plyne pri daných teplotných a tlakových pomeroch sú pre výtlak 475 ms^{-1} a pre medztlak 464 ms^{-1} . Pre uvedené rýchlosti zvuku a dĺžky slepých odbočiek, ktoré predstavujú pri danom prevádzkovom režime dĺžky odbočiek od potrubia výtlaku resp. medztlaku po uzavretý guľový ventil, tieto kritické frekvencie sú

- pre potrubie výtlaku 10,1 – 11,4 Hz;
- pre potrubie medztlaku 12,2 – 13,8 Hz.

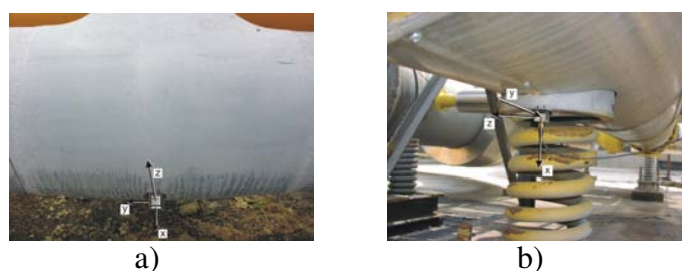
Z analýzy boli takto určené úzke rozpätia maximálnych amplitúd tlakového rezonančného kmitania ktorým zodpovedali silové účinky na potrubí výtlaku cca 27 kN a na potrubí medztlaku cca 41 kN. Ako vyplynulo z analýzy vykonanej v správe [3] v sacom potrubí nevznikal zdroj rezonančného kmitania a preto v zmysle záverov tejto správy v metodike analýzy kmitania sa tomuto kolektoru nevenovala žiadna pozornosť.

Na obr. 6 je schéma umiestnenia snímačov zrýchlenia TK6 až TK10 a PV pred halou pri meraní kmitania potrubného dvora.

Snímače TK6, TK7, TK9, TK10 boli jednozložkové a merali zrýchlenia vo vertikálnom smere, trojosové snímače PV merali zrýchlenia na T-tvarovke s orientáciou osí x, y, z podľa obr. 7a. Trojosový snímač TK8 meral zrýchlenia na prepúšťacom potrubí TD8 s orientáciou osí podľa obr. 7b. Pri meraní kmitania boli využité systémy PULSE, pričom pre analýzu kmitania bola využitá rýchla Fourierova transformácia [8,9,21].



Obr. 6. Schéma umiestnenia snímačov zrýchlenia TK6 až TK10 a PV na potrubnom dvore



Obr. 7. Orientácia osí trojzložkových snímačov PV na T-tvarovke a TK8 na prepúšťacom potrubí TD8

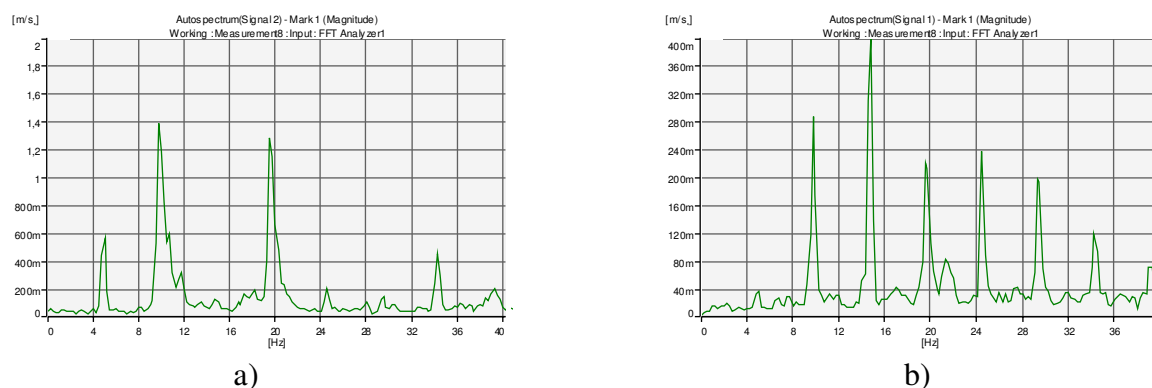
Kvôli získaniu údajov o okamžitom prietoku plynu vo výtlačnom potrubí bol na meracej chodbe meraný okamžitý prietok, okamžitý absolútny tlak a teplota plynu.

4. Poznatky vyplývajúce z meraní kmitania a ich súvis s bezpečným prevádzkovaním kompresorovej stanice

Pri meraní kmitania na potrubnom dvore bola predtým uvedeným postupom menená rýchlosť prúdenia plynu vo výtlačnom potrubí v intervale 13,7 m/s až 19,5 m/s. Výrazné kmitanie vyvolané pulzáciou bolo zaznamenané pri rýchlostiach prúdenia plynu v intervale 17,2 m/s až 19,5 m/s čo odpovedá kritickým rýchlostiam pre výtlačné potrubie podľa [3].

Pre vytvorenie predstavy o kmitaní potrubného dvora boli po podrobnej analýze niekoľkých stoviek frekvenčných záznamov, vybrané záznamy ktoré slúžia k vysloveniu záverov analýzy.

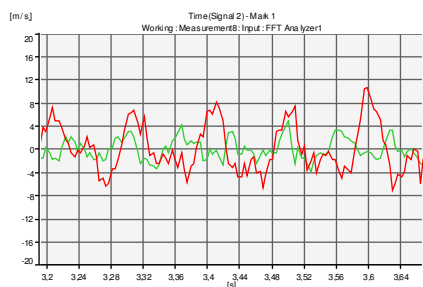
Na obr. 8a a obr. 8b sú uvedené frekvenčné závislosti amplitúd zrýchlení pri nadmernom kmitaní v miestach TK9 a TK10 prepúšťacích potrubí turbokompresorov TD9 a TD10.



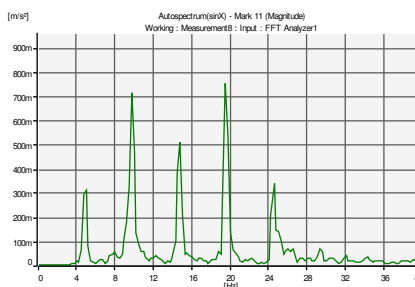
Obr. 8. Frekvenčné závislosti amplitúd zrýchlení pri nadmernom kmitaní a) v mieste TK9, b) v mieste TK10

Ako vyplýva z grafov, kritické frekvencie pri najvyšších zložkách amplitúd zrýchlení sú v intervale 5 až 35 Hz. Na obr. 9 je znázornená časová závislosť zrýchlenia pri nadmernom kmitaní v miestach TK9 a TK10. Červenou farbou je znázornený časový priebeh zrýchlení v mieste TK9 a zelenou farbou v mieste TK10. Zo záznamov je zrejmé, že amplitúdy zrýchlení na prepúšťacom potrubí turbokompresora TD9 sú cca 3x väčšie ako na prepúšťacom potrubí turbokompresora TD10. Z priebehov je tiež zrejмый fázový posun periód časových priebehov z ktorého vyplýva, že kmitanie sa šíri vo forme vln pozdĺž potrubného dvora. Časové priebehy boli získané pri meraní s jemným vzorkovaním.

Na obr. 10 je frekvenčná závislosť amplitúd zrýchlení v mieste T tvarovky na výtlaku odbočky TD 6 v radiálnom smere pri nadmernom kmitaní. Výrazné zložky amplitúd zrýchlenia sa vyskytli pri frekvenciách 5 Hz, 9,75 Hz, 14,75 Hz, 19,75 Hz a 24,75 Hz.

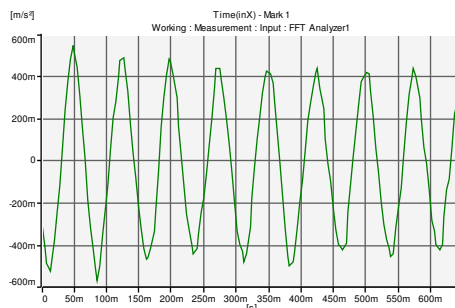


Obr. 9. Časové priebehy zrýchlení v miestach TK9 a TK10 pri nadmernom kmitaní



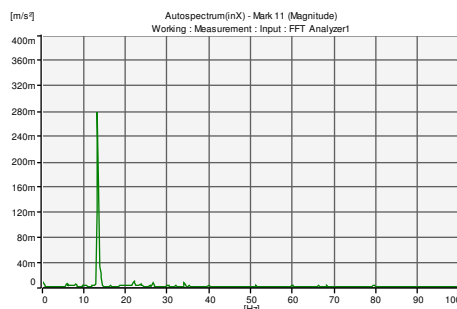
Obr. 10. Frekvenčná závislosť amplitúd zrýchlení v smere x na T tvarovke turbokompresora TD 6 pri nadmernom kmitaní

V diskusii k nameraným výsledkom a analýze kmitania je však nevyhnutné poukázať na také skutočnosti, ktoré jednoznačne poskytnú dôkazy o vzniku Helmholtzovho kmitania v slepých odbočkách a o ich vplyve na prídavné namáhanie potrubného dvora. Za dôkaz vzniku stojatého vlnenia v slepých odbočkách možno považovať časový priebeh zrýchlení na T tvarovke potrubia výtlaku pred jednou z hál znázornený na obr. 11.



Obr. 11. Časový priebeh zrýchlenia na T tvarovke potrubia výtlaku v smere osi x kompresora TD 6 – hrubé vzorkovanie

Odpovedajúci frekvenčný záznam je na obr. 12 z ktorého vyplýva, že sa jedná o harmonické kmitanie s frekvenciou cca 13,75 Hz.



Obr. 12. Frekvenčná analýza zrýchlení v mieste T tvarovky pre smer x

Porovnaním kmitania na potrubných dvoroch pred dvoma halami bolo zistené, že pri tom istom vzorkovaní a približne rovnakých rýchlostiach prúdenia plynu v potrubí výtlaku sú maximálne amplitúdy zrýchlení pred prvou halou cca 10 krát väčšie ako pred druhou halou.

Z uvedeného príkladu je zrejmé (a vyplynulo to aj z celkovej analýzy), že namáhanie potrubného dvora pred druhou halou je rádovo nižšie ako namáhanie potrubného dvora pred prvou halou. Príčiny tejto skutočnosti sú:

- iné uloženie potrubného dvora pred druhou halou ako pred prvou halou. Mimoriadne dôležité je správne frekvenčné naladenie nastavovacích síl vibroizolačných podpier.
- podstatne vhodnejšie usporiadanie konštrukcie potrubného dvora pred druhou halou a trvale zaradenie turbokompresorov do prvého resp. druhého stupňa.

5. Určenie časových prírastkov integrovaných vnútorných silových veličín v mysených rezoch potrubného dvora tenzometrickými snímačmi

Metodiku experimentálno-numerického určovania integrálnych vnútorných silových veličín navrhnutú v [1] už autori uplatnili pri riešení predchádzajúcich úloh na kompresorových staniciach [15,16]. So zreteľom na skutočnosť, že zadanie projektu [13] veľmi zreteľne definovalo overenie bezpečného prevádzkovania vo väzbách na možnosti zvýšenia kompresného pomeru, metodika bola upravená na túto skutočnosť tak, aby bolo možné výsledky použiť pre posúdenie kritických uzlov v miestach nadmerných kmitov, koncentrátorov, podpier ale predovšetkým pre určenie okrajových podmienok pri

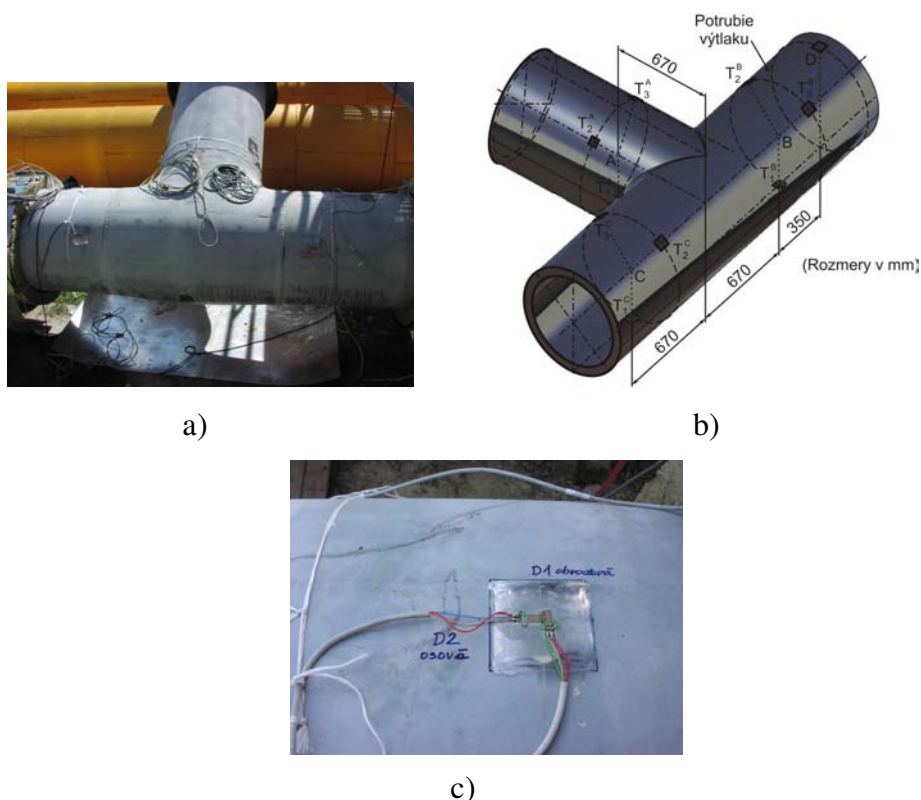
numerickom riešení uzatvárajúcom skúmaný okruh problémov a umožňujúcom vyslovenie záverov týkajúcich sa možnosti zvýšenia kompresného pomeru na požadované hodnoty.

Pre skúmanie napäťových pomerov bolo vybraté miesto s T-tvarovkou na potrubí výtlaku turbokompresora TD6 (obr. 13).



Obr. 13 Miesto s T-tvarovkou na výtlaku TD-6 vybrané pre napäťovú analýzu

V mieste T-tvarovky boli naaplikované tenzometrické snímače v osovom smere v myslených rezoch A, B, C (pre určenie časových priebehov integrovaných vnútorných silových veličín) a v osovom a obvodovom smere v mieste D (pre určenie napätí pri natlakovaní potrubia). Umiestnenie tenzometrických snímačov je zrejmé z obr. 14a a obr. 14b.



Pri tenzometrickom meraní bol využitý merací reťazec s aparátúrou SPIDER 8.

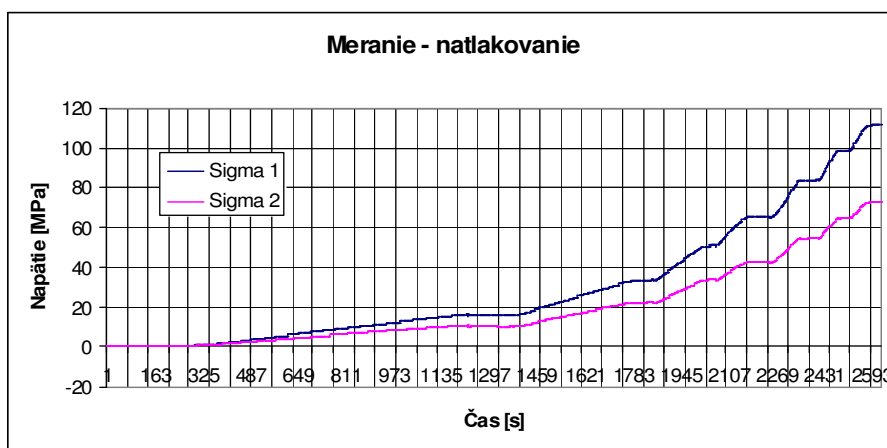
Určenie časových prírastkov napätí pri natlakovaní potrubia

Tenzometre aplikované v mieste D (obr. 14c) boli využité pri meraní prírastkov napätia v potrubí pri natlakovaní, pretože v dôsledku výmeny guľového ventilu bolo potrubie výtlaku pred prvou halou odtlakované a následne po oprave natlakované na maximálny pretlak $p=6,75 \text{ MPa}$.

Na obr. 15 je časová závislosť prírastkov hlavných napätí v mieste D potrubia výtlaku pri narastaní vnútorného pretlaku z nuly na hodnotu $6,75 \text{ MPa}$.

Pretože v mieste aplikácie tenzometrov D1, D2 bola ultrazvukovým hrúbkomerom nameraná hrúbka steny potrubia $22,72 \text{ mm}$, podľa teórie škupín (potrubie podmienku škupiny spĺňa) pri vnútornom pretlaku $p=6,75 \text{ MPa}$ pre napätie v obvodovom smere platí

$$\sigma_o = \frac{p \cdot D_s}{2t} = 6,75 \cdot \frac{(720 - 22,72)}{2 \cdot 22,72} \cong 104 \text{ MPa}.$$



Obr. 15 Závislosť prírastkov hlavných napätí v mieste D pri narastaní vnútorného pretlaku z nulovej hodnoty na hodnotu $6,75 \text{ MPa}$

Nameraná hodnota prírastkov obvodového napätia pri vnútornom pretlaku $6,75 \text{ MPa}$ bola $\sigma_1 \cong 112 \text{ MPa}$, čo je hodnota vyššia o cca 7,5% voči vypočítanému napätiu.

Nameraný prírastok napätia v osovom smere pri vnútornom pretlaku $6,75 \text{ MPa}$ dosahoval hodnotu 73 MPa .

Určenie časových prírastkov integrovaných silových veličín pri prevádzke

Z nameraných pomerných deformácií $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ v miestach 1, 2, 3 myslených rezov potrubia T-tvarovky (obr. 16) je možné využitím vzťahov

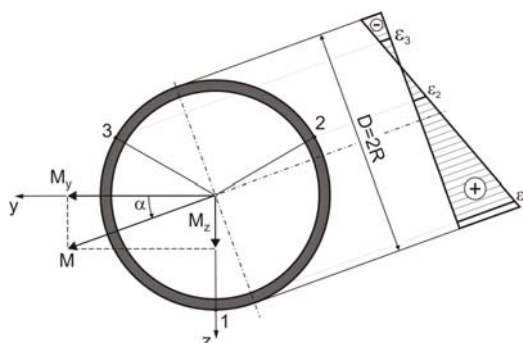
$$N = \frac{\pi D^2}{4} (1 - k^2) \left[\frac{E}{3} (\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3) + \frac{\mu(1+k)}{2(1-k)} \cdot p \right], \quad (1)$$

$$M = \frac{\pi D^3 (1 - k^4) E}{\tan \alpha} \sqrt{\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 + \varepsilon_3^2 - \varepsilon_1 \varepsilon_2 - \varepsilon_1 \varepsilon_3 - \varepsilon_2 \varepsilon_3}, \quad (2)$$

$$\tan \alpha = \frac{\varepsilon_2 - \varepsilon_3}{2\varepsilon_1 - \varepsilon_2 - \varepsilon_3} \sqrt{3}, \quad (3)$$

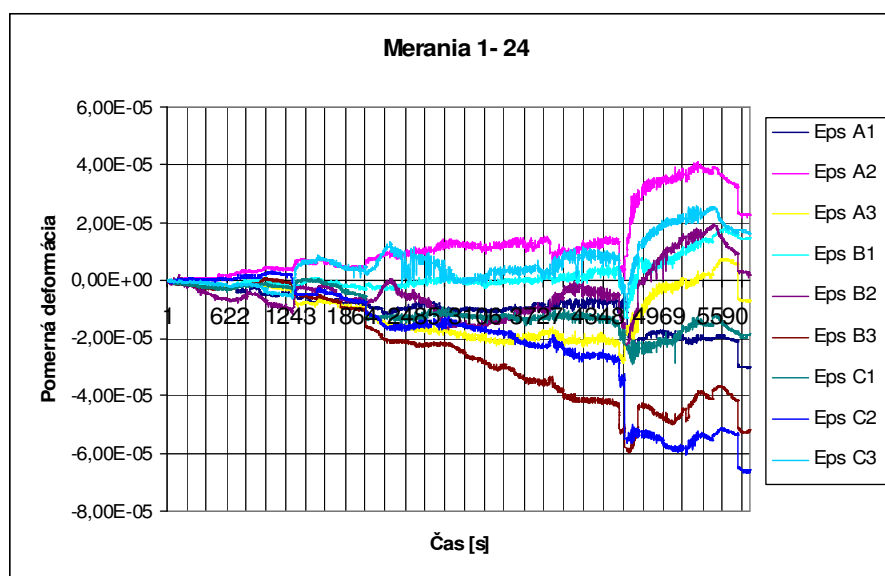
určiť osovú silu N , ohybové momenty M a ich smery (definované uhlom α) v rezoch A, B, C (obr. 14b), kde E je modul pružnosti v ťahu, μ - Poissonove číslo materiálu potrubia, p – tlak plynu v potrubí, $k = \frac{D}{d}$, D – vonkajší priemer potrubia, d – vnútorný priemer potrubia.

Na tomto mieste je potrebné poznamenať, že predchádzajúcimi meraniami na kompresorových staniciach bolo zistené, že napätia v potrubí vyvolané posúvajúcimi silami a krútiacimi momentmi dosahujú rádovo jednotky MPa . To bol dôvod pri ďalšej analýze sa nimi nezaoberať a väčšiu pozornosť venovať určovaniu osových síl N a ohybových momentov M v myslených rezoch A, B a C.



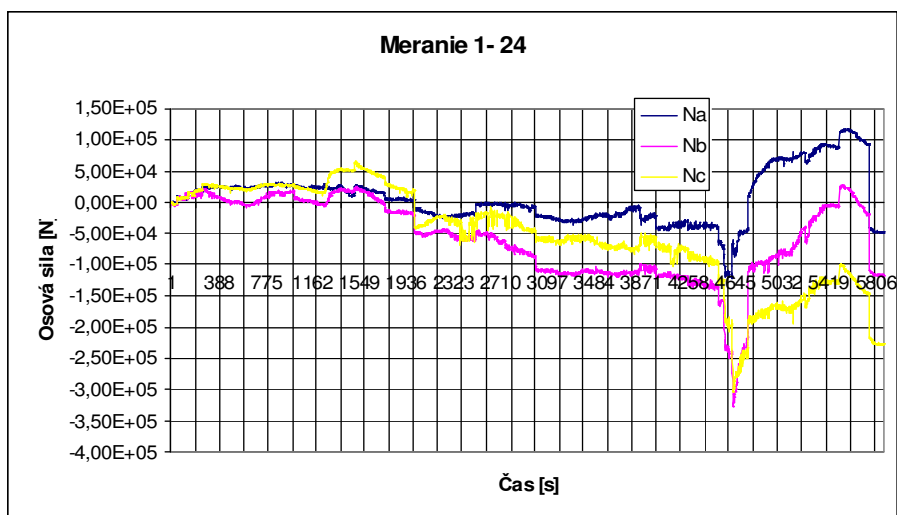
Obr. 16. Pomerné deformácie ϵ_1 , ϵ_2 , ϵ_3 v miestach a smeroch tenzometrických snímačov umiestnených v myslenom reze

Na obr. 17, obr. 18 a obr. 19 sú časové priebehy prírastkov pomerných deformácií, osových síl a ohybových momentov v jednotlivých rezoch pri meraniach počas prevádzky.

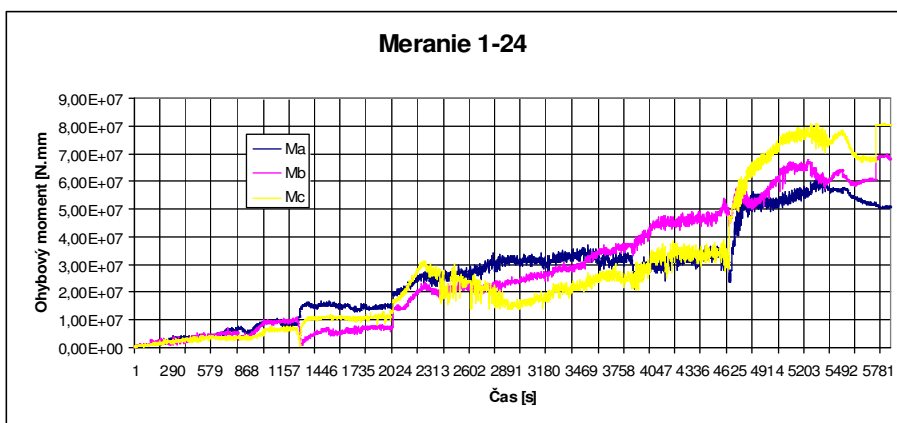


Obr. 17. Časový priebeh prírastkov pomerných deformácií v myslených rezoch A, B, C

Získané časové priebehy osových síl N a ohybových momentov M v myslených rezoch A, B, C boli v ďalšej časti riešenia projektu využité ako vstupné údaje pri výpočte rozloženia napätia v T-tvarovke metódou konečných prvkov.



Obr. 18. Časový priebeh prírastkov osových síl N v myslených rezoch A, B, C



Obr. 19. Časový priebeh prírastkov ohybových momentov M v myslených rezoch A, B, C

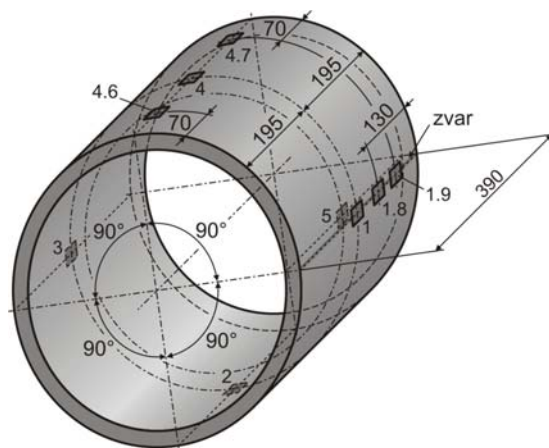
6. Určenie zvyškových napätí vo vybranej vzorke rúry potrubného dvora

Zvyškové (reziduálne) napätia v materiáli potrubia existujú bez toho, aby bolo potrubie zaťažené vonkajšími silami. Bežnou príčinou týchto napätí je výrobný proces alebo predchádzajúce zaťaženie. Vo všeobecnosti všetky výrobné postupy – valcovanie, tvárnenie, zváranie, tepelné spracovanie a pod. vyvolávajú vo vyrábanom objekte zvyškové napätia. V niektorých prípadoch zvyškové napätia vznikajú počas života konštrukcie pri montáži alebo pri prípadných preťaženíach, pri sadaní základov alebo pri medzných zaťaženiach pôsobiacich na integrálnu časť konštrukcie. Ďalším bežným zdrojom týchto napätí je tiež oprava alebo prestavba, ktorá tieto napätia môže vyvolať.



Obr. 20. Objekt merania zvyškových napätí

Meranie smerov a veľkosti zvyškových napätí bolo vykonané na vzorke rúry $\Phi 720 \times 22,2$ mm vyrobenej firmou Mannesmann Rohrewerke, odobratej po havárii z potrubia odbočky ku kompresorom 6 MW potrubného dvora [18]. Časť rúry podľa obr. 20 bola odobratá nad prstencom T-tvarovky 700x700x700 mm. Pre kvantifikovanie hodnoty zvyškových napätí a ich smerov bolo odvrtávanie uskutočnené v štyroch miestach po vonkajšom obvode rúry v rovnakých rozstupoch a v jednom mieste z vnútornej strany rúry v osi pozdĺžneho zvaru (obr. 21).



Obr. 21. Miesta merania zvyškových napätí na vzorke rúry

Pri odvrtávaní boli využité zariadenia SINT MTS 3000 (obr. 22a) a RS 200 (obr. 22b).



a)



b)

Obr. 22. Odvrtavacie zariadenie. a) SINT MTS 3000 v mieste vonkajšieho zvaru; b) RS 200 v mieste zvaru z vnútornej strany rúry

Pre určenie zvyškových napätí boli použité postupy podľa normy ASTM E 837-01, integrálnej metódy, metódy Power Series, Kockelmanovej metódy a metódy využívajúcej program MEZVYNA [18,19]. Hodnoty hlavných zvyškových napätí a ich smery určené podľa ASTM E 837-01 sú pre jednotlivé miesta podľa obr. 21 uvedené v tabuľke 1.

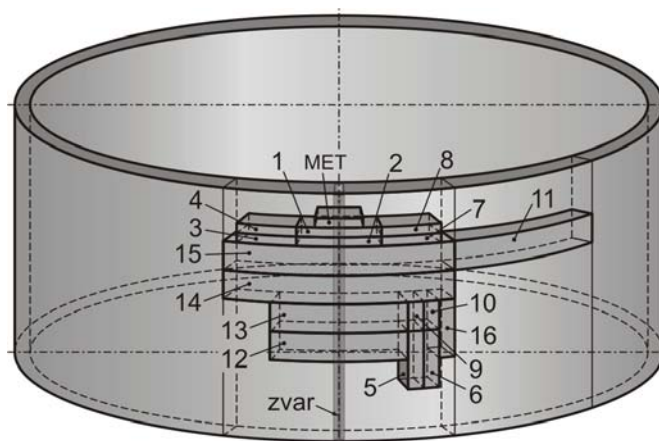
Miesto	$\sigma_{\max}$ [MPa]	$\sigma_{\min}$ [MPa]	φ [°]
1	130	82	9
1.8	137	77	14
1.9	133	78	14
2	135	82	6,7
3	129	79	5
4	137	84	3
4.6	135	66	17
4.7	134	68	10
5	-49	-120	81

Tab .1. Hodnoty hlavných zvyškových napätí a ich smery určené podľa ASTM E 837-01

Namerané hodnoty zvyškových napätí na vonkajšej strane vzorky prekračujú v obvodovom smere 130 MPa, pričom napätie v osovom smere je v intervale od 66 do 84 MPa. Pretože na vonkajšej strane vzorky sú obidve hodnoty napätí kladné, väčšie z hlavných napätí možno považovať za limitné pre určovanie únavového poškodenia.

7. Mechanické vlastnosti materiálu vybranej vzorky rúry

Mechanické vlastnosti materiálu rúr potrubného dvora boli určované na časti rúry (obr. 23). Z rúry Ø 720x22,2 mm boli odobraté a vyrobené vzorky pre skúšky mechanických vlastností. Schéma odberu materiálu pre výrobu skúšobných vzoriek v zmysle STN EN ISO 377 a OEG 131011 je na obr. 23.



Obr. 23. Schéma odberu materiálu pre skúšobné vzorky

Miesta odberu na obr. 23 sú pre jednotlivé skúšky číslované nasledovne:

- statická skúška ťahom zvarového spoja, vzorky č.1,2 (smer T kolmý na os rúry),
- statická skúška ťahom základného materiálu v smere T, vzorky č.3,4,
- statická skúška ťahom základného materiálu v smere L rovnobežnom s osou rúry, vzorky č.5,6,
- skúška rázom v ohybe (vrub typu Charpy V), v smere T vzorky č.7,8 a v smere L vzorky č.9 a 10,
- skúška pre určenie modulu pružnosti v ťahu, vzorka č.16 (smer L),
- skúška únavových vlastností v ťahu základný materiál smer T, vzorka č.11,
- skúška únavových vlastností v ťahu zvarový spoj, vzorky č.14 a 15 (smer T),
- skúška únavových vlastností v plochom ohybe zvarový spoj, vzorky č.12 a 13 (smer T),
- metalografický rozbor, vzorka s označením MET.

Statickými skúškami v ťahu boli namerané hodnoty mechanických vlastností:

$$R_e = 345 - 350 \text{ MPa}, R_m = 533 - 545 \text{ MPa}, A_5 = 28,6 - 34 \%$$

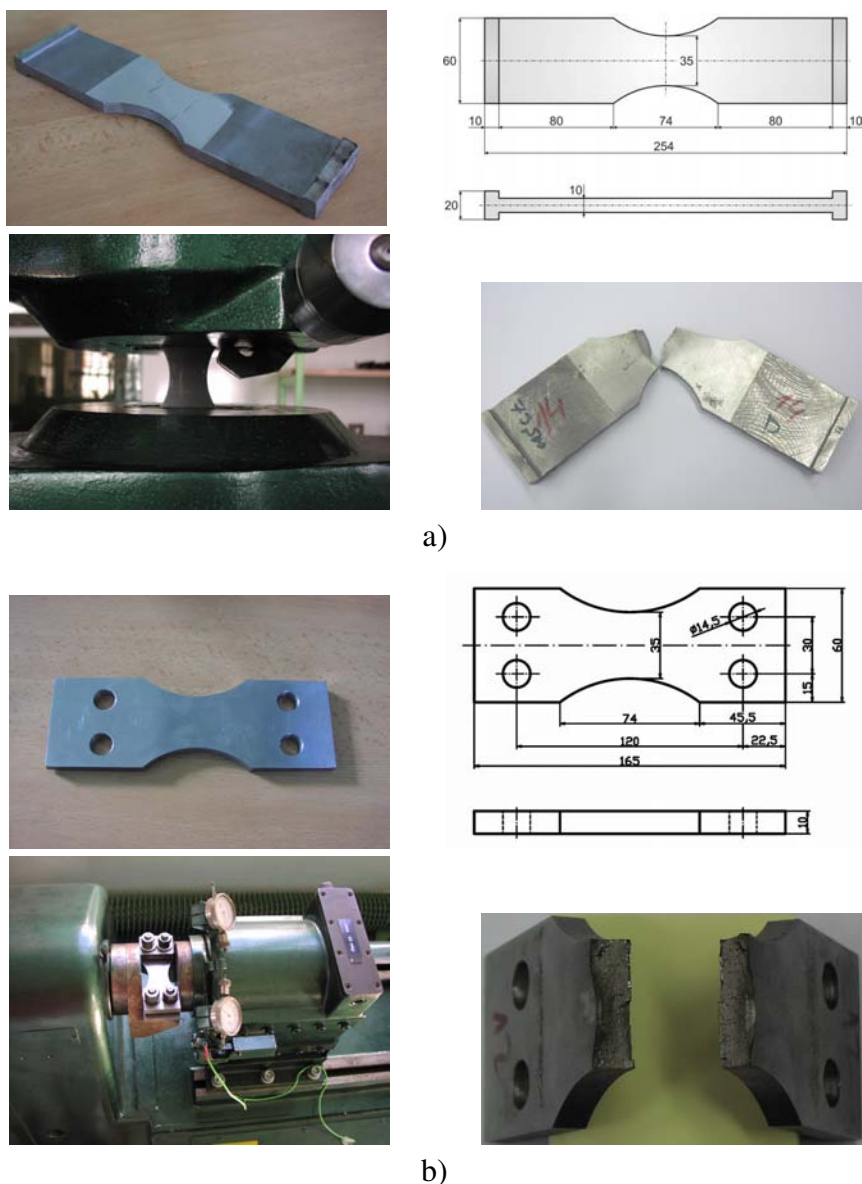
Z uvedeného vyplýva, že namerané hodnoty mechanických vlastností vyhovujú požiadavkám podľa STN 41 1523 a boli o cca o 5% nižšie ako hodnoty udané výrobcom.

Hodnoty vrúbovej húževnatosti 95 Jcm^{-2} resp. 185 Jcm^{-2} namerané pri teplote 20°C prevýšili hodnotu 57 Jcm^{-2} udávanú výrobcom.

Experimentálne určený modul pružnosti v ťahu materiálu bol v intervale $2,091 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ až $2,175 \cdot 10^5 \text{ MPa}$, takže mierne prevyšuje normou udávanú hodnotu $2,06 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ [7].

Vzorky č.12 až 15 (obr. 23) pre únavové skúšky pri pulzujúcom ťahu (obr. 24a) a pri striedavom súmernom plochom ohybe (obr. 24b) boli odoberané z rúry tak, aby sa prechodová oblasť zvaru nachádzala v najužšom priereze vzoriek. Na obr. 24 je tiež znázornené upnutie vzoriek v skúšobných strojoch pri únavových skúškach pri pulzujúcom ťahu a striedavom ohybe.

Únavové skúšky boli realizované v dvoch etapách. V prvej etape boli volené napätia na úrovni medze únavy materiálu. Pre pulzujúci ťah bolo volené stredné napätie $\sigma_m = 250 \text{ MPa}$ (hodnota určená súčtom zvyškového napätia a napätia od vnútorného pretlaku) a amplitúda napätia $\sigma_a = 90 \text{ MPa}$ (amplitúda napätia od dynamického zaťaženia potrubia pri prevádzke uvedená v [3]). Pre striedavý súmerný ohyb bola zvolená amplitúda napätia $\sigma_{ao} = \sigma_{co} = 240 \text{ MPa}$. Pri takto zvolenom napätí, pri oboch typoch únavového namáhania, sa vzorky neporušili ani pri $2,6 \cdot 10^6$ cykloch.



Obr. 24. Vzorky pre únavové skúšky a ich upevnenie v skúšobných strojoch, a) pulzujúci ťah; b) striedavý súmerný ohyb

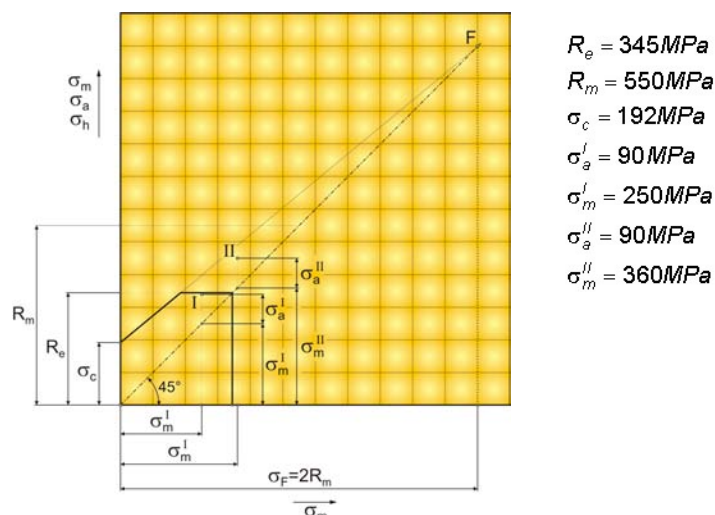
V druhej etape únavových skúšok boli pre pulzujúci ťah zvolené napätia $\sigma_m = 360 \text{ MPa}$, $\sigma_a = 90 \text{ MPa}$, pričom stredné napätie σ_m zohľadňovalo, navyše voči prvej etape, vplyv koncentrácie napätia v T-tvarovkách. Vzorka bez zvaru sa porušila pri cca 900 000 cykloch, vzorky so zvarom sa porušili pri cca 80 000 cykloch.

Situácia pri skúškach životnosti v pulzujúcom ťahu pre I. a II. etapu je znázornená v Smithovom diagrame podľa obr. 25.

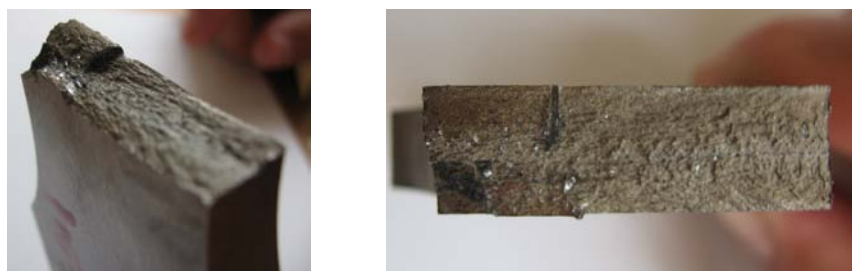
Ako vyplýva zo Smithovho diagramu, v II. etape sa jednalo o vysokodeformačnú únavu, pretože pri každom cykle zaťaženia dochádzalo k plastickej deformácii materiálu.

Pre striedavý súmerný ohyb bola v druhej etape zvolená amplitúda napätia $\sigma_{ao} = 450 \text{ MPa}$, ktorej hodnota odpovedala hornému napätiu pri skúške pulzujúcim ťahom. Vzorky sa pri skúškach porušili po cca 8 000 cykloch, pričom iniciácia trhliny bola v mieste nedokonalého zvaru (obr. 26).

Skúšky únavových vlastností v ťahu a v ohybe preukázali že základný materiál aj zvarový kov majú vyhovujúce únavové vlastnosti a spĺňajú kritéria Štátneho výskumného ústavu v Prahe. Vzorky vydržali bez porušenia $2,6 \cdot 10^6$ cyklov pri napätiach definujúcich medzný stav pri namáhaní na únavu.



Obr. 25. Smithov diagram pre materiál rúry



Obr. 26. Charakter porušenia únavovej vzorky v podmienkach cyklického ohybového namáhania

Zvýšené hodnoty napätí pri únavových skúškach v ťahu a v ohybe boli volené s cieľom zistenia rezervy materiálu pri cyklickom zaťažení v oblasti vysokodeformačnej únavy, pričom zohľadňovali vplyv koncentrácie napätia v T-tvarovkách. Pri striedavom súmernom ohybe odhalili nedokonalosti vo zvaroch, ktoré boli príčinou iniciácie trhlín pri vysokodeformačnom únavovom porušení.

8. Určenie koncentrácie napätia metódou konečných prvkov v časti potrubia oddelenej myslennými rezmi

Výpočet prvkov potrubného dvora pred halou metódou konečných prvkov pozostával z dvoch častí:

V prvej časti výpočtu metódou konečných prvkov boli riešené otázky vnútorných silových veličín v potrubných rozvodoch pred halou, pričom zaťaženie bolo v miestach T tvaroviek potrubia výtlaku. Maximálne amplitúdy silových účinkov vznikajúcich v slepých odbočkách výtláčného kolektora boli prebrané z výskumnej správy [3]. Postupne boli riešené prípady zaťaženia maximálnou amplitúdou silového účinku v mieste slepej odbočky potrubia výtlaku pri turbokompresore TD6, následne TD 7, TD8, TD9 a TD10. Ďalej boli riešené účinky pri rôznych kombináciách slepých odbočiek. Slepou odbočkou výtlaku rozumieme odbočku po uzatvorení guľového ventilu príslušného pripojenia turbokompresora. Boli riešené aj prípady keď slepé odbočky tvoria súčasne prepojovacie potrubia výtlaku turbokompresorov TD9 a TD10, ďalej TD6, TD9 a TD10 a keď na hale nepracuje ani jeden turbokompresor, teda keď slepými odbočkami sú všetky odbočky výtlaku turbokompresorov TD6 až TD10.

Boli tiež určené hodnoty osových a posúvajúcich síl i ohybových a krútiacich momentov.

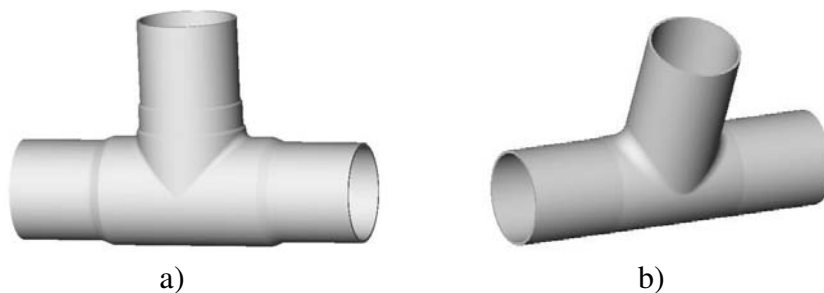
V druhej časti výpočtu bola analyzovaná otázka koncentrácie napätia v mieste T tvarovky na potrubí výtlaku TD6. Toto miesto analýzy vyplynulo jednak zo správy [3] a následne i z výpočtov MKP. Dôvodom analýzy tejto časti potrubného dvora pred halou je predovšetkým skutočnosť, že predchádzajúci výpočet potrubného kolektora výtlaku pri vzniku maximálnych tlakových amplitúd v jednotlivých i kombinovaných prípadoch slepých odbočiek potvrdil výber tejto T tvarovky a tiež fakt, že kritickú rýchlosť prúdenia plynu so zreteľom na možnosti presmerovania trás plynu na kompresorovej stanici možno v tomto mieste dosiahnuť i pri malých prepravných kapacitách.

Výpočet napäťových polí v T tvarovke bol rozdelený na dve etapy, pričom v prvej etape bola riešená napätosť a deformácia v telese tvarovky od vnútorného pretlaku a v druhej etape od integrovaných vnútorných veličín zistených meraním v myslenných rezoch potrubia [15].

T tvarovka je zaťažená vnútorným pretlakom, ktorého hodnota môže byť na výtlaku až 7,35 MPa. Okrem zaťaženia vnútorným pretlakom je tvarovka zaťažená v miestach myslenných rezov vnútornými silovými veličinami, z ktorých rozhodujúcu úlohu zohrávajú ohybové momenty a osovú sily. Práve z dôvodu zavedenia týchto zaťažení do tvarovky boli na koncoch výpočtového modelu uvažované tuhé štvorcové dosky, na ktorých pôsobia namerané integrálne vnútorné silové veličiny (osové sily a ohybové momenty). Momenty boli zavedené ako silové dvojice pôsobiace na štvorcových doskách. Výpočtový model bol spracovaný pre T tvarovku s rozmermi, ktoré boli zistené riešiteľmi ale i prevádzkovateľmi po odstránení izolácie z T tvarovky v súvislosti so vznikom praskliny na hale pred turbokompresorom TD1.

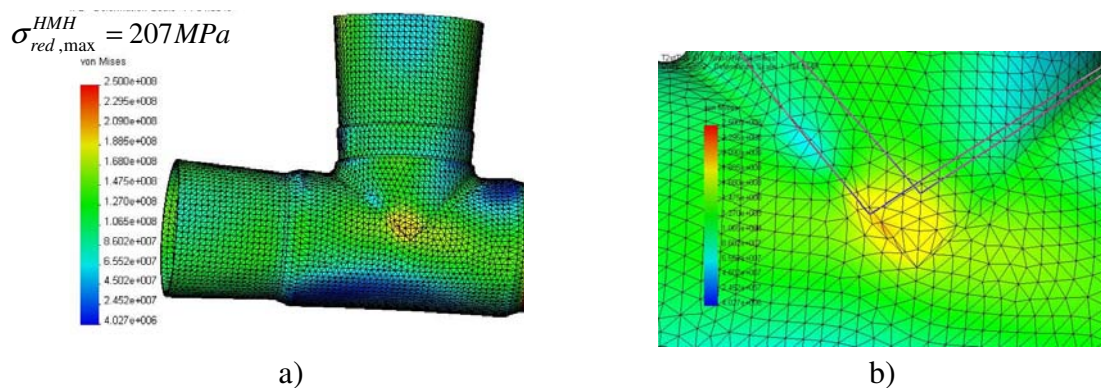
Ako už bolo uvedené, po odizolovaní T-tvarovky na potrubí výtlaku pri turbokompresore TD6 pred halou bolo zistené, že tvarovky potrubného dvora pred druhou halou (obr. 27a) sú odlišné od tvaroviek potrubného dvora pred prvou halou (obr. 27b).

Vzhľadom k uvedenému bol výpočet využitím MKP realizovaný pre obidva typy T-tvaroviek pri rovnakých zaťažujúcich účinkoch (pri rovnakom vnútornom pretlaku a rovnakých integrovaných vnútorných silových veličinách). Pre porovnanie riešených T-tvaroviek uvádzame polia redukovaných napätí pri rovnakom spôsobe uloženia a zaťaženia.

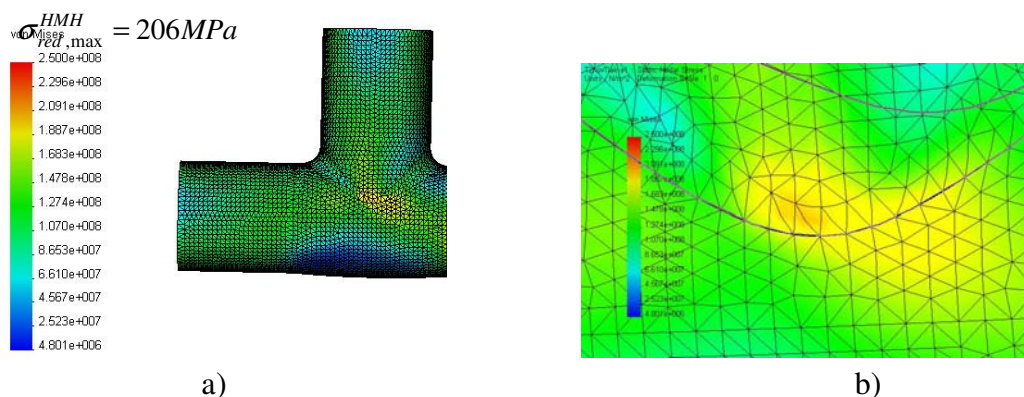


Obr. 27. Model T-tvarovky potrubného dvora a) pred druhou halou; b) pred prvou halou

Napät'ové polia od vnútorného pretlaku 7,35 MPa sú pre T-tvarovky znázornené na obr. 28 pre druhú halu a na obr. 29 pre prvú halu súčasne s detailmi napät'ových polí v najviac namáhaných miestach. Maximálne napätie v T-tvarovke druhej haly dosiahlo 207 MPa, a v T-tvarovke prvej haly 206 MPa, t. j. tvarovky sú úplne ekvivalentné z hľadiska koncentrácie napätia pri zaťažení vnútorným pretlakom.



Obr. 28. T-tvarovka pred druhou halou zaťažená vnútorným pretlakom 7,35 MPa a) pole redukovaných napätí na deformovanej T-tvarovke, b) detail napät'ového poľa v najviac namáhanom mieste



Obr. 29. T-tvarovka pred prvou halou zaťažená vnútorným pretlakom 7,35 MPa a) pole redukovaných napätí na deformovanej T-tvarovke, b) detail napät'ového poľa v najviac namáhanom mieste

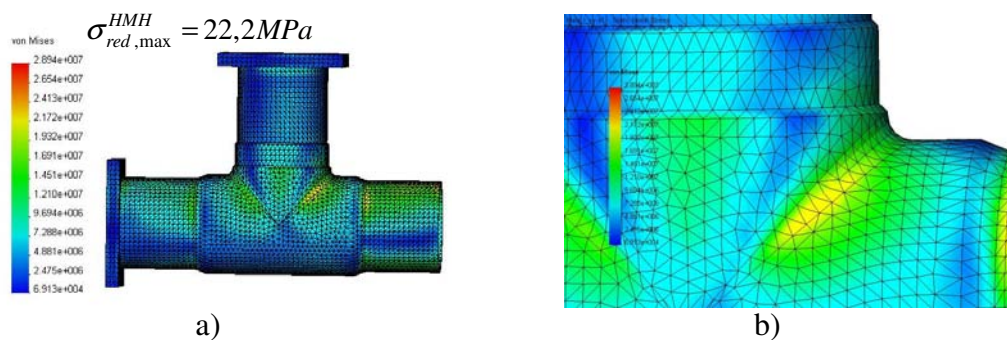
Pri výpočte napätí v T-tvarovkách od integrovaných vnútorných silových veličín určených tenzometrickým meraním v myslených rezoch sa postupovalo tak, že T-tvarovky boli votknuté v priereze dostatočne vzdialenom od miesta zvaru rúry a T-tvarovky, pričom známe vnútorné silové veličiny boli zavedené prostredníctvom namodelovaných tuhých dosiek (obr. 30a a obr. 31a).

Výpočet metódou konečných prvkov bol realizovaný pre prípad zaťaženia s označením A pri ktorom boli tenzometrickým meraním určené v absolútnom vyjadrení najväčšie osovú sily a pre prípad zaťaženia s označením B, pri ktorom boli tenzometrickým meraním určené v absolútnom vyjadrení najväčšie hodnoty ohybových momentov.

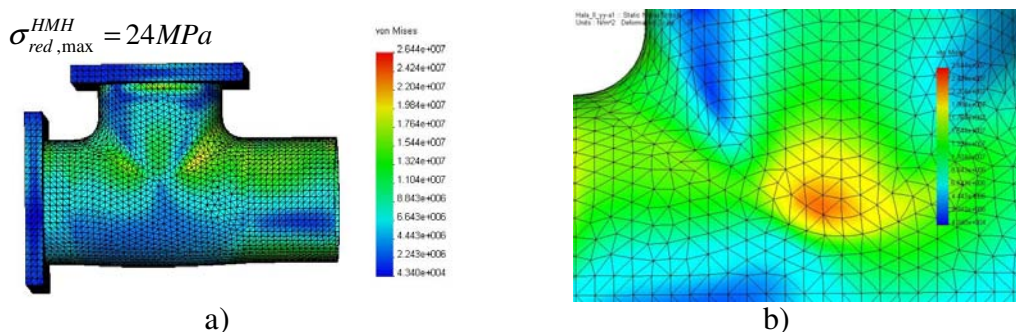
Na T-tvarovke druhej haly bolo v prípade zaťaženia A zistené maximálne redukované napätie 17,2 MPa a v prípade zaťaženia B maximálne redukované napätie 22,2 MPa. Na T-tvarovke prvej haly bolo v prípade zaťaženia A zistené maximálne redukované napätie 17,6 MPa a v prípade zaťaženia B maximálne redukované napätie 24 MPa. Z uvedeného vyplýva, že aj pre tento prípad zaťaženia obidve tvarovky možno považovať za ekvivalentné z hľadiska koncentrátorov napätí i napriek výrazným rozdielom v geometrii a rozmeroch.

Uvedené hodnoty možno považovať za amplitúdy napätia v dôsledku prevádzky ale i v dôsledku vznikajúceho kmitania. Treba však poznamenať že k rozkmitu napätia treba pripočítať i hodnotu napätia od prírastku vnútorného pretlaku, čo predstavuje hodnotu prírastku od dlhodobu registrovanej priemernej hodnoty pretlaku v kolektore výtlaku.

Na obr. 30 a obr. 31 sú znázornené rozloženia redukovaných napätí v T tvarovkách pred druhou halou (obr. 30) a pred prvou halou (obr. 31) pre prípad zaťaženia B s detailmi napät'ových polí v najviac namáhaných miestach.



Obr. 30. T-tvarovka pred druhou halou prípad zaťaženia B. a) pole redukovaných napätí, b) detail napät'ového poľa v najviac namáhanom mieste



Obr. 31. T-tvarovka pred prvou halou prípad zaťaženia B. a) pole redukovaných napätí; b) detail napät'ového poľa v najviac namáhanom mieste

9. Posúdenie bezpečného prevádzkovania potrubného dvora pri zohľadnení koncentrácie napätí v T-tvarovkách

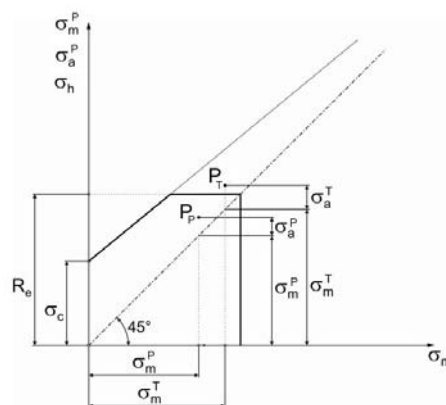
V rámci riešenia projektu [13] bola vykonaná analýza kmitania potrubných dvorov kompresorovej stanice, experimentálna napät'ová analýza prvkov potrubných dvorov ako aj určenie koncentrácie napätia metódou konečných prvkov v T-tvarovkách. Z predloženej analýzy vyplýva

- zvyškové ťahové napätia na povrchu vzorky potrubia dosahujú v obvodovom smere hodnotu 137 MPa,
- obvodové napätia v potrubí od vnútorného pretlaku 7,35 MPa dosahujú hodnotu 112 MPa,
- amplitúda zmien napätí v potrubí od zmien tlaku a od tlakových rázov dosahuje hodnotu cca 42 MPa,
- maximálne redukované napätie v T-tvarovke od vnútorného pretlaku 7,35 MPa je 207 MPa,
- maximálne redukované napätie v T-tvarovke v dôsledku prevádzky ale i v dôsledku kmitania dosahuje 24 MPa.

Ak uvažujeme kompresný pomer 1,43 (tlak v sacom potrubí 5,2 MPa a tlak vo výtlačnom potrubí 7,5 MPa) pracovný bod P_p pre najviac namáhané miesto potrubia je v Smithovom diagrame (obr. 32) určený napätiami $\sigma_m^p = 249$ MPa, $\sigma_a^p = 42$ MPa ($\sigma_c = 192$ MPa, $R_e = 345$ MPa).

Ako vyplýva z obr. 32 pracovný bod P_p sa nachádza pod medznou krivkou materiálu 11 523, takže pri dodržanej kvalite zvarov nemôže dôjsť k porušeniu potrubia na únavu.

Pri posúdení T-tvaroviek vychádzame z numerickej analýzy, podľa ktorej stredné napätie v mieste koncentrácie dosahuje hodnotu 175 MPa. Ak predpokladáme, že v T-tvarovke je rovnaké zvyškové napätie ako v potrubí, pre T-tvarovku platí $\sigma_m^T = 312$ MPa, $\sigma_a^T = 55$ MPa.



Obr. 32. Smithov diagram materiálu 11 523 s pracovnými bodmi pre potrubie (P_p) a pre tvarovku (P_T)

Napätie $\sigma_a^T + \sigma_m^T = 367$ MPa je nad medznou krivkou Smithovho diagramu určenou medzou klzu $R_e = 345$ MPa, t. j. tvarovka by mala v tomto prípade obmedzenú životnosť. Podmienka neobmedzenej únavovej životnosti by mohla byť splnená vtedy, ak by zvyškové napätia v tvarovke nepresiahli hodnotu 115 MPa.

Podľa STN 73 1401 čl.8.2.2 konštrukčný prvok sa nemusí posudzovať na únavu, ak je splnená aspoň jedna z podmienok

$$\gamma_{Ff} \Delta \sigma \leq 26 \varphi_r \varphi_t / \gamma_{Mf}$$

pre najväčší rozkmit napätia, resp.

$$N \leq 2 \cdot 10^6 \left[(36 \varphi_r \varphi_t / \gamma_{Mf}) / (\Delta \sigma_E \gamma_{Ff}) \right]^3$$

pre najväčší počet cyklov,

kde γ_{Ff} je parciálny súčiniteľ spoľahlivosti únavového zaťaženia,

γ_{Mf} - parciálny súčiniteľ spoľahlivosti únavovej pevnosti,

φ_r - súčiniteľ nesúmernosti kmitu,

φ_t - súčiniteľ vplyvu hrúbky,

$\Delta\sigma_E$ - ekvivalentný konštantný rozkmit normálového napätia pri $N = 2 \cdot 10^6$ kmitoch.

Po zohľadnení hodnôt napätí a jednotlivých súčiniteľov je splnená len druhá podmienka a teda výpočet na únavu i so zohľadnením koncentrátorov napätí a odtlakovania a opätovného natlakovania potrubia podľa príslušnej normy nevyžaduje posúdenie na únavu, čo je v súlade so závermi aj predchádzajúcich správ, pretože rozkmit napätia i so zohľadnením parciálnych súčiniteľov spoľahlivosti je menší ako 90 MPa.

10. Diskusia o cieľoch a dosiahnutých výsledkoch

Vychádzajúc z poznatkov a požadovaných cieľov boli pre riešenie definované nasledovné úlohy:

- Identifikovať kritické miesta potrubného dvora a potenciál prevádzkovania pri definovaných vyšších kompresných pomeroch. Využiť existujúcu dokumentáciu a analyzovať dostupné výskumné správy v tejto oblasti.
- Navrhnuť technologický postup a metodiku merania potrebných veličín pre overenie bezpečného prevádzkovania potrubných dvorov pri kompresnom pomere väčšom ako 1,39.
- Realizovať potrebné meranie pri praktickom overovaní prevádzky podľa predchádzajúceho bodu.
- Verifikovať navrhnutý postup meraním.
- V prípade zistenia neprijateľných hodnôt analyzovať príčiny ich vzniku a navrhnuť spôsob ich eliminácie.

Riešitelia pri štúdiu podkladov zistili, že kompresné pomery aj v minulosti prekračovali hodnoty 1,39 čo vyplýva zo záznamov ktoré riešiteľský kolektív získal od prevádzkovateľa.

Podľa údajov prevádzkovateľa najnižší tlak na vstupe počas dlhodobej prevádzky je okolo 4,3 MPa. V tabuľkových hodnotách, ktoré mali riešitelia k dispozícii, najnižšia hodnota tlaku na vstupe bola 4,391 MPa. Takisto podľa údajov prevádzkovateľov najvyššia hodnota tlaku na výstupe neprekračuje spravidla 7,35 MPa. Z údajov o tlakových stratách medzi kompresorovými stanicami jednoznačne vyplýva, že s rastúcim prepravovaným množstvom v miliónoch m³/deň tlakové straty narastajú.

S rastúcim objemom plynu tlakové straty narastajú, ale v súvislosti so skutočnosťou, že pracujú všetky kompresorové stanice, kompresné pomery klesajú.

Medzi nevyhnutne potrebné údaje pre určenie nielen kvalitatívnych ale aj kvantitatívnych parametrov overenia bezpečného prevádzkovania patria hladiny zvyškových napätí, pretože tieto pri určitej hodnote, najmä z hľadiska únavového poškodenia (čo je najčastejší prípad vzniku trhlín) hrajú mimoriadne dôležitú úlohu.

Na základe tenzometrickej metódy odvrátavania bolo zistené, že hladiny zvyškových napätí prekračujú 130 MPa a sú po hrúbke rozložené nerovnomerne. Pre kvantifikáciu ich vplyvu na životnosť postačuje ich vyhodnotenie v zmysle normy ASTM E 83701, ktorá predpokladá rovnomerné rozloženie po hrúbke. Presnosť dosiahnutá vyhodnotením v zmysle tejto normy je postačujúca pre výsledné posúdenie. Z hodnotenia mechanických vlastností materiálu

odobratej vzorky potrubia so zvarom vyplynulo, že základný materiál aj zvarový spoj odpovedá svojimi mechanickými vlastnosťami oceli akosti 11 523 (ekvivalent ocele St 52-3 z ktorej bolo potrubie vyrobené). Vykazuje vysoké hodnoty vrubovej húževnatosti pri teplote 20°C a rovnako únavové vlastnosti spĺňajú kritériá Štátneho výskumného ústavu v Prahe. Namáhanie vzoriek striedavým súmerným ohybom v oblasti vysokodeformačnej únavy však odhalilo nedokonalosti vo zvaroch, ktoré boli príčinou iniciácie trhlín pri únavovom porušení.

Riešitelia podrobne analyzovali viaceré dostupné výskumné správy týkajúce sa kmitania potrubných dvorov kompresorových staníc s turbokompresormi o výkone 6 MW. Podrobne preštudovali i práce týkajúce sa uloženia potrubných dvorov na vibroizolačné podložky, ktoré boli publikované v literatúre [10,11,12]. Mimoriadnu pozornosť venovali štúdiu prác týkajúcich sa vplyvu tlakových rázov na bezpečnosť tlakových systémov. V metodike riešenia úlohy tieto poznatky boli využité ako vstupné parametre pre potvrdenie vzniku tlakových rázov v slepých odbočkách s väzbou na kritickú rýchlosť prúdenia plynu v potrubí ako aj vplyv týchto tlakových rázov na namáhanie potrubného dvora.

Vznik prevádzkovej poruchy (trhliny) na potrubnom dvore umožnil odhalenie rozdielnych T tvaroviek na halách. Rozdielna geometria, predovšetkým vnútorná svetlosť a polomer zaoblenia obtokovej hrany neumožňujú prebrať úplne presne veľkosti kritických rýchlostí, frekvencií ako aj tlakových rázov určené v literatúre [3], lebo práve tieto parametre významným spôsobom ovplyvňujú samotný vznik Helmholtzovho kmitania. Navyše odbočky nie sú priame a v prípade krajných turbokompresorov sa vyskytujú oblúky s uhlom 90°.

Z výkresovej dokumentácie, ale aj z poznania reálnej konštrukcie potrubného dvora pred halou boli zistené tak veľké rozdiely v geometrii a v uložení, že tieto nie je možné presne matematicky popísať okrajovými podmienkami čo v plnom rozsahu potvrdilo skutočnosť, že len experimentom možno spoľahlivo a relevantne riešiť danú úlohu. Sú tu i ďalšie skutočnosti, ktoré výrazným spôsobom ovplyvňujú správanie sa potrubného dvora.

Pružné uloženia guľových ventilov nie je rovnaké, a v podstate ani nie je možné vykonať ich kontrolu. Potrubný dvor pred niektorými halami je uložený na vibroizolačných podložkách a za predpokladu správneho naladenia možno očakávať podstatne nižšie namáhanie v jednotlivých prvkoch.

So zreteľom na výsledky vyplývajúce z analýzy výskumných správ ale aj na nedostupnosť definovania relevantných okrajových podmienok pre numerickú analýzu bola riešiteľmi navrhnutá metodika experimentálnej analýzy kmitania potrubného dvora.

Okrajové podmienky potrubného dvora pred halou je veľmi obtiažné definovať. Vyžadujú si rozsiahle experimentálne overenie, ktoré vzhľadom na spôsob pripojenia pomocou kobýl ale aj zaústenia potrubia do zeme nebolo možné v tak krátkom časovom intervale vykonať. Turbokompresory na hale boli mimo prevádzky, takže meniť slepé odbočky ich zapínaním alebo vypínaním nebolo možné.

Experimentálnou analýzou kmitania bolo potvrdené, že skúmanie vplyvu tlakových rázov bude najvhodnejšie na T tvarovke odbočky výtlaku TD 6. V priebehu merania došlo k vzniku nadmerných kmitov, čo bolo dokumentované nameranými zrýchleniami vo vertikálnom smere na prepúšťacom potrubí a preťaženie bolo registrované na krajných kompresoroch haly. Toto meranie umožnilo voľbu miesta tenzometrickej analýzy napätosti. Pri tomto meraní nebolo možné zaradiť niektoré tandemy turbostrojov 6 MW. Kritická rýchlosť prúdenia v potrubí výtlaku bola dosiahnutá na relatívne krátky čas, ktorý bol ale postačujúci na overenie podmienok vzniku Helmholtzovho kmitania a tiež namáhania uzla. V plnom rozsahu tak bola overená možnosť určenia koncentrácie napätia ale aj odozvy na tlakové rázy v slepej odbočke turbokompresora TD6.

Tenzometrické meranie realizované súbežne s meraním kmitania pred halou v plnom rozsahu potvrdilo predpoklady riešiteľov a ukazuje na relatívne veľké zmeny integrovaných vnútorných silových veličín, ktoré v prípade osových síl po natlakovaní nadobúdajú kladné aj záporné hodnoty.

Namerané časové priebehy umožňujú identifikovať najnepriaznivejšie kombinácie ako vstupné údaje pre analýzu MKP.

Na základe analýzy možno konštatovať, že vznik tlakových rázov viazaný na kritickú rýchlosť prúdenia plynu v kolektore výtlaku resp. medzitolaku nespôsobí trhliny v potrubnom dvore pokiaľ bude zabránené vzniku rezonančných stavov.

Zníženie namáhania potrubného dvora pred halou môže byť dosiahnuté uložením potrubného dvora na nové pružné vibroizolačné podložky, ktoré pri správnom naladení môžu výrazne znížiť amplitúdy kmitov ale aj posunúť frekvenčné pásma kmitania. Rezonančným stavom možno predísť i presne definovanými postupmi radenia turbokompresorov a meraním rýchlosti prúdenia plynu predovšetkým v kolektore výtlaku. Analýza radenia turbokompresorov musí zohľadňovať podmienky uloženia potrubného dvora ktoré, v stave v akom je v súčasnosti potrubný dvor pred halou II a halou I, nemožno definovať.

Overenie dopadov je možné vykonať len experimentálnym postupom po úprave uložení potrubného dvora.

11. Záver

Na základe podrobnej analýzy poznatkov z dostupných výskumných správ, konzultácií s prevádzkovateľmi zariadenia a s pracovníkmi diagnostiky strojov ako aj na základe vlastných expertíznych meraní vykonaných priamo v prevádzke, modelovania a výpočtov možno vysloviť nasledovný záver.

Kompresorovú stanicu možno prevádzkovať pri kompresnom pomere nad 1,39 (do kompresného pomeru 1,43) za predpokladu, že zvary odpovedajú požiadavkám ktoré sú kladené na takéto zariadenia. Pri zvyšovaní kompresného pomeru tlak vo výtlacom potrubí závisí aj od tlaku na vstupe, t. j. vysoký tlak na výstupe spôsobujúci medzný stav je výslednou kombináciou vysokého kompresného pomeru a odpovedajúceho vstupného tlaku. Prevádzkovanie pri požadovaných kompresných pomeroch môže byť realizované len za podmienky vylúčenia vzniku nadmerného kmitania vyvolaného nesprávnym radením turbokompresorov. Pri vzniku rezonančných stavov v dôsledku Helmholtzovho stojatého vlnenia sú najviac namáhané oblasti s koncentrátormi napätí, t. j. miesta tvaroviek ako aj zvarov, ktoré boli analyzované numerickými a experimentálnymi metódami. Správne radenie turbokompresorov musí byť viazané s riešením vplyvu tlakových rázov, pretože ich výskyt bol riešiteľmi jednoznačne potvrdený. Správne radenie turbokompresorov do jednotlivých stupňov musí zohľadňovať skutočné väzbové podmienky potrubného dvora a predchádzanie nadmernému kmitaniu môže byť riešené vhodnou voľbou a správnym naladením vibroizolačných podpier. Definovanie okrajových podmienok a vhodného naladenia sústavy potrubného dvora vyžaduje rekonštrukciu podpier potrubného dvora.

Pod'akovanie: Autori ďakujú MŠ SR za podporu v rámci riešenia projektu Štátneho programu výskumu a vývoja č. 2003 SP 51/028 00 09/028 09 11.

Literatúra

- [1] Benča, Š., Élesztös, P., Pobežal, P.: *Opakované tenzometrické meranie a výpočet síl na prírubách kompresora „Nuovo Pignone“ v KS Jablonov nad Bodvou*. Výskumná správa STU Bratislava, 1995.
- [2] Benča, Š., Élesztös, P., Poděbradský, J., Jančo, R.: *Vplyv tlakových rázov na bezpečnosť potrubných systémov. Pribežná správa k ZoD 40/98 – Čiastková úloha 05/2001*. Bratislava, Jún 2002.
- [3] Benča, Š., Élesztös, P., Poděbradský, J., Jančo, R.: *Vplyv tlakových rázov na bezpečnosť potrubných systémov. Záverečná správa k ZoD 40/98 – Čiastková úloha 05/2002*. Bratislava, November 2002.
- [4] Benča, Š., Élesztös, P., Poděbradský, J.: *Vplyv tlakových rázov na bezpečnosť potrubných systémov. Záverečná správa k ZoD 40/98 – Čiastková úloha 05/2001*, Bratislava, November 2001.
- [5] Cyrus, V., Folta, V.: *Pulzace v potrubním systému kompresorových stanic s turbodmyčadly o výkonu 6 MW – rozbor, návrh opatření k jejich odstránění*. Výskumná správa SVÚSS 92-04006, Praha-Běchovice, Október 1992.
- [6] Cyrus, V., Šprinc, M.: *Měření pulsací tlaku v potrubním systému kompresorové stanice KS 2 v Jablonove nad Turňou u 1. a 2. haly*. Výskumná správa SVÚSS 94-04001, Praha-Běchovice, Jún 1994.
- [7] Fürbacher, I. a kol.: *Lexikon technických materiálu se zahraničními ekvivalenty*, Verlag Dashöfer, Praha, 2005.
- [8] Navrátil, M., Pluhař, O.: *Měření a analýza mechanického kmitání. Metódy a přístroje*. SNTL Praha, 1986
- [9] Randall, R. B.: *Frequency analysis*. Brüel & Kjaer, Naerum, 1987
- [10] Rejent, B. a kol.: *Procesy optimalizace ukladaní potrubí při rekonstrukční technologii kompresních stanic*. Slovgas XIII, 5/2004, str.15-18.
- [11] Rejent, B., Zástěra, M., Vrbovský, V., Šimko, P.: *Opravy a údržba uloženia plynovodných potrubí na kompresorových staniciach (I. časť)*. Slovgas IX, 1/2000.
- [12] Rejent, B., Zástěra, M., Vrbovský, V., Šimko, P.: *Opravy a údržba uloženia plynovodných potrubí na kompresorových staniciach (II. časť)*. Slovgas IX, 3/2000, str.6-9.
- [13] Trebuňa, F. a kol.: *Overenie bezpečného prevádzkovania potrubného dvora strojov 6 MW KS 01 Veľké Kapušany pri kompresných pomeroch vyšších ako 1,39 (1,42÷1,43)*. Záverečná správa. KAMaM, SjF TU v Košiciach, 2006.
- [14] Trebuňa, F. a kol.: *Určenie zostatkovej životnosti potrubného dvora prvej haly kompresorovej stanice vo Veľkých Kapušanoch*. Výskumná správa Sjf TU v Košiciach, 1999.
- [15] Trebuňa, F., a kol.: *Určenie zvyškovej životnosti potrubných dvorov III. etapa. Záverečná správa*. Výskumná správa, Sjf TU v Košiciach, 2003.
- [16] Trebuňa, F., Šimčák, F., Bocko, J., Ritók, J., Trebuňa, P.: *Hodnotenie životnosti potrubí na kompresorových staniciach numerickými a experimentálnymi metódami pružnosti*. Slovgas XIII, 2/2004.

- [17] Trebuňa, F., Šimčák, F., Kováč, D.: *Príspevok k analýze dynamických procesov ovplyvňujúcich životnosť potrubí na kompresorových staniciach*. Slovgas XIII, 6/2004.
- [18] Trebuňa, F., Šimčák, F., Senko, P., Šarga, P., Pástor, M., Trebuňa, P.: *Nové možnosti určenia zvyškových napätí vyvolaných výrobou, prípadne montážou a ich uplatnenie v plynárenských potrubných sústavách*. Slovgas, XV, 5/2006, str. 18-23.
- [19] Trebuňa, F., Šimčák, F.: *Kvantifikácia zvyškových napätí tenzometrickými metódami*. Grafotlač, Prešov, 2005.
- [20] Trebuňa, F., Šimčák, F.: *Odolnosť prvkov mechanických sústav*. Emilena, Košice, 2005.
- [21] Žiaran, S.: *Znižovanie kmitania a hluku v priemysle*. STU, Bratislava, 2006.