



DESIGN ANALYSIS OF STUD TENSIONER OF NUCLEAR REACTOR MAIN FLANGE JOINT

Petr MARKOV, Jiří GREGOR, Petr FRIEDL, Kateřina LINDNEROVÁ*

***Summary:** This contribution presents calculational methods and models used in performing stiffness and dynamical analyses of the main flange joint stud tensioner for the nuclear power plant in Lungmen, Taiwan. Its general supplier is GENERAL ELECTRIC COMPANY who has ordered the development and manufacturing of the stud tensioner in the ŠKODA JS a.s. company. A stud tensioner is an equipment to ensure proper tightening of the main flange joint stud bolts thus achieving its secure leak-proofness in all regimes that may occur during the reactor operation lifetime. In addition, it serves as a tool used for disassembling the flange joint and transporting the released head of the reactor pressure vessel. The contribution specifies both key requirements on stud tensioner as they have been set out by the ordering party and the corresponding calculational procedures adopted to ensure reflecting them.*

1. ÚVOD

V příspěvku jsou popsány výpočtové postupy a výpočtové modely použité pro pevnostní a dynamické výpočty utahováku matic hlavního přírubového spoje pro jadernou elektrárnu v Lungmenu na Taiwanu. Generálním dodavatelem této elektrárny je firma GENERAL ELECTRIC COMPANY, která si vývoj a výrobu utahováku matic u firmy ŠKODA JS a.s. objednala.

Utahovák matic je zařízení, kterým se zajišťuje správné dotažení šroubů hlavního přírubového spoje tlakové nádoby jaderného reaktoru, aby se dosáhlo zaručené těsnosti tohoto spoje při všech režimech, které během provozu reaktoru mohou nastat. Současně slouží i k demontážím tohoto přírubového spoje a k přemísťování uvolněného víka tlakové nádoby reaktoru. V příspěvku jsou popsány hlavní požadavky na utahovák matic, které byly stanoveny zadavatelem této zakázky, výpočtové modely a výpočtové postupy, kterými bylo zajištěno jejich respektování.

Za provozu reaktoru je utahovák matic odložen mimo reaktor. V průběhu povolování nebo utahování spočívá utahovák na víku reaktoru a po jeho povolení se víko spolu s utahovákem dopraví na připravený podstavec a uvolní se tak přístup do reaktoru.

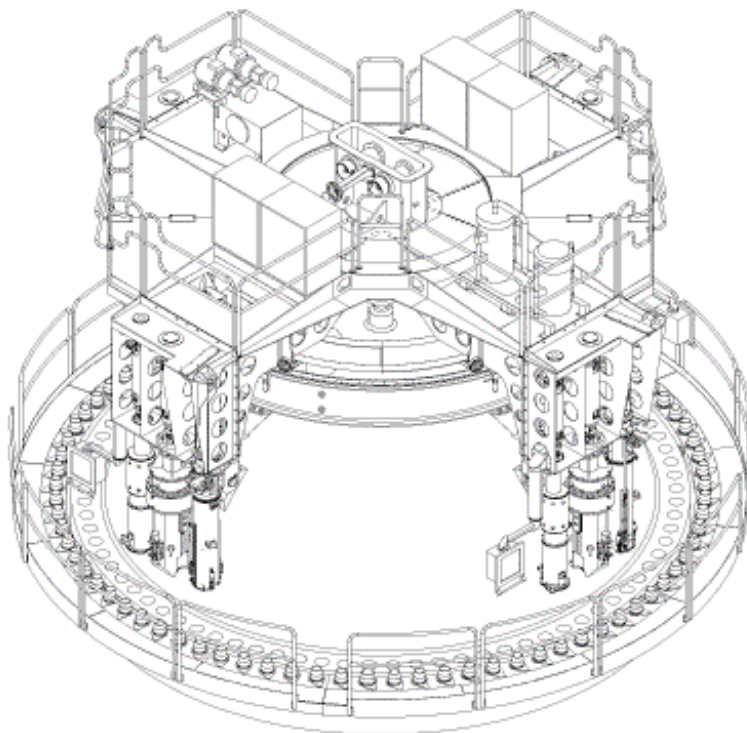
2. POPIS KONSTRUKCE

Nosná konstrukce utahováku matic je nesena dvojitém hákem jeřábu reaktorové budovy. Celý systém je konstruován tak, aby spolu s utahovákem bylo přenášeno i víko reaktoru a odkládací paleta s maticemi a dalším potřebným materiálem. Vlastní utahovák má čtyři ramena, na kterých jsou zavěšeny vždy tři jednotky – čistící, napínací a vytáčetí.

Utahovák matic (viz Obr. 1) se skládá ze čtyř hlavních částí: nosné konstrukce, otočného rámu, pracovních jednotek a palety s plošinou. Základ nosné konstrukce tvoří tzv. traverza, v jejíž horní části

* Ing. Petr Markov, CSc., Ing. Jiří Gregor, Ing. Petr Friedl, Ing. Kateřina Lindnerová,
ŠKODA JS a.s., Orlik 266, 316 06 Plzeň,
pmarkov@jad.ln.skoda.cz, pfriedl@jad.ln.skoda.cz, klindnerova@jad.ln.skoda.cz

jsou umístěny dva mohutné čepy pro zavěšení na dvojitý hák jeřábu. Dolní část traverzy tvoří čtyři ramena, která jsou pomocí patkových čepů spojena s patkami, do kterých jsou zasunuty a upevněny maticemi vidlice. Vidlice slouží ke spojení nosné konstrukce utahováku matic s víkem tlakové nádoby reaktoru. Při přepravě je po demontáži tímto způsobem nesené víko tlakové nádoby spolu s utahovákem matic. Při montáži nebo demontáži víka je naopak ustaven utahovák na víku uloženém na tlakové nádobě reaktoru a při odstávce reaktoru je utahovák takto spojený s víkem odložen mimo reaktor. Na horní ploše patek nosné konstrukce je přišroubován prstenec, který tvoří dráhu pro otočný rám. Součástí prstence je osm aretačních čepů, kterými se spojuje nosná konstrukce s otočným rámem při transportech a při seismických událostech.



Obr. 1. Utahovák matic víka tlakové nádoby reaktoru

Základ otočného rámu tvoří svařenec ve tvaru kříže. Do každého ramene tohoto kříže jsou namontovány dvě pojezdové kladky a jeden pastorek s vodící kladkou. Pojezdové kladky umožňují otáčení rámu. Pastorky slouží k pohonu a radiálnímu vedení otočného rámu vůči prstenci nosné konstrukce. Na konci ramen otočného rámu jsou upevněna hnízda jednotek. Do nich jsou zamontovány závěsy, které slouží pro spouštění a zdvihání pracovních jednotek.

V každém hnízdu jednotek je zavěšena čistící jednotka o hmotnosti přibližně 200 kg, napínací jednotka o hmotnosti asi 1500 kg a vytáček jednotka o hmotnosti asi 240 kg. K hnízdům jednotek je dále upevněna pomocí konzol paleta s plošinou. Její celková hmotnost je přibližně 6800 kg.

Paleta s plošinou je samostatným celkem, který se skládá ze čtyř vzájemně sešroubovaných segmentů. Součástí každého segmentu je závěsný čep. Tyto čepy slouží pro manipulaci a transport smontované palety. Smontovaná plošina se zavěšuje na utahovák matic pomocí čtyř ručně ovládaných řetězových zvedáků, umístěných na bocích hnízd jednotek otočného rámu.

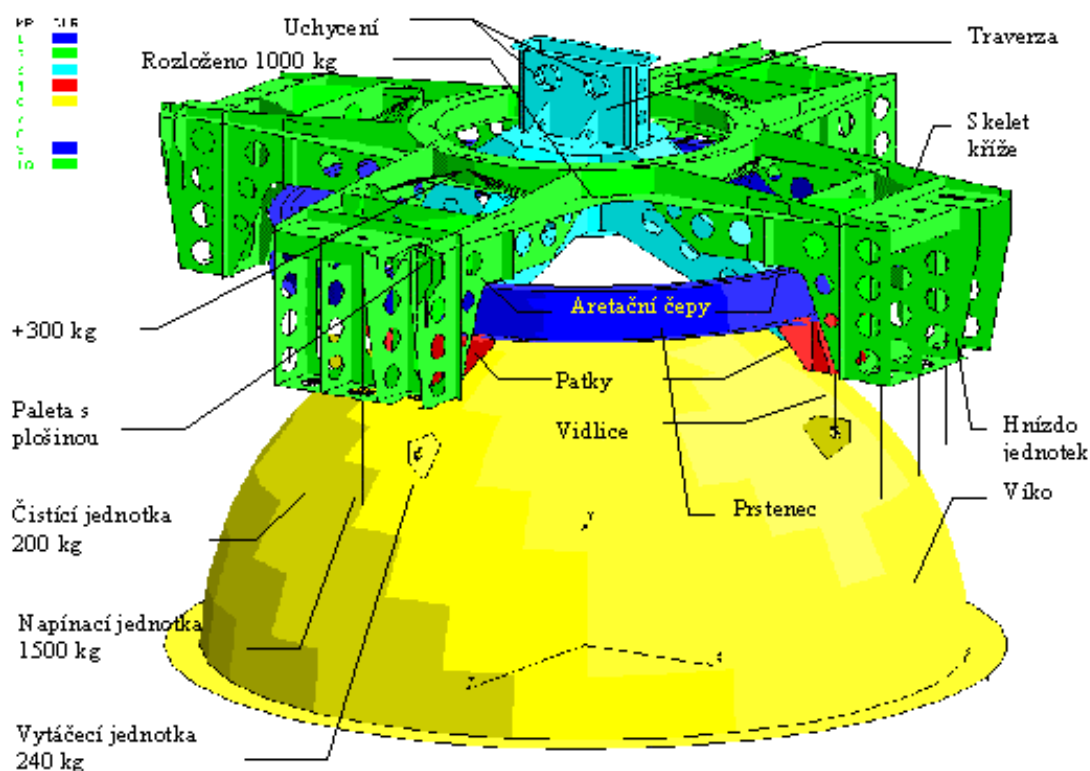
3. POŽADAVKY NA KONSTRUKCI

Požadavky na konstrukci utahováku matic byly předepsány firmou GENERAL ELECTRIC podrobnou specifikací [1], která popisuje všechny požadavky na použití norem, konstrukci, volbu materiálu, výpočty, výrobu, kontroly, testování a dokumentaci. Části konstrukce utahováku matic jsou touto specifikací rozděleny do dvou kategorií.

Části, které jsou na tzv. zvedací cestě, jsou klasifikovány jako „safety related“, ostatní části pak jako „not safety-related“. Celé zařízení je klasifikováno z hlediska seismicity jako zařízení seismické kategorie IIC s tím, že nosná konstrukce musí během události SSE (Safe Shutdown Earthquake) zůstat vzpřímená a stabilní, pokud je uložena na odkládací ploše. Tato konstrukce musí tedy být počítána tak, aby nedošlo k jejímu zhroucení při SSE.

Předepsané normy, dle kterých byl utahovák matic počítán a dimenzován, jsou americké normy AISI, ASME, ASTM a další.

Konstrukční životnost utahováku matic je 40 let se započítáním koroze, eroze a degradace materiálu, s výjimkou vyměnitelných položek jako jsou těsnění, ucpávky, ložiska, mazací materiály atd. Ty však musí mít minimální životnost 48 měsíců. V průběhu 40 let životnosti se předpokládá 4000 operačních cyklů pro každou jednotku.



Obr. 2. Výpočtový model utahováku matic

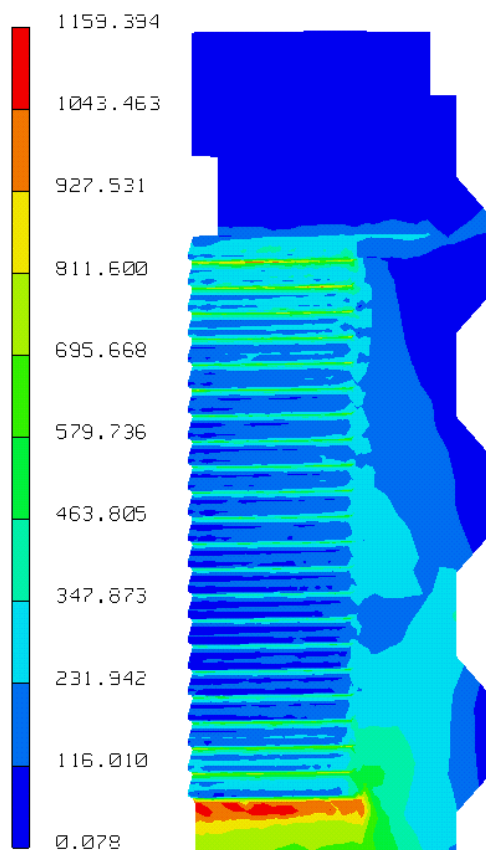
4. VÝPOČTOVÉ MODEL Y

Výpočtové modely byly tvořeny podle konstrukčních modelů dodaných v CAD systému I-DEAS a byly převáděny na výpočtové modely pro metodu konečných prvků. Ty pak byly řešeny v programových souborech COSMOS/M a I-DEAS.

Pro statický a dynamický výpočet nosné konstrukce a konstrukce otočného rámu byl použit výpočtový model celého utahováku matic dle Obr. 2. Ten je vytvořen pro program COSMOS/M.

Části, které jsou vyrobeny z plechu, jsou modelovány silnostěnnými skořepinovými prvky se čtyřmi uzly (SHELL4T), nosníky jsou modelovány prostorovými nosníkovými prvky (BEAM3D). Pro spojení některých částí modelu jsou použity prostorové prutové prvky (TRUSS3D) a pružinové prvky (SPRING). Některé nesené části (jednotky, paleta) jsou nahrazeny hmotnostními prvky (MASS).

Pro výpočet simulace zátěžové zkoušky byla použita část předchozího výpočtového modelu, zahrnující díly nosné konstrukce, která se této zkoušce podrobuje. Pro detailní výpočty vybraných částí byly tvořeny výpočtové modely převážně prostorové s elementy typu SOLID, TETRA4 a TETRA10. Nejvíce namáhanou částí je napínací jednotka. Ta byla modelována po jednotlivých částech. Na Obr. 3 je vyobrazen výpočtový model tělesa této jednotky s graficky znázorněnou napjatostí.



Obr. 3. Těleso napínací jednotky – výsledná napjatost

5. POUŽITÉ MATERIÁLY

Materiál pro výrobu jednotlivých částí utahováku matic byl volen v souladu s požadavky uvedenými ve specifikaci [1] a podle zatížení jednotlivých uzlů. Nejvíce zatížené části jsou některé části napínací jednotky a aretační čepy. Například pro táhlo napínací jednotky byl vybrán materiál A668 Gr.X6 C1.M, který má minimální mez kluzu 758 MPa a minimální mez pevnosti 930 MPa.

6. DOVOLENÉ NAMÁHÁNÍ

Zvláště přísné bezpečnostní koeficienty byly předepsány pro ty části, na které za provozu zavěšujeme víko tlakové nádoby. Protože většina těchto nosných elementů je zdvojená (viz např. dvojitý hák jeřábu, dva nosné čepy v traverze, čtyři ramena traverzy, z nichž dvě nesou podstatnou část zatížení, atd.), platí dva předpisy. Pro tzv. duální cestu je předepsán bezpečnostní koeficient 3 k mezi kluzu a 5 k mezi pevností. Pro samotné části (nezdvojené) platí potom dvojnásobné hodnoty

těchto koeficientů, tedy 6 k mezi kluzu a 10 k mezi pevnosti. Navíc i části na duální cestě, musely být kontrolovány pro případ selhání jedné větve, tedy pro případ, kdy zavěšení je realizováno pouze jednou polovinou předpokládaného duálního závěsu. V tomto případě však jsou jednotlivé části navzájem v jiné poloze.

7. STATICKÉ VÝPOČTY

Statické výpočty jsme provedli pro výpočtový model sestavy utahováku matic ve dvou základních polohách, pro vybrané části a pro zátěžovou zkoušku. Prvý výpočet sestavy utahováku byl proveden pro situaci, kdy je utahovák matic spolu s víkem tlakové nádoby reaktoru zavěšen na jeřábu. Tato poloha je typická pro použití přísnějších kritérií pro dovolené namáhání, protože většina prvků utahováku matic slouží jako součásti zdvihadího zařízení, které nese velmi hmotné víko reaktoru.

Druhá poloha je zvolena z pracovních poloh, kdy je utahovák matic ustaven na tlakové nádobě, přičemž otočný rám je pootočen o 45°. Tato poloha je nejméně příznivá ze všech poloh, při nichž není otočný rám zajištěn aretačními čepy.

Simulace zátěžové zkoušky byla počítána pro ověření, zda je možno bez obav z trvalých deformací provést předepsanou zátěžovou zkoušku.

Dále byly počítány jednotlivé části, které byly kontrolovány buď klasickým přístupem (čepy, kladky, šroubové spoje), nebo byly modelovány programem I-DEAS a COSMOS/M. Metodou konečných elementů byly kontrolovány jednotlivé části závěsu napínací jednotky a vlastní napínací jednotka. Závěs napínací jednotky byl vybrán vzhledem k největšímu namáhání při jeho zatížení tíhou napínací jednotky, která je ze všech jednotek nejhmotnější.

Napínací jednotka je nejvíce namáhanou částí celého zařízení. Její jednotlivé části - táhlo, prstenec, pouzdro, těleso, píst, víko, válec, vložka a závěsná část byly jednotlivě modelovány, zatěžovány a pevnostně vyhodnocovány podle normy [2]. Všechny počítané části pevnostně vyhověly.

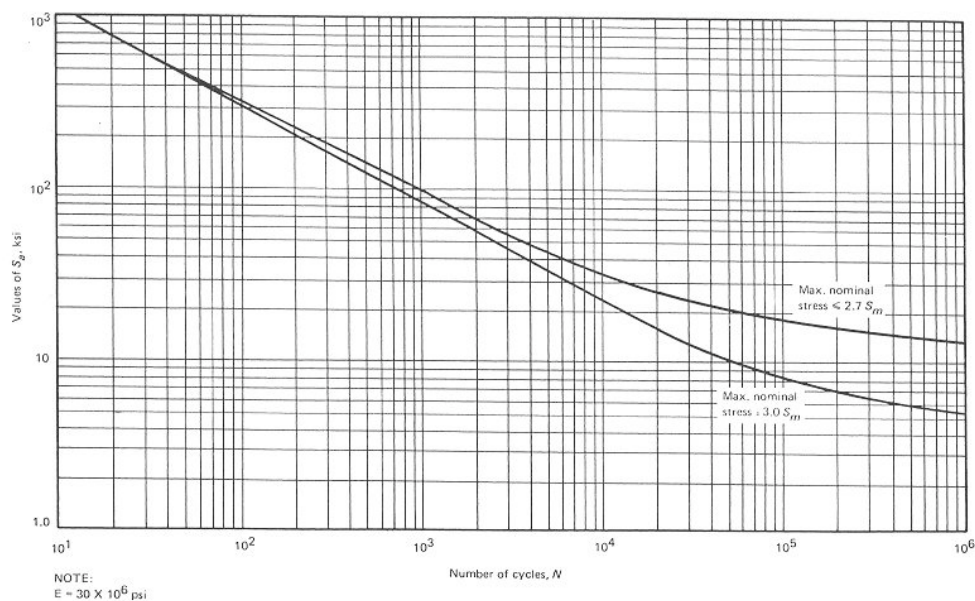
8. ŽIVOTNOST

Zákazníkem požadovaná životnost pouzdra, prstence a tělesa napínací jednotky je 4000 cyklů. Výpočet životnosti byl proveden podle metodiky ASME Code, Section III, Div. 1, Appendices. Podle výpočtu uvedeného v [6] je střední maximální napětí pouzdra 426 MPa a maximální špičkové napětí dosahuje hodnoty $\sigma_p = 1257$ MPa, případně 1159 MPa u táhla. Napětí σ_p vstupuje do výpočtu malocyklové únavy. Jak je vidět z Obr. 4, pro amplitudu $\sigma_a = \sigma_p/2 = 629$ MPa, pohybuje se počet dovolených cyklů kolem 1000.

Protože výsledky výpočtu životnosti (malocyklové únavy) jsou pro nejvíce exponované části napínací jednotky (táhlo a pouzdro) neuspokojivé, byl proveden experiment v měřítku 1:1 cyklováním na požadovaných 4000 cyklů. Na Obr. 5 je zachycena napínací jednotka nainstalovaná na speciálně vyrobeném standu při zkoušce malocyklové únavy.

Výsledky experimentu jsou obsaženy ve zprávě [8]. Ukázalo se, že napínací jednotka vydrží 4000 cyklů bez jakýchkoliv známek porušení.

Výsledky tohoto experimentu nás vedou k úvaze, o výpočtu dovoleného počtu cyklů. Ukázalo se, že v případě vysoké koncentrace napětí tohoto typu (koeficient koncentrace $\alpha = 4$ až 5) je lépe použít



Obr. 4. Únavová křivka dle ASME Code, Section III

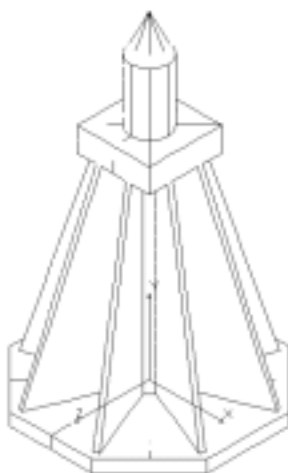
jako hodnotu σ_a velikost maximálního středního napětí, tj. kategorii (σ_1) – „membránové napětí“. V našem případě tedy bude $\sigma_a = \sigma_m = 426$ MPa. Tomu odpovídá dle Obr. 4 dovolený počet cyklů kolem 4000, což koresponduje s výsledky experimentu. Bohužel není známa bezpečnost proti porušení, protože počet cyklů do porušení jsme z ekonomických a časových důvodů nemohli zjistit.

9. DYNAMICKÉ VÝPOČTY

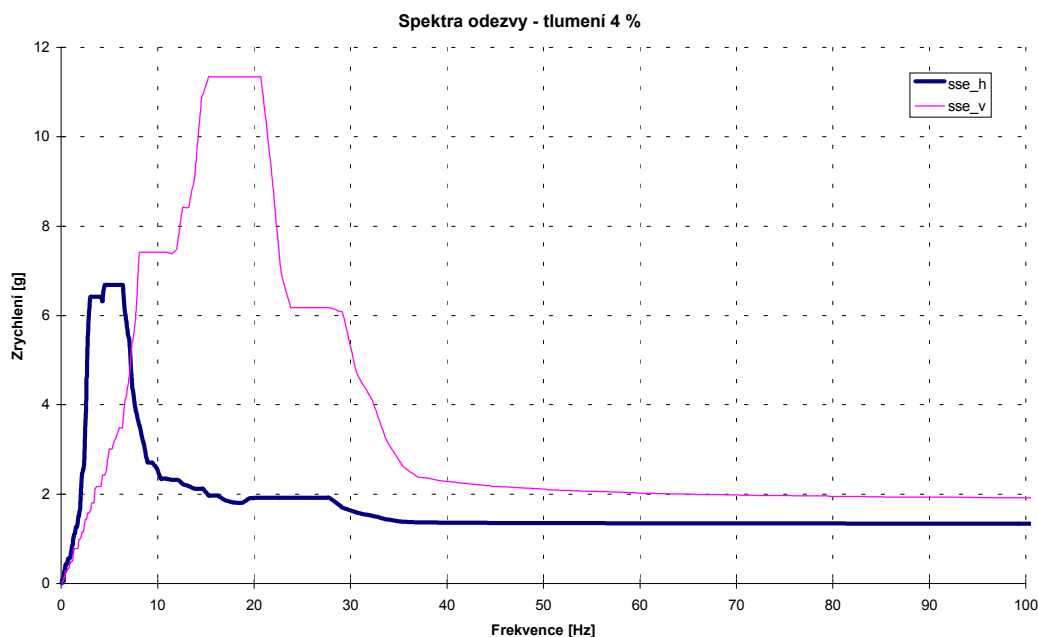
Pro dynamické výpočty byl použit výpočtový model, který je vyobrazen na Obr. 2, pouze s tím rozdílem, že zde není uvažována hmotnost plošiny 6800 kg. Víko tlakové nádoby je usazeno na třech nosných hřebec (viz Obr. 6). Pata každého nosného hřebu je upevněna k základové desce. Zatížení konstrukce je vyvozeno zadanými spektry odezvy zrychlení v horizontálním a vertikálním směru, která působí na patky nosných hřebů. Zadaná spektra odezvy zrychlení pro předepsaný útlum 4% jsou vyobrazena na Obr. 7.



Obr. 5. Napínací jednotka na standu při zkoušce malocyklové únavy



Obr. 6. Nosné hřeby pro uložení víka tlakové nádoby reaktoru s utahovákem matic



Obr. 7. Zadaná spektra odezvy zrychlení

Nejprve jsme spočetli 200 vlastních frekvencí a jim odpovídajících tvarů kmitání. Podle Obr. 7 bychom mohli uvažovat pouze vlastní frekvence do 40 Hz. Spočtením participačních faktorů jsme však zjistili, že značný vliv mají i módy č. 57 a 150, které mají frekvence 45,3 Hz a 95,2 Hz. Proto jsme pro výpočet odezvy použili všechny vypočtené vlastní tvary. Výsledkem tohoto výpočtu jsou deformace, rychlosti a zrychlení stanovená metodou SRSS a dále napětí spočtené na základě zjištěných deformací. Dle [1] by celý systém měl zůstat během takto definované události SSE vzpřímený a stabilní. Ze zjištěných napjatostí všech hlavních částí jsme usoudili, že při této události může dojít k plastické deformaci v nejvíce namáhaném místě, což je úzký pás kolem otvoru ve spodní desce hnízda jednotek, kde je zavěšena napínací jednotka. K narušení zavěšení jako celku ani ke zhroucení konstrukce nedojde.

10. ZÁVĚR

Výroba utahováku matic pro jadernou elektrárnu Lungmen na Taiwanu byla politickým rozhodnutím na konci minulého roku pozastavena. Vzhledem k tomu, že výroba tlakové nádoby pro tuto elektrárnu byla v Japonsku v závěrečné fázi, bylo rozhodnuto, že se dokončí pouze zjednodušená verze tohoto utahováku, která umožní provedení tlakové zkoušky ve výrobním závodu.

V současné době je však opět rozhodnuto o dokončení této rozestavěné jaderné elektrárny a i tento náš výrobek bude zřejmě dokončen v plném rozsahu.

11. LITERATURA

- [1] TAIWAN POWER COMPANY LUNG MEN PROJECT FOURTH NUCLEAR POWER PLANT UNITS 1 AND 2, Contract No. 8748611M001-1, Purchase Specification for RPV Head Stud Tensioner Rev. 2, GE Nuclear Energy, GENERAL ELECTRIC COMPANY, San Jose, CA, USA 1999
- [2] ASME Code Section III, 1989
- [3] Friedl P.: Statický výpočet nosné konstrukce a otočného rámu UM, zpráva ŠKODA JS a.s., Plzeň 2000, 47 str., (čes., ang.)
- [4] Friedl P.: Simulace zátěžové zkoušky UM, zpráva ŠKODA JS a.s., Plzeň 2000, 28 str.
- [5] Gregor J., Lindnerová K.: Utahovák Lungmen – detailní výpočet vybraných částí UML, zpráva ŠKODA JS a.s., Plzeň 2000, 30 str., (čes., ang.)
- [6] Gregor J., Valtr O., Lindnerová K.: Utahovák Lungmen – napínací jednotka, zpráva ŠKODA JS a.s., Plzeň 2000, 46 str., (čes., ang.)
- [7] Friedl P.: Seismický výpočet nosné konstrukce a otočného rámu UM, zpráva ŠKODA JS a.s., Plzeň 2000, 35 str., (čes., ang.)
- [8] Nosek O., Štěpánová J.: Zpráva o kontrolním tenzometrickém měření na prototypu napínací jednotky hydraulického utahováku Lungmen, zpráva ŠKODA JS a.s., Plzeň 2000, 10 str.