

Zdroje vibrácií rotačných strojov

Jozef Vižďák

Stanovenie správneho zdroja nadmerných vibrácií je pravdepodobne najťažšou úlohou analýzy strojov. Potom, keď je určený zdroj vibrácií, je obecné možné ohodnotiť závažnosti existujúceho problému porovnaním úrovne vibrácií so špecifikovanými normami vibrácií. Pretože zdroje rôznych budiacich síl sa často objavujú na rôznych frekvenciách, je spravidla užitočné charakterizovať merané signály vibrácií s ohľadom na frekvenciu.

1. ZDROJE VIBRÁCIÍ:

Rezonancia je pravdepodobne najobvyklejšia príčina veľkých vibrácií a väčšiny porúch súvisiacich s vibráciami. Veľmi často užívateľské špecifikácie pre vibrácie úplne ignorujú rezonancie a závisia na výrobcovi z hľadiska takýchto kritérií. Pokiaľ rezonančné medze nie sú špecifikované a overované skúškou, je nutné, aby komponenty boli veľmi presne vyvážené alebo ustavené tak, aby spĺňali akceptované medze vibrácií v čase nákupu. Avšak dlhoročné používanie takého stroja môže mať za následok vysoké požiadavky na údržbu, pretože malá nevývaha alebo iné deformácie sa akumulujú a spôsobujú to, že vibrácie rastú na neprípustné úrovne.

Subsynchronne nestability sú iným možným zdrojom vibrácií. Nestability sú pojem, ktorý je priradený tým zdrojom vibrácií, ktoré majú samobudený charakter od mechanizmu, kde hydraulické, aerodynamické alebo trecie sily sú v interakcii s rotorom. Obvykle majú frekvenciu vibrácií v oblasti $1/2$ otáčkovej frekvencie a majú tendenciu k náhlemu vzrastu amplitúdy s katastrofickým výsledkom. Nasledujúce položky znamenajú zvýšenú citlivosť rotora na Subsynchronne nestability:

- rotory pracujú nad prvými kritickými otáčkami
- kompresory s vysokým výstupným tlakom a veľkou molekulovou hmotnosťou plynu
- málo zaťažené ložiská
- prítomnosti vysokotlakých pulzácií a akustických rezonancií
- tuhé radiálne ložiská vzhľadom k ohybovej tuhosti hriadeľa
- nesprávna konštrukcia upchávok
- náhle skokové zmeny zaťaženia
- prítomnosť frikčných síl na rotore, ako je nalisovanie s malým presahom na dlhom úseku

Nestabilita olejového filmu v ložisku. Samobudené vibrácie rotora v dôsledku nestability olejového filmu v ložisku známe ako vírenie oleja alebo tlčenie oleja boli oblasťou záujmu po dlhú dobu. Tento typ nestability môže byť často eliminovaný zmenou konfigurácie ložiska na stabilnejší typ. Konštrukcia ložiska, ktorá má najvyššiu úroveň stability, je ložisko s naklápacími segmentmi a ložisko tlmené olejovým filmom.

Nestabilita upchávky s plávajúcim krúžkom. Upchávky s plávajúcim krúžkom môžu pôsobiť podobným spôsobom ako klzné ložisko a teda sa potenciálne môžu podieľať na samobudených vibráciách. Analógia s kruhovým krátkym ložiskom je celkom zrejma a zodpovedajúce teórie dovoľujúce výpočet vlastností tuhosti a tlmenia v zablokovanom stave krúžku. Pri zablokovaní je plávajúci krúžok držaný radiálnymi trecími silami, ktoré mu nedovolia sledovať pohyb hriadeľa. Destabilizujúci vplyv krúžku možno redukovať tak, že vyvážíme axiálnu silu na upchávku s plávajúcim krúžkom taký spôsobom, aby trecie sily boli čo najmenšie. Inou možnosťou je optimalizovať geometriu vôle tak, aby boli dosiahnuté vhodné dynamické vlastnosti tuhosti.

Nestabilita labyrintovej upchávky. Jeden z dominantných mechanizmov samobudenia u vysokotlakých kompresorov bol zistený u labyrintových upchávok. Problémy nestability labyrintovej upchávky výrazne závisia na geometrii labyrintovej upchávky a na prevádzkových podmienkach stroja. Presnejšie povedané, polomer labyrintu, výška britu, otáčky stroja, vnútorné tlaky, Machové číslo a rýchlosť rozvírenia na vstupe. Najlepšou cestou k redukovaniu nestability labyrintovej upchávky je potlačiť rýchlosť rozvírenia na vstupe u prúdiaceho média, ktoré vstupuje do upchávky.

Nestabilita aerodynamickým vírením. Nestabilita aerodynamickým vírením sa vzťahuje k priečnym aerodynamickým silám, ktoré pôsobia na lopatky kompresora alebo turbíny. Tieto sily sú generované premennou radiálnou vôľou nad špičkami lopatiek, keď je rotor vychýlený z centrálnej polohy. Bolo určené, že citlivosť rotora na tento typ nestability rastie s rastúcou mernou hmotnosťou plynu a s rastúcimi otáčkami stroja.

Hysterézna nestabilita. Hysterézna (frikčná - trecia) nestabilita sa obvykle vyskytuje u rotorov, ktoré pracujú nad prvými kritickými otáčkami a sú u nich trecie sily, ktoré sa oneskorujú za pohybovou výchylkou. Zdrojom budenia je normálne frikčne potlačený pohyb v nalisovaných spojoch širokých diskov, alebo v nalisovaní obežných kôl na hriadeľ. Aby bol znížený tento typ nestability, musí byť axiálna kontaktná dĺžka nalisovaného spoja čo najkratšia a musí byť s čo najväčším možným presahom bez toho, aby bola prekročená medza klzu materiálu.

Nevývaha je obvyklým zdrojom vibrácií strojov. Je vždy charakterizovaná radiálnymi vibráciami hriadeľa alebo skrine, a pritom sú tieto vibrácie presne synchronizované s otáčkami rotora. Nevyhnutné nepresnosti geometrie v dôsledku výroby alebo zmeny materiálu majú za následok nevývahu rotora, takže všetky nové vysokootáčkové stroje si vyžadujú vyváženie u výrobcu. Niektoré veľmi citlivé stroje budú vyžadovať vyváženie po montáži. Je nutné očakávať, že vibrácie sa budú postupne meniť s časom, pretože vplyvy ako erózia, opotrebenie a adhézia častíc spôsobia zmenu nevývahy. Časti rotorov ako sú axiálne tlačné kotúče, chladiace ventilátory a náboje spojok, môžu byť významným zdrojom nevývahy, aj keď sú často prehladané v dôsledku ich malých rozmerov. Prehnutie hriadeľa je typom nevývahy, ktorý je spôsobený v dôsledku gravitácie alebo vplyvom teplotných gradientov v hriadeľi. Toto

prehnutie sa bude pootáčať alebo sa bude meniť s časom po nabehnutí stroja. Použitie natáčacieho zariadenia a pretáčanie pre minimalizovanie prehnutia hriadeľa je veľmi dobre známou praxou používanou v priemysle. Hlavnou príčinou teplotnej deformácie je zdanlivá zmena teplotného koeficientu rozťažnosti alebo modulu pružnosti v ťahu po priereze hriadeľa alebo v obežnom kolese. Objavuje sa bimetalický efekt pri ohreve rotora, ktorý spôsobí, že ťažisko hriadeľa sa posúva zo stredu rotácie. Dôsledná korelácia medzi vibráciami a teplotnou dilatáciou hriadeľa je nevyhnutná pre identifikáciu tohoto zdroja premennej nevývahy.

Magnetická nevývaha v elektromotoroch je zdrojom budenia, ktoré sa často chybne považuje za hmotovú nevývahu. Sily spôsobené magnetickou asymetriou obvykle rotujú s elektrickou asynchrónnou frekvenciou a u indukčných motorov bude dochádzať k záznejom s hmotovou nevývahou. Test pre rozlíšenie magnetickej nevývahy a hmotovej nevývahy pozostáva s pozorovania vibračných spektier v reálnom čase pri vypnutí stroja. Pokiaľ sa objaví významné zníženie vibrácií okamžite s vypnutím stroja, potom táto časť vibrácií je dôsledkom magnetickej nevývahy a zostatok je dôsledok hmotnostnej nevývahy.

Nesúososť. Nadmerná nesúososť rotačných častí, ktoré sú navzájom spojené pružnými spojkami, je obvykle indikovaná veľkou druhou harmonickou zložkou vibrácií. Príležitostne je možné pozorovať aj prvú harmonickú zložku vibrácií. Veľké axiálne vibrácie sú inou indikáciou prítomnosti nesúososti. Prevádzková nesúososť hriadeľov je ovplyvnená relatívnou teplotnou dilatáciou, statickými silami pôsobiacimi od potrubia alebo od pripojeného kondenzátora, zhoršenou kvalitou základu, atď. Vibrácie od nesúososti, ktoré sa prejavujú na prvej harmonickej možno odlíšiť od nevývahy tak, že zaznamenáme závislosť vibrácií na otáčkach. Vibrácie od nevývahy sa budú zvyšovať so štvorcem otáčiek, zatiaľ čo vibrácie od nesúososti sa nebudú meniť, pokiaľ neexistujú rezonancie.

Radiálne zadieranie medzi rotormi a statorovými časťami s malou vôľou môže spôsobiť poškodenie upchávok a špičiek lopatiek. Zadieranie je obvykle nežiadúce a niekedy má katastrofický výsledok. Uvádzané charakteristiky vibrácií vyvolaných radiálnym zadieraním zahŕňajú subharmonické zložky otáčkovej frekvencie, subsynchrónne vibrácie pri vlastnej frekvencii, supersynchrónne vibrácie pri vlastnej frekvencii a vibrácie pri násobkoch otáčkovej frekvencie. Je preto veľmi ťažké urobiť obecné prehlásenie o radiálnom zadieraní. Symptómy zadierania sú ďalej ovplyvnené materiálmi, ktoré sú v kontakte, impedanciou pohybu upchávky, keď dôjde ku kontaktu, hodnotou vlastných frekvencií, atď. Radiálne zadierania rotora z nehrdzavejúcej ocele je obzvlášť škodlivé a je známe, že dochádza k rýchlej a trvalej deformácii rotora. Na druhej strane vysokovýkonné rotory parných turbín sú konštruované s veľmi malými vôľami v labyrintových upchávkach a takmer vždy sa očakáva, že dôjde k miernemu zadieraniu v prvom období prebierky. Tieto dočasné pridierania môžu spôsobiť lokalizovaný ohrev a dočasné prehnutie rotora so súvisejúcou veľkosťou nevývahy hlavne vtedy, keď sa rotor otáča pod svojimi prvými kritickými otáčkami. Symptómy takýchto vibrácií

indukovaných čiastočným pridieraním sú pomalé časové zmeny synchronnej amplitúdy a fázy a často má orbita hranatý tvar.

Axiálne zadieranie medzi statorovými a rotorovými komponentmi sa môže objaviť vtedy, ak relatívny axiálny pohyb medzi týmito časťami je dostatočný pre vymedzenie prevádzkovej vôle. Je známe, že tento problém sa objavuje u veľkých spaľovacích turbín, kde sa lopatky posúvajú vo svojich drážkach v dôsledku zlomenia alebo zhoršenia stavu zámkového mechanizmu lopatky a v dôsledku zaťaženia pri vysokej teplote. Dôsledky môžu byť od progresívneho postupného opracovania častí ktoré sú v kontakte, až po katastrofickú poruchu.

Poškodenie cudzím predmetom sa objaví vtedy, keď voľný predmet prechádza strojom. Malé poškodenie môže zostať nedetegované. Čiastočná alebo úplná strata lopatky alebo deformácia lopatky sa pravdepodobne prejaví pri citlivom monitorovaní vibrácií ako zmena vektorov vibrácií a niekedy dôjde aj k bezpečnostnému vypnutiu. Tu by opäť monitorovanie vibrácií sledovaním vektorov malo detegovať závažnejšie poškodenie cudzím predmetom v prípade, že žiadne iné prevádzkové symptómy neboli detegované.

V štatistike škôd sú chyby osenia a chyby spojok udávané ako druhá najčastejšia príčina poškodenia strojov hneď po nevyváženosti rotorov.

2. CHYBY OSENIA ROTOROV

Z jednotlivých strojov sa v technickej praxi vytvárajú sústroje. Až súčinnosťou s hnacími strojmi a prevodovkami sa z pracovných strojov stávajú funkčné jednotky. Mechanické spojenie rotorov a prenos krútiaceho momentu sa uskutočňuje spojkami.

Pri spojovaní rotorov je nevyhnutné dbať hlavne na dve pravidlá:

- stroje musia byť osené tak, aby rotory boli presne súosé
- spojky musia byť vyrobené presne a precízne zmontované tak, aby ich radiálne a axiálne hádzanie a chyby delenia neprekročili prípustné tolerancie

Pokiaľ nie sú tieto požiadavky splnené, vznikajú v priebehu prevádzky vynútené sily a vibrácie, ktoré vytvárajú prídavné zaťaženia rotorov, spojok, ložísk a základov. Pokiaľ chyby osenia rotorov a závady na spojkách prekročia prípustné tolerancie, dochádza často k poškodeniu ložísk a spojok, k trvalým deformáciám rotorov a k predčasnej únave materiálu.

Príčiny chýb osenia

V praxi môže viesť rada vplyvov k tomu, že rotory strojov nie sú, alebo prestali byť spolu súosé. Časté sú napríklad.

- výrobné vady
- chyby montáže
- teplotná rozťažnosť rotorov, skriň strojov, potrubných vedení a základov

- pružné deformácie základov alebo skriň strojov
- pružné uloženie strojov
- priehyb rotorov
- zmeny polohy rotorov v prevádzkovom stave oproti montážnemu stavu v dôsledku vôle v ložiskách, síl v ozubení a hydrodynamického mazania

Chyby osenia delíme na:

- paralelné presadenie
- uhlové presadenie

Diagnostika a analýza chýb osenia rotorov

Vibrácie od nesúososti, ktoré sa prejavujú na prvej harmonickej možno odlíšiť od nevývahy tak, že zaznamenáme závislosť vibrácií na otáčkach. Vibrácie od nevývahy sa budú zvyšovať so štvorcom otáčiek, zatiaľ čo vibrácie od nesúososti sa nebudú meniť, pokiaľ neexistujú rezonancie.

Uhlová nesúososť je charakterizovaná veľkými axiálnymi vibráciami. Cez spojku sa mení fáza o 180° . V typickom prípade sú veľké axiálne vibrácie s 1. a 2. harmonickou zložkou otáčok, nie je neobvyklé, že dominuje 1x, 2x alebo 3x otáčková frekvencia.

Paralelná nesúososť má podobné symptómy ako uhlová. Má veľké radiálne vibrácie, ktoré majú cez spojku posunutie fázy asi o 180° . 2x otáčková je často väčšia ako 1x otáčková, ale jej veľkosť voči 1. harmonickej zložke otáčok je často určená typom a konštrukciou spojky. Ak je uhlová alebo paralelná nesúososť veľká, môže generovať veľké špičky vyšších harmonických zložiek, alebo sa vzhľad vyšších harmonických zložiek javí ako mechanické uvoľnenie.

3. NEVÝVAHA A VYVAŽOVANIE ROTOROV

V súčasnosti platné technické normy označujú vyvažovanie za pracovný postup, pri ktorom sa upravuje rozloženie hmoty rotora tak, aby sa zmenšila jeho nevyváženosť na požadovanú úroveň. Vyvažovanie môže byť vykonávané v jednej rovine, vo dvoch vyvažovacích rovinách a vo viacerých rovinách. Rotory, u ktorých je pomer osovej dĺžky l k priemeru D $l/D \leq 0,2$ a rotorov s pomerom $l/D > 0,2$, ale s prevádzkovými otáčkami $n \leq 300 \text{ min}^{-1}$, stačí spravidla vyvážiť v jednej vyvažovacej rovine. Rotory, ktoré nespĺňajú uvedené podmienky, sa vyvažujú vo dvoch vyvažovacích rovinách. Vo viacerých ako dvoch vyvažovacích rovinách sa vyvažujú pružné rotory, ktorých prevádzkové otáčky sú vyššie ako prvé kritické. Takého rotory sa vyvažujú niekoľkými spôsobmi na aeróbných vyvažovacích strojoch až po stroje vo vákuovom tunely. Pružné rotory je možné vyvažovať metódami: Modálnou, Pričnikových činiteľov, Tuhostnou a Separáčnou. Pri pružných rotoroch je stanovená maximálna prípustná hodnota mechanicko-elektrickej hádzavosti (runout) povrchovej plochy hriadeľa pri pomalom

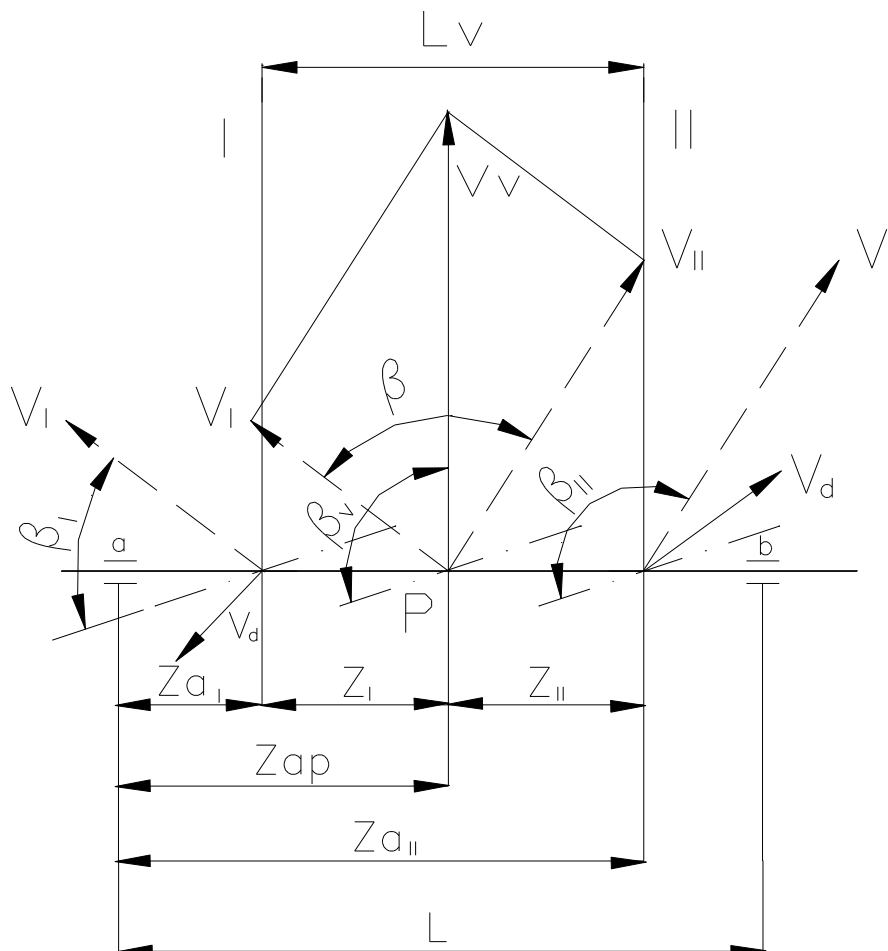
pretáčaní rotora (keď sa ešte neprejavujú dynamické účinky) a táto hodnota nesmie prevýšiť 25 % maximálnej výchylky S_{max} , alebo $6 \mu\text{m}$, pričom platí väčšia hodnota.

U strojov, kde je časovo náročné vyňatie rotora zo statora, je vhodné vykonať prevádzkové vyváženie rotora prenosnou vyvažovacou aparaturou. Prevádzkovo sa dajú vyvážiť rotory u ktorých je prístup k hriadeľu rotora a k vyvažovacím rovinám. Okrem týchto podmienok musí byť ľahko spustiteľný a odstavitelný pohon stroja a zaistená bezpečnosť pri práci. Týmto podmienkam vyhovujú ventilátory a niektoré typy elektromotorov.

4. PRÍKLAD VYVÁŽENIA PRUŽNÉHO ROTORA TUHOSTNOU METÓDOU

Ak vyvažujeme pružný rotor pri nízkych otáčkach (ako tuhý rotor), tak zistenú nevývahu vo dvoch vyvažovacích rovinách rozdelíme do troch vyvažovacích rovin. Kde a ako je potrebné vybrať vyvažovacie roviny je predmetom analýzy, ktorej základy sú nasledovné.

Z obrázku vyvodzujeme, že zistené hmotnostné nevývahy V_I a V_{II} v základných vyvažovacích rovinách I a II sa dajú nahraďiť vyvažovacou hmotnosťou V_V v pomocnej vyvažovacej rovine a dvojicou vyvažovacích hmotností V_d vo dvoch základných rovinách.



Matematické vyjadrenie hmotností a uhlov sú vyjadrené rovnicami:

$$V_v = V_I \sqrt{1 + k_2^2 + 2k_2 \cos \beta} \quad (1)$$

$$\beta_v = \beta_1 + \arcsin \frac{V_1 k_2 \sin \beta}{V_v} \quad (2)$$

$$V_v = \frac{V_1}{1 + k_1} \sqrt{1 + k_1^2 + k_2^2 - 2k_1 k_2 \cos \beta} \quad (3)$$

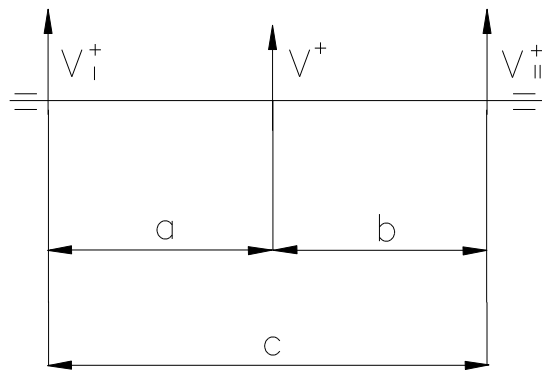
$$\beta_d = \beta_{II} + 180^\circ + \arcsin \frac{V_1 \sin \beta}{(1 + k_1) V_d} \quad (4)$$

kde :

$$k_1 = \frac{z_{II}}{z_I}, \quad k_2 = \frac{v_{II}}{v_I}, \quad b = b_{II} - b_I$$

Vyvažovacie hmotnosti V_d nemajú, v prípade dynamickej nevývahy, vplyv na budenie prvého tvaru. Preto ich môžeme ponechať v základných rovinách.

Časť vyvažovacej hmotnosti $V^+ = k \cdot V_v$ umiestnime do pomocnej vyvažovacej roviny a zostatok rozdelíme na polovicu a umiestnime do základných vyvažovacích rovín tak, aby zostala dodržaná rovnováha síl a momentov – rovnice 5.



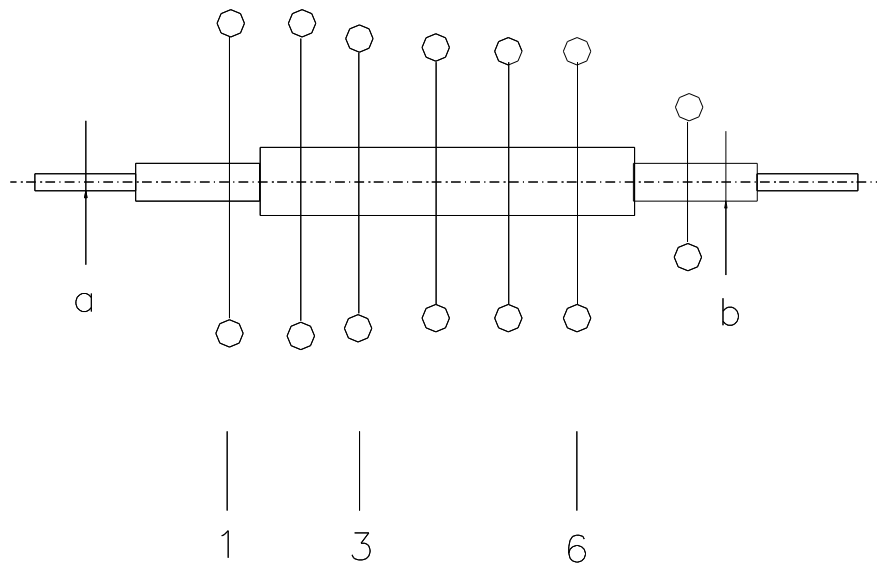
$$V_I^+ = \frac{b}{c} (V_v - V^+) \quad \text{a} \quad V_{II}^+ = \frac{a}{c} (V_v - V^+) \quad (5)$$

Vyvažovacie hmotnosti V_I^+ a V_{II}^+ môžeme zjednotiť s vyvažovacími hmotnosťami V_d tak, že vo všetkých vyvažovacích rovinách dostaneme len jednu vyvažovaciu hmotnosť.

Hodnotu koeficientu „k“ dostaneme z dynamickeho výpočtového modelu. Úspešnosť vyváženía pružného rotora tuhostnou metódou je tým väčšia čím je väčšia statická zložka počiatočnej nevývahy rotora.

Výsledkom tohto riešenia bolo to, že vyvažovanie tuhostnou metódou je teoreticky vhodné riešenie, ale je závislé od rozdelenia počiatočnej staticko-dynamickej nevývahy.

Príkladom využitia uvedenej metódy je vyváženie rotora kompresora NO_x plynov. Základné vyvažovacie roviny 1 a 6 boli doplnené pomocnou vyvažovacou rovinou 3 s optimálnou 63% vyvažovacou hmotnosťou v rovine 3.



Hmotnosť rotora - 1600 kg

Prevádzkové otáčky - 6200 min⁻¹

Hodnoty absolútnych vibrácií pred vyvážením:

v_{ef} - H - 3,6 mms⁻¹

V - 3,0 mms⁻¹

A - 2,6 mms⁻¹

Počiatočná nevyváha rotora :

Vyvažovacie otáčky - 1000 min⁻¹

rovina 1 - 42 g, 225°

rovina 6 - 52 g, 247°

Zostatková nevyváha po vyvážení tuhostnou metódou:

rovina 1 - 3 g, 130°

rovina 6 - 1 g, 300°

Hodnoty absolútnych vibrácií po vyvážení:

v_{ef} - H - 0,5 mms⁻¹

V - 0,5 mms⁻¹

A - 1,4 mms⁻¹

Ing. Jozef Vižďák
Duslo, a.s. Šaľa