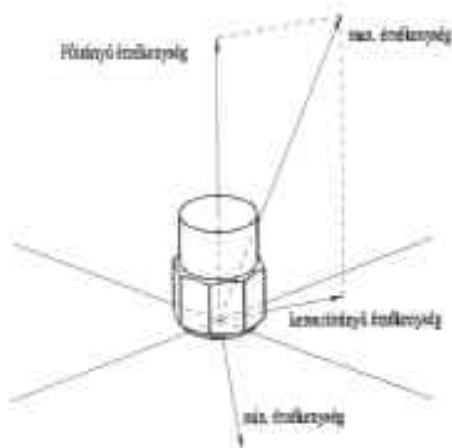


A szerkezeti kialakítás következtében az érzékelő érzékenysége egy adott irányban a legnagyobb. Van azonban kimenő jel ettől eltérő irányú rezgések esetén is, amelynek nagyságát az *irányítási tényező* mutatja:

$$\text{irányítási tényező} = 100 \cdot \frac{\text{keresztirányú érzékenység}}{\text{főirányú érzékenység}}$$

Értéke többnyire 3..4 % alatt van, s természetesen a max. érzékenység e kétfoldóeredőjeként jelentkezik (14. ábra).



14. ábra
Gyorsulásérzékelők érzékenysége

A keresztirányú érzékenység oka a kristály illesztési pontatlansága, ill. a mechanikus érintkezés hibái.

A rezgésérzékelők megválasztásánál – túl a már említett szempontokon – a következőket kell figyelembe venni:

- a rezgéskitérést mérő, többnyire olcsóbb érzékelők frekvenciatartománya korlátozott, nem adnak teljesen pontos eredményt;
- az optikai elven működő típusok vagy túl költségesek, vagy nehezen rögzíthetők;
- a rezgéssebesség érzékelők frekvenciatartománya erősen korlátozott vagy mérési adatának hibaszázaléka nagy;
- a gyorsulásérzékelők – a piezoelektromos elven működőket kivéve – dinamikája és frekvenciatartománya korlátozott.

Mivel a kitérés, a sebesség és a gyorsulás differenciálás vagy integrálás útján összefügg, ezért minden változó áramú kimenettel rendelkező érzékelővel elvileg bármelyiket lehet mérni.

4.2 Szűrők

A szűrők célja a mérési tartomány korlátozása, s ezzel a működésre vagy állapotra jellemző frekvenciákon mutató kitérések (intenzitások) változásának könnyebb kezelése.

Ezek a szűrők állandó százaléku (a relatív sávzélesség állandó!) és állandó sávzélességű kivételben készülnek (eltekintve a humáncentrikus célú mérések over-all szűrőitől). A két típus elvi szűrési karakterisztikáját a 15. ábra mutatja.

A legáltalánosabban használt állandó relatív sávzélességű szűrő az *oktáv-* és a *tercszűrő*. Az egyes szűrősávok középfrekvenciájukkal (f_m) jellemezhetők, amelyek szabványosak. A sávrendszer az 1 kHz-es középfrekvenciára épül. Oktávszűrőknél

$$f_{m,i} = 2 f_{m(i-1)} = 2^n f_{m(i-n)}, \tag{14}$$

tercszűrőknél

$$f_{m,i} = 2^{1/3} f_{m(i-1)} = 2^{n/3} f_{m(i-n)}, \tag{15}$$

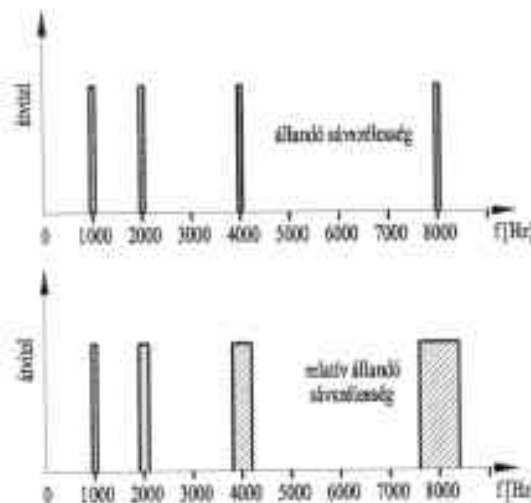
A szűrő jellemezhető abszolút vagy relatív sávzélességével és középfrekvenciájával.

A sávzélesség

$$B = f_f - f_a, \tag{16}$$

a relatív sávzélesség

$$b = \frac{B}{f_m}, \tag{17}$$



15. ábra

Állandó százaléku és állandó sávzélességű szűrősorozat

ill. a középfrekvencia

$$f_m = \sqrt{f_a f_f}, \tag{18}$$

Gyakran a tercszűrővel végzett mérés sem ad kellő felbontást, ezért mód van a sávzélesség csökkentésére is. Ezt a célt szolgálják a keskenysávú szűrők, ill. korszerűbb változatban az ún. *azonos-idejű elemzők*. Ez utóbbiaknál mód van a vizsgálni kívánt frekvenciatartomány és a

felbontás beállítására is, s a felvett spektrumot gyakorlatilag a méréssel egyidejűleg jelenítik meg. (A kérdéses területen jelenleg már szinte kizárólagosan alkalmazott műszer.)

5. Mérések

Rezgésvizsgálat többféle céllal történhet

- tervezéshez szükséges modellvizsgálatok,
- átadás-átvételi vizsgálatok,
- diagnosztikai – állapotellenőrzési célú vizsgálatok,
- forgógépek beállítási célú vizsgálatok (helyszíni kiegyensúlyozás, tengelybeállítás stb.).

A mérés végrehajtása történhet

- rezgésszint ellenőrzéssel,
- lökésimpulzus módszerrel,
- "SEE"-technológiával,
- burkológörbe módszerrel.

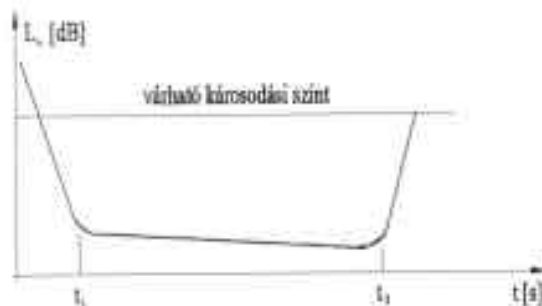
5.1 Rezgésebbesség mérés

Ebben az összeállításban csak a diagnosztikai célú vizsgálatokkal foglalkozunk. Az üzemeltetés-karbantartás szempontjából ez a legfontosabb terület, s az üzembiztos működést tekintve ma már nélkülözhetetlen segédeszköz, ill. eljárás.

Karbantartási vonatkozású rezgésvizsgálatoknál a mért rezgésjellemző – eltekintve néhány speciális területtől – a rezgésebbesség. Ezt célszerűen a forgó gép csapágyazási helyein kell mérni a 10...1000 Hz-es frekvenciatartományban, mindhárom fő rezgésirányban. (Ritkábban, főleg turbógépcsoportok ellenőrzésénél, szükség lehet az említett tartomány kibővítésére is.)

Bár egyetlen mérés is támpontot szolgáltathat a berendezés állapotáról, ehhez határértékeket a később ismertetésre kerülő *ISO 2372 sz.-ű* szabvány ad, lényegesen megbízhatóbb, elsősorban különleges gépeknél a folyamatos állapotfigyelés. Ekkor a gép üzembe helyezésétől kezdve folyamatosan vagy hosszabb-rövidebb időközönként mérni kell a teljes frekvenciatartományban a rezgésebbeséget. Nem az *over-all* érték az érdekes azonban, hanem a spektrum, azaz szükség van a működésmódból következő jellegzetes frekvenciákon bekövetkező

intenzitásváltozás követésére. Általános érvényű ugyanis, hogy a rezgésebbesség vagy ezzel egyenértékű bármely rezgésellenőrzés az üzemidő során állandóan változik. A változás jellegét jól tükrözi a megbízhatóság elméletből ismert "fürdőkád-görbe" (16. ábra).



16. ábra
A rezgésszint változása az üzemidő függvényében

Tipikus alaknak tekinthető, amely az esetek döntő többségében teljesül. Jellegzetes szakaszai:

$0 \leq t < t_1$	a rezgésszint intenzíven csökken (gyártási- és anyag-, ill. az ún. rejtett hibák kiugrása): összejáratási-, kezdeti-, kiégetési- vagy <u>bejáratási szakasz</u> ; ritkábban el is maradhat;
$t_1 \leq t < t_2$	a rezgésszint lineárisan csökken, ill. közel állandó, gyakran enyhén növekvő): a normális működési- vagy <u>üzemeltetési szakasz</u> ;
$t_2 \leq t$	rohamosan növekvő rezgésszint: tönkremeneteli vagy elhasználódási-, <u>űregedési szakasz</u> .

Az állapotfigyelés során tehát civileg folyamatosan figyelni kell a rezgésszintet. A "folyamatos" kitétel csupán különleges vagy nagy fontosságú berendezéseknél jelent ténylegesen folyamatos mérést, általában célszerűen megválasztott időközönként van csupán erre szükség. A változástól képezhető egy "trend", amely meghatározza azt az időt, amikor már beavatkozásra van szükség.

Tömeggyártásban készülő elemeknél (fogaskerek, csapágyak, tengelyek, hajtószíjak stb.) az a határérték, ameddig a működés megengedhető, szakirodalmi adatok alapján meghatározható, más esetekben az üzemeltetési szakasz kezdeti értékéhez viszonyított 10, ritkábban 15 dB-es növekedés az a határ, amely már javítást igényel.

Az állapotellenőrzés során csupán azokat a frekvenciákat kell figyelemmel kísérni, amelyek a rezgésszint növekvő értéket mutat. A berendezés kinematikai felépítésének ismeretében a frekvencia alapján a kérdéses elem (elempár, folyamat) azonosítható, így a várható hiba helye is meghatározható.

Valójában ez az azonosítási folyamat jelenti az állapotfigyelés során a legnagyobb nehézséget, különösen akkor, ha a gép szerkezeti felépítése csupán főbb vonalaiban ismert (pl. elvi ábra), s a frekvenciák számításához szükséges adatok (pl. fogszámok, kapcsolódó méretek) hiányoznak. Ezen adatok meghatározása azonban spektrumsorozatok felvételével, ha nem is egyszerűen, de megoldható.

5.2 Lökésimpulzus módszer

Szinte kizárólag gördülőcsapágyak károsodásának ellenőrzésére fejlesztették ki. Az eljárás két egymással ütköző test közötti sebességkülönbségre ad információt. Az ütközés során kialakuló lökéshullám nagysága a pályahibák függvénye, így a csúcsertékből következtetni lehet a csapágy üzemi állapotára.

5.3 A "SEE" technológia

Az akusztikus emissziós vizsgálatok egyik fajtája, amelyet az előzőekben említett lökésimpulzus módszerhez hasonlóan kifejezetten gördülőcsapágyak vizsgálatára fejlesztett ki az SKF. A *Spectral Emitted Energy* kifejezésből alkotott betűszó. Alkalmazásával a csapágyak futófelületén kialakult repedéseket és töréseket lehet kimutatni, mert lökéshullámok nemcsak a sérülések feletti áthaladásnál, hanem a pillanatszerű fém-fémes érintkezés (berágódás!) során is kialakulnak. Igen lényeges, hogy a csapágy fordulatszámától független eredményeket szolgáltat az eljárás.

5.4 Burkológörbe módszer

A módszer elsősorban az ismétlődő jelenségek kimutatására szolgál. A leggyakrabban alkalmazott eljárás a rezgésgyorsulás szűrésével dolgozik.

6. A rezgésanalízis módszere, jellegzetes frekvenciák

A rezgésdiagnosztika fejlődése során a gyakorlati tapasztalatokat felhasználva, az egyes jelenségek közötti kapcsolatokat és összefüggéseket is vizsgálva, napjainkra már kikristályosodtak bizonyos általános érvényű megállapítások, melyek segítségével egyszerűbben lehet a hibaokot megkeresni. Ilyen adatokat több szakirodalmi összeállítás is tartalmaz, így pl. a *Dömötör Ferenc* szerkesztésében megjelent *"A rezgésdiagnosztika alapelemei"* c. SKF kiadvány is, amely éppen jó használhatóságával tűnik ki. A következőkben ennek alapján szerepel egy kisebb összefoglalás.

Az ellenőrzésnél többnyire az amplitúdót, a frekvenciát és a fáziseltolódást célszerű vizsgálni.

- Az *amplitúdó* a gép általános állapotára jellemző.
- A *frekvencia* a hibás elem, elempár vagy folyamat megkereséséhez nyújt segítséget.
- A *fáziseltolódás* elsősorban a kiegyensúlyozatlanság meghatározásában fontos.

Az egyes géptípusokra, ill. meghibásodásokra jellemző rezgésjelenségek és frekvenciájuk ismerete a diagnosztizálás szempontjából meghatározó fontosságú.

6.1 Kiegyensúlyozatlanság

A *kiegyensúlyozatlanság* forgó vagy alternáló mozgást végző elemek hibájára utal. Ez egyaránt lehet hibás méretezés, gyártás, szerelés vagy karbantartás következménye. Rendszerint radiális, ritkábban axiális irányú rezgésként is jelentkezhet. Frekvenciája megegyezik a kérdéses elem fordulatszámának megfelelő frekvenciával (forgási vagy tengelyfrekvencia)

$$f_h = \frac{n}{60} \quad [\text{Hz}], \quad (19)$$

ahol n a fordulatszám. Intenzitása (erőssége) rendszerint jelentős.

6.2 Szerelési hiba, deformálódott tengely

A *szerelési hiba* és a *görcbült (deformálódott) tengely* hatása ugyancsak kiegyensúlyozatlanságban nyilvánul meg. Gyakran előforduló hibajelenség. Az egyszerű kiegyensúlyozatlanságtól abban tér el, hogy radiális és axiális rezgéseket is kelt, továbbá gyakran a forgási frekvencia két- vagy háromszorosán jelentkezik

$$f_h^* = i \frac{n}{60} \quad [\text{Hz}], \quad (20)$$

ahol $i = 2$, de ritkábban 3 vagy 4 is lehet.

6.3 Impulzusszerű erőhatás

Az impulzusszerű erőhatások kitétt elemek (pl. szelepek) keltette rezgések az időegység alatt fellépő ütközéseknek megfelelően alakulnak. Jellemző a felharmonikusok megjelenése is. Gyakran párosul az ún. *prell-jelenség*gel.

6.4 Csapágyak, tengelykapcsolók

A hibásan beállított csapágyak és a helytelenül szerelt tengelykapcsolók a forgási frekvenciának megfelelő radiális, ritkábban axiális rezgésekben nyilvánulnak meg. Gyakori a második, harmadik felharmonikus megjelenése is. Amennyiben az axiális rezgés a radiális rezgés intenzitásának 50 %-át meghaladja, akkor valószínűleg hibás szerelés a közvetlen ok.

A nagy radiális csapágyhézag kiegyensúlyozatlanság jellegként jelentkezik.

A gördülőcsapágyak keltette rezgések nem feltétlenül utalnak hibára, miután a poligonhatás következtében is fellépnek. A jellegzetes frekvenciák:

- *külsőgyűrű-frekvencia* általános esetben (károsodás a külső gyűrű futófelületén)

$$f_{k\omega} = \frac{1}{120} \frac{z \cdot i_4}{k_2} (n_2 - n_4)(1 - \gamma) \quad [\text{Hz}], \quad (21)$$

ahol z a gördültestek száma, k_2 i_4 és z legnagyobb közös osztója, n_2 a belsőgyűrű, n_4 a külsőgyűrű fordulatszáma, i_4 a külsőgyűrű futófelületén lévő hibák száma

$$\gamma = \frac{r_3}{r_4} \cos \alpha \quad (22)$$

az ún. középméret viszonyszám. Ez utóbbi összefüggésben r_3 a gördültest sugara, r_4 a kosárszerkezet középméretjének megfelelő sugár és α a csapágy hatásszöge;

- *belsőgyűrű-frekvencia* (károsodás a belsőgyűrű futófelületén)

$$f_{b\omega} = \frac{1}{120} \frac{z \cdot i_2}{k_1} (n_4 - n_2)(1 + \gamma) \quad [\text{Hz}], \quad (23)$$

ahol a már ismerteken kívül i_2 a belsőgyűrű futófelületén lévő hibák száma, k_1 z és i_2 legnagyobb közös osztója;

- *görgőfrekvencia* (károsodás a görgők felületén)

$$f_g = \frac{v}{120} \frac{d_k}{3} (n_4 - n_2)(1 - \gamma^2) \quad [\text{Hz}], \quad (24)$$

ahol v természetes szám, utalva a hibák számára; d_k a kosárszerkezet középméretje;

- *kosárfrekvencia* (a kosár meghibásodásából)

$$f_k = \frac{1}{120} [n_2(1 - \gamma) + n_4(1 + \gamma)] \quad [\text{Hz}], \quad (25)$$

- *spinfrekvencia* (a gördültest meghibásodásából, mellékmovgásként)

$$f_s = \frac{1}{120} (n_4 - n_2)(1 - \gamma^2) \sin \alpha \quad [\text{Hz}]. \quad (26)$$

(Miatán a gördülőcsapágy katalógusokban a számítható szükséges adatok egy része nem szerepel, ezért az említett frekvenciák meghatározása csak gyártó cég felvilágosítása alapján lehetséges!)

Kellő adatok hiányában, kb. $\pm 20\%$ -os pontossággal a hibafrekvenciák az alábbi összefüggések szerint becsülhetők

- *kosárfrekvencia*

$$f_k = 0,4 f_s \quad [\text{Hz}], \quad (27)$$

- *külsőgyűrű frekvencia*

$$f_{k\theta} = 0,4 z f_s \quad [\text{Hz}], \quad (28)$$

- *belsőgyűrű frekvencia*

$$f_{b\theta} = 0,6 z f_s \quad [\text{Hz}], \quad (29)$$

- *görgőfrekvencia*

$$f_g = 0,23 z f_s \quad [\text{Hz}], \quad (30/a)$$

ha $z < 10$ és

$$f_g = 0,18 z f_s \quad [\text{Hz}], \quad (30/b)$$

A belső gyűrű és a görgő hibafrekvenciái radiálterhelésű csapágyaknál fordulatszám, ill. kosárfrekvencia oldalsávokkal jelentkezhetnek. Ez a hiba a terhelt zónába történő be- és kilépéstől függ.

A felsoroltakon túl jelentkezhetnek a csapágy sajátfrekvenciái is, ezek nagyságrendileg kb. a 2...60 kHz-es tartományban vannak. Mintegy 5...15 kHz azoknak a rezgéseknek a frekvenciája, melyek a felületi kipattogzások és hibák következtében jönnek létre.

A csapágyak szennyező anyagai ugyancsak kHz-es nagyságrendű rezgéseket keltenek. Ezt a csapágyzsírban lévő por, levált fémrészecskék okozzák.

Axiálcsapágyak nem megfelelő hézaga a forgási frekvencia szubharmonikusaként jelenik meg ($f_s/2$ vagy $f_s/3$). Rendszerint csak az üzemi hőmérsékleten és fordulatszámmon tapasztalható.

Siklócsapágyaknál a forgási frekvencia és az ún. *transzlációs* vagy *örvényfrekvencia*

$$f_w = 0,4...0,6 f_i \quad [\text{Hz}] \quad (31)$$

jelentkezésére kell számítani, de ez csak a turbógépekre jellemző. Nem számít hibafrekvenciának, csupán az azonosítások miatt van erre szükség. (A legtöbb esetben a forgási frekvencia 42...48 %-a.) Kivételesen harmonikusai is jelentkezhetnek.

6.5 Fogaskerek hajtóművek

A fogaskerek kelte hatások többnyire könnyen azonosíthatók, mert ezek a fordulatszám és a fogszám függvényében alakulnak. A jellegzetes frekvenciák

(fog)kapcsolódási frekvencia

$$f_z = i \frac{nz}{60} \text{ [Hz]}, \quad (32)$$

ahol i természetes szám (jelentős számú felharmonikus alakulhat ki a hiba jellegének függvényében), n a fogaskerék fordulatszáma min^{-1} -ban, z a fogszám;

együttjárási frekvencia

$$f_s = f_z \left(v + \frac{\mu}{k} \right) \text{ [Hz]} \quad (33)$$

és/vagy

$$f_s = f_z (v + \mu k) \text{ [Hz]}, \quad (34)$$

ahol v és μ természetes szám (utalva a harmonikusokra); k a kapcsolódó fogaskerek fogszámára vonatkozó legnagyobb közös osztó vagy annak prímszamos elemei. Ez utóbbi azt jelenti, hogy ha a közös osztó nem prímszám (pl. 6), akkor annak osztóinál is kialakulhat az együttjárási frekvencia (pl. $k = 6$ esetén 2-nél vagy 3-nál is).

Ha a kapcsolódási frekvencia oldalsávjaival együtt jelentkeznek, úgy az valamilyen modulációra utal. Legtöbbször excentricitás következménye, de terhelésingadozás is eredményezheti. Egynél több hiba esetén ún. "intermodulációs" oldalsávok is felléphetnek, melyek a hibamodulációs frekvenciák összegeiből, ill. különbségeiből adódhatnak.

Széles oldalsávok impulzusszerű, véletlen ütések vagy gyors terhelésváltozások által okozott modulációra utalnak (az ok pl. törött fog).

Többfokozatú hajtóműveknél nemcsak a kapcsolódó, hanem a közös tengelyre szerelt fogaskerek között is jelentkezhet ez a hatás, de emellett előfordulhat – a gerjesztési viszonyoktól függően – bizonyos mértékű kölcsönhatás is. Kölcsönhatás két szomszédos fokozat között alakulhat ki, de jelentkezése a gerjesztési és sajátfrekvenciák viszonyának is függvénye. Megjelenése azonban nem szükségszerű. Értéke

$$f_{kij} = z_i z_j f_{hij} \text{ [Hz]}, \quad (35)$$

ahol z_{ij} a kölcsönhatásban lévő fogaskerek fogszámait; f_{hij} a megfelelő hajtási frekvenciák. Megjelenésük nem működési, hanem tervezési hibákra utal (nem megfelelő fogszámválasztások).

A fogaskerek gyártási hibái a megmunkáló szerszámgép és a lefejtőszerszám (amennyiben a fogaskerék lefejtéssel készül) hibájára vezethetők vissza. A gépfrekvencia a szerszámgép osztóméchanizmusának és -rendszerének következménye. Ekkor pl. a csiga-csigakerék osztáshibája ciklikusan átmásolódik a gyártott kerékre. Ez – részben harmonikusokként – többszörösen is megjelenik

$$f_m^* = \frac{n_i z_j^*}{60} \text{ [Hz]}, \quad (36/a)$$

$$f_m^{***} = \frac{n_j z_i^*}{60} \quad [\text{Hz}], \quad (36/b)$$

$$f_m^{***} = \frac{z_i z_j^*}{60} n \quad [\text{Hz}] \quad (36/c)$$

stb., ahol n a behajtó-, n_j a megfelelő fogaskerék fordulatszámok; z_{ij} a kapcsolódó fogaskerekek ún. látszólagos fogszáma (a ciklikusan ismétlődő hibák száma).

A *szerszámfrekvencia* lefejítő szerszám osztás- és/vagy eltoláshibájának következménye

$$f_w = \frac{z_w}{60} n t \quad [\text{Hz}], \quad (37)$$

ahol z_w a lefejítő szerszám fogszáma. Ritkán fordul elő.

Fogaskerekéknél ugyancsak gyártási hibát jelez a kapcsolódási frekvencia környezetében (viszonylag széles frekvenciasávban) fellépő nagy intenzitású rezgések jelentkezése. A jelenség nem ciklikusan kialakuló impulzusokra utal. Oka lehet az, hogy a hajtómű üresjáratban fut (a fogoldalak hibái fokozottan jelentkeznek) vagy a fogazat durva osztáshibákkal rendelkezik.

6.6 Szij- és ékszijhajtások

Szijhajtásoknál (lapos- és ékszij) fellépő rezgések oka lehet

- a tárcsák excentricitása és kiegyensúlyozatlansága,
- a nyomatékátvivő elem inhomogenitása,
- a nyomatékátvivő elem változó keresztmetszete,
- a nyomatékátvivő elem sérülése,
- a kapcsolódó elempárok felületminőségének változása.

Jellegzetes a hajtási frekvenciák és felharmonikusainak kiugrása, a szij- és szijfrekvencia, valamint hiba esetén a sajátfrekvenciák megjelenése.

A *szijfrekvencia*

$$f_{sz} = 2 t \frac{v}{L} \quad [\text{Hz}], \quad (38)$$

a *transzverzális sajátfrekvencia* (excentricitási hibát vagy rezonanciát jelez)

$$f_{10} = \frac{\pi}{4 l^2} \delta \sqrt{\frac{E}{3\rho}} \sqrt{1 + \frac{\sigma}{\sigma_k}} \quad [\text{Hz}], \quad (39)$$

a *húzási sajátfrekvencia* (excentricitási hibát vagy rezonanciát jelez)

$$f_{k2} = \frac{1}{2\pi l} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad [\text{Hz}]. \quad (40)$$

Az összefüggésekben t a hajtásban résztvevő tárcsák száma; v a hajtási sebesség; L a szij teljes hossza; l a szabad szijhossz; δ a szij vastagsága; E a kötél (szij) anyagára vonatkozó rugalmassági modulus; ρ a kötél anyagának sűrűsége; σ a kótélágban ébredő feszültség; σ_k a kótélágra vonatkozó kritikus kihajlási feszültség koherens mértékegységekben.

A transzverzális sajátfrekvenciák vonatkozásában külön hangsúlyozni kell a nemlineáris szub- és felharmonikusokat. Ezek *Faragó* szerint

$$f_{i,n}^* = \frac{p}{q} f_{i,n} \quad [\text{Hz}] \quad (41)$$

összefüggés szerint alakulnak, ahol p és q természetes számok.

A *szliff*frekvenciát a tárcsák és a szij közötti kúszás eredményezi, kHz nagyságrendű. Számítása nem szükséges, miután jelentkezése jelentős zajhatással is jár, így azonosítása nem okoz gondot. Rezonancia esetén (nem megfelelő anyagpárosítás vagy felületminőség, ill. kopás következménye).

Az előző összefüggések laposszijhajtásokra vonatkoznak. Ékszij- és kötélhajtásoknál értelemszerűen alkalmazhatók.

6.7 Lánchajtások

*Lánchajtások*nál a kapcsolódási-, a hajtási- és a hajtogatási frekvencia fokozott intenzitású megjelenése kopásra vagy hibás beállításra utal. Számítással történő meghatározásuknál a kapcsolt forgó tömegek tehetetlenségi nyomatékát is figyelembe kell venni.

6.8 Villamosgépek

6.8.1 Villamos forgógépek

Villamos forgógépek rezgései mágneses és aerodinamikus hatások következményei, amelyek még kifogástalan állapotban lévő gépeknél is megjelennek. Jellemző a hajtási-, valamint a hálózati frekvencia, ill. ez utóbbi kétszerese. Gyakran megtévesztőek, mert kiegyensúlyozatlanság vagy lazulás látszatát keltik. A hálózatról történő lekapcsolással viszont a rezgések megszűnnek.

A mágneses eredetű rezgés alappfrekvenciája mindig a hálózati frekvencia kétszerese (Európában tehát 100 Hz), az aerodinamikus forrásnál viszont (ventilátor, valamint az álló- és forgórész radiális irányú lemezei közötti rések hatása)

$$f = v \frac{z \cdot n}{60} \quad [\text{Hz}], \quad (42)$$

ahol v a rezgés rendszáma; z a zavaró elemek száma (pl. a járókerék lapátszáma); n a fordulatszám koherens mértékegységekben.

6.8.2 Transzformátorok

*Transzformátorok*nál mindig megjelenik a mágneses eredetű 100 Hz-es rezgés esetleges felharmonikusával együtt. Ezt jelentősen felerősíthető teljesítménytranszformátoroknál a hűtőburkolat, ill. kényszerhűtés esetén a beépített axiálventilátor. Egyéb rezgés csak valamilyen fellazulás következménye lehet, amely többnyire egyszerűen meg is szüntethető.

6.9 Hidraulikus és pneumatikus rendszerek

Hidraulikus és pneumatikus rendszerek rezgései kiegyensúlyozatlanságból, csapágyhibákból vagy helytelen szerelésből adódnak. Viszonylag gyakori lehet a kiegyensúlyozatlanság, amelyet a szállított közegből kiváló és a lapátokra lerakódó anyag okoz. Kiegyensúlyozatlanságra utal a hajtási frekvencián jelentkező intenzitás növekedés, míg a működési frekvencia – a (38)-

hoz alakilag hasonló összefüggés – kiugrása szerkezeti hibát vagy fokozódó turbulenciát jelez. Radiális és axiális irányban is fellép.

Légsűrítőknél, ventilátoroknál, szivattyúknál stb. z értéke

- turbolégsűrítőknél és ventilátoroknál a lapátszám,
- forgólapátos légsűrítőknél a lapátszám,
- szimmetrikus *Roots-fűvóknál* $z = 4$,
- aszimmetrikus *Roots-fűvóknál* $z = 2$,
- csavarlégsűrítőknél az orsószám,
- dugattyús gépeknél a körülfordulásonkénti munkalöketek száma.

Hidraulikus és pneumatikus rendszerek csővezetékeinél az egyes csőszakaszok sajátrezgése jelenhet meg. Oka a szivattyú vagy motor gerjesztő hatása. Megszüntethető elhangolással, fordulatszám változtatással, a megfogási-rögzítési rendszer módosításával, részlegesen a gerjesztés rugalmas leválasztásával. Időszakos jelentkezése lerakódásokra is utalhat (sajátfrekvenciák megváltozása!).

Hidraulikus és pneumatikus rendszerek szabályozó és vezérlő egységeinél mechanikus és kavitációs eredetű rezgések alakulnak ki elsősorban. A *mechanikus rezgés* oka a szabályozó elemén átáramló közeg lüktetése ($f = 50 \dots 500$ Hz) vagy turbulenciája ($f = 2 \dots 7$ kHz). Hatásukra a közeggel érintkező elemek rezgésbe jönnek, esetleg rezonancia is kialakulhat. Fellépése kopásra utal (megnövekedett játék az egymáson elmozduló elemek között), de előfordulhat hibás szerelésnél, nem megfelelő egység beépítésénél is. A *kavitációs rezgés* csak hidraulikus rendszereknél fordulhat elő, 50...70 kHz frekvenciájú is lehet, kisebb frekvencián kopogásban is megnyilvánul. Az ok hibás tömítés (hamis levegő beszívása) de konstrukciós eredetű is lehet. Ez utóbbi esetben a javítás csak cserével vagy a rendszer részleges átalakításával oldható meg.

7. Határértékek

Gépészeti berendezések rezgésvizsgálatára vonatkozó legfontosabb előírás az ISO 2372 sz.-ú nemzetközi szabvány: *"Általános előírások forgógépek rezgéserejének vizsgálatára és értékelésére"*. E szabvány sorozatban vagy egyedi gyártásban készült, az $n = 600 \dots 12\,000$ min⁻¹ fordulatszám-tartományban üzemelő gépekre érvényes, de nem alkalmazható kötelező érvénnyel az $n \leq 600$ min⁻¹ esetben. Előírt az osztályozási feltétel és minősítési rendszer a rezgésekre való tekintettel. A szabvány ugyanakkor tárgyalja az egyes rezgésjellemzők értékelését, de magát a mérés kivitelezését is.

Nem tartalmazza viszont

- a rezgések minősítését az emberi szervezetre, a munkavégző-képességre gyakorolt hatás szempontjából;
- a különleges gépekre vonatkozó előírásokat;
- olyan gépek vizsgálatát, melyekhez különleges rezgésdiagnosztikai műszerek szükségesek.

Meg kell ugyanakkor jegyezni, hogy e szabvány olyan nemzetközi és nemzeti szabványok alapjául is szolgál, melyek esetenként csupán egy-egy géptípusra vonatkoznak vagy az eredeti szabvány érvényességi tartományán kívül esnek.

A szabványban meghatározott rezgése erősségi fokozatokat az 1. táblázat tartalmazza.

1. táblázat

Rezgése erősségi fokozatok határai az ISO 2372 szerint

A mértékadó rezgése erősségifokozat		
jele	alsó	felső
határa [mm s ⁻¹]		
0,11		0,112
0,18	0,112	0,18
0,28	0,18	0,28
0,45	0,28	0,45
0,71	0,45	0,71
1,12	0,71	1,12
1,8	1,12	1,8
2,8	1,8	2,8
4,5	2,8	4,5
7,1	4,5	7,1
11,2	7,1	11,2
18	11,2	18
28	18	28
45	28	45
71	45	71

A rezgés vizsgálatot minden esetben a 10...1000 Hz frekvenciatartományban kell elvégezni, s az effektív rezgése sebességet kell mérni a szerkezet valamennyi csapágyházán mindhárom főirányban (a tengelyre merőleges síkban vízszintes, függőleges és radiális irányban). (A korábbiak szerint a rezgése sebesség a rezgés energiatartalmával van kapcsolatban!) Az előirt pontokban mért értékek közül a legnagyobbat kell mértékadónak tekinteni, s ennek alapján az osztályba sorolást elvégezni. Az erre vonatkozó határértékeket a 2. táblázat foglalja össze.

I. osztály: kisgépek csoportja, $N \leq 15$ kW.

II. osztály: a közepes teljesítményű gépek csoportja, $N = 15...75$ kW, ill. különleges alapozás esetén $N_{max} = 300$ kW. Ide tartoznak a stabil, csak forgó mozgást végző gépek (szivattyúk, ventilátorok, hajtóművek és a villamos motorok max. 75kW teljesítményig).

III. osztály: nagy, nehéz, de csak forgómozgást végző munka- és erőgépek, $N = 15...75$ kW, különleges alapoázás esetén $N_{max} = 300$ kW.

2. táblázat

Rezgéserősségi tartományok gépészeti berendezések minősítésére (ISO 2372)

Rezgéssébség v_{or} [mm s ⁻¹]	Gép csoport			
	I.	II.	III.	IV.
0,18	jó	jó	jó	jó
0,28				
0,45				
0,71				
1,12	hasznáható	hasznáható	hasznáható	hasznáható
1,8				
2,8	még megengedhető	még megengedhető	hasznáható	hasznáható
4,5	elfogadhatatlan	még megengedhető	még megengedhető	még megengedhető
7,1		elfogadhatatlan	elfogadhatatlan	még megengedhető
11,2				még megengedhető
18				elfogadhatatlan
28	elfogadhatatlan	elfogadhatatlan	elfogadhatatlan	elfogadhatatlan
45				

IV. osztály: forgó mozgást végző, rugalmas alapon elhelyezett erő- és munkagépek teljesítménytől függetlenül (turbinák, turbogenerátorok, turbogépcsoportok).

V. osztály: alternatív mozgást végző kiegyensúlyozatlan géprendszerek.

VI. osztály: mint az V. osztály, de lazán kapcsolt szerkezeti elemekkel (pl. örlőmalmok verőhengelyei) vagy változó kiegyensúlyozatlanságú gépek (pl. centrifugák, rezgősziták, rezgővályúk, vibrátorok).

E két utóbbi osztályra a szabvány minősítési adatokat sem közöl, miután a rezgéssébség a működési állapot és rendszer (működési elv, konstrukciós megoldás) függvényében üzemszerűen is igen változatosak lehetnek.

Kissé részletesebb bontást tartalmaz a 3. táblázat, amely a CDA/MS/NVSH 107. sz.-ű kanadai műszaki irányelv kivonata. A jellegzetes géptípusokra ad irányértékeket új és használt szerkezetekre egyaránt, de ezen túlmenően a javítás szükségességére is utal.

A rezgésszintek vonatkoztatási alapja $v_0 = 10^{-6}$ mm s⁻¹. A nagy élettartam 1000...10 000, a kis élettartam 100...1000 üzemórát jelent. Amennyiben egy ellenőrzésnél a gép rezgéssébsége a "felülvizsgálat"-i értéket eléri, úgy feltétlenül karbantartásra van szükség, de nem azonnal. A kérdéses elem (elempár) azonosításához oktáv vagy szükség esetén keskenysávú elemzésre van szükség az over-all mérés helyett. Az "oktáv sávós mérés" oszlopát oktáv sávós vizsgálatnál kell alkalmazni, s a feltüntetett értékek elérésénél azonnali javításra van szükség.

3. táblázat

Rezgésszint értékek gyakrabban előforduló géptípusokra (CDA/MS/NVSH 107)

	Új gépek				Használtgépek			
	Nagyélettartam		Kisélettartam		Felülvizsgálat		Oktávsváos ellenőrzés	
	v [dB]	v [mm s ⁻²]	v [dB]	v [mm s ⁻²]	v [dB]	v [mm s ⁻²]	v [dB]	v [mm s ⁻²]
Gázturbinák								
14 720 kW felett	138	7,9	145	18	145	18	150	32
4,4...14 720 kW	128	2,5	135	5,6	140	10	145	18
3 680 kW-ig	118	0,79	130	3,2	135	5,6	140	10
Gőzturbinák								
14 720 kW felett	125	1,8	145	18	145	18	150	32
4,4...14 720 kW	120	1,0	135	5,6	145	18	150	32
3 680 kW-ig	115	0,56	130	3,2	140	10	145	18
Kompresszorok								
Szabad dugattyús	140	10	150	32	150	32	155	56
Nagynyomású	133	4,5	140	10	140	10	145	18
Kisnyomású	123	1,4	135	5,6	140	10	145	18
Hűtőkompresszorok	115	0,56	135	5,6	140	10	145	18
Diesel-generátorok	123	1,4	140	10	145	18	150	32
Centrifugák, olajleválasztók	123	1,4	140	10	145	18	150	32
Hajtóművek								
7 360 kW felett	120	1,0	140	10	145	18	150	32
7,4...7 360 kW	115	0,56	135	5,6	145	18	150	32
7,4 kW-ig	110	0,32	130	3,2	140	10	145	18
Kazánok	120	1,0	130	3,2	135	5,6	140	10
Vill. generátorok	120	1,0	130	3,2	135	5,6	140	10
Szivattyúk								
3,7 kW felett	123	1,4	135	5,6	140	10	145	18
3,7 kW-ig	118	0,79	130	3,2	135	5,6	140	10
Szellőzők								
1800 min ⁻¹ alatt	120	1,0	130	3,2	135	5,6	140	10
1800 min ⁻¹ felett	115	0,56	130	3,2	135	5,6	140	10
Villanymotorok								
3,7 kW felett vagy 1200 min ⁻¹ alatt	108	0,25	125	1,8	130	3,2	135	5,6
3,7 kW-ig vagy 1200 min ⁻¹ felett	103	0,14	125	1,8	130	3,2	135	5,6
Transzformátorok								
1 kVA felett	103	0,14	-	-	115	0,56	120	1,0
1 kVA-ig	100	0,10	-	-	110	0,32	115	0,56

IRODALOMJEGYZÉK

- [1] Barkov, A. – Barkova, N. – Azovtsev, A.: A lassú fordulatszámú gördülőcsapágyak diagnosztizálásának sajátosságai. =Karbantartás és Diagnosztika (Szeged). 5(1998)2. p. 33/37.
- [2] DIN ISO 3945. Mechanische Schwingungen großer rotierender Maschinen mit Drehzahlen zwischen 10 Hz und 200 Hz.
- [3] Dömötör F. (szerk.): A rezgésdiagnosztika elemei. SKF Svéd Golyóscsapágy Rt., Budaörs, 1996.
- [4] Dömötör F.: Rezgésdiagnosztikai beruházások gazdaságossági vizsgálata döntési gráf segítségével. =Karbantartás és Diagnosztika (Szeged). 1(1994)3.
- [5] Dömötör F. – Hajdú S.: Rezgésdiagnosztika kezdőknek. SKF Svéd Golyóscsapágy Rt., Budapest, 1991.
- [6] Eichler, C.: A karbantartás tervezése. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1981.
- [7] Gaál Z. – Kovács Z.: Megbízhatóság, karbantartás. Veszprémi Egyetemi Kiadó, Veszprém, 1994.
- [8] ISO 2372, Mechanical vibrations of machines with operating speeds from 20 to 200 rps.
- [9] ISO 3954. Mechanical vibration of large rotating machines with speed range from 10 to 200 rev/s; Measurement and evaluation of vibration severity in situ.
- [10] ISO 4866. Mechanical vibration and shock; Measurement and evaluation of vibration effects on buildings; Guidelines for the use of basic standard methods.
- [11] ISO 7919. Mechanical vibration of non-reciprocating machines; Measurements on rotating shafts and evaluation.
- [12] Part 1.: General guidelines.
- [13] Part 2.: Guidelines for large steam turbine sets.
- [14] Part 3.: Guidelines for industrial turbosets.
- [15] Part 4.: Guidelines for gas turbine sets.
- [16] Part 5.: Guidelines for hydraulic machine sets.
- [17] Kovács A.: A fogaskerékpár alapspektruma és torzulásai. I-II. =Karbantartás és Diagnosztika (Szeged). 3(1996)3. p.2, 4/8; 4(1997)1. p. 27/30.
- [18] Kovács A.: Gépszerkezettan (Műszaki akusztika). 2. kiad. Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 1993.
- [19] Lyon, R. H.: Machinery Noise and Diagnostics. Butter-Worths, Boston, 1987.
- [20] Lipovszky Gy. – Sólyomvári K. – Varga G.: Gépek rezgésvizsgálata és a karbantartás. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1981.
- [21] Mason, P. E.: Rezgésanalízis a papíriparban. =Karbantartás és Diagnosztika (Szeged). 5(1998)3. p.10/20.
- [22] Meirovitch, L.: Elements of Vibration Analysis. McGraw-Hill, Inc. New York, 1979.
- [23] Mitchell, J. S.: Machinery Analysis and Monitoring. Pennwell Books, Tulsa, 1981.
- [24] Péczoly Gy.: Forgó gépek, gépalapok és kompresszorok csövezetékeinek rezgésvizsgálata. =Karbantartás és Diagnosztika (Szeged). 5(1998)3.
- [25] Randall, R. B.: Frequency Analysis. Brüel & Kjaer, Naerum, 1987.

- [26] Rezgésdiagnostika haladóknak. (Szerzői munkaközösség) SKF Svéd Golyóscsapágy Rt., Budapest, 1992
- [27] Sturm, A. – Förster, R.: Maschinen- und Anlagendiagnostik für die zustandsbezogene Instandhaltung. VEB Verlag Technik, Berlin, 1988.
- [28] Taylor, J. I.: The vibration analysis handbook. Vibration Consultants, Inc., Tampa (Florida), 1994.
- [29] VDI-Richtlinie 2056. Beurteilungsmaßstäbe für mechanische Schwingungen von Maschinen.
- [30] VDI-Richtlinie 2059.
 - Bl. 1.: Wellenschwingungen von Turbosätzen; Grundlagen für die Messung und Beurteilung.
 - [31] Bl. 2.: Wellenschwingungen von Dampfturbosätzen für Kraftwerke; Messung und Beurteilung.
 - [32] Bl. 3.: Wellenschwingungen von Industrieturbosätzen; Messung und Beurteilung.
 - [33] Bl. 4.: Wellenschwingungen von Gasturbosätzen; Messung und Beurteilung.
 - [34] Bl. 5.: Wellenschwingungen von Wasserkraftmaschinen; Messung und Beurteilung.
- [35] Vierck, R. K.: Vibration Analysis, Harper Collins Publishers, New York, 1979.