

# FORGÓ TENGELY SAJÁTFREKVENCIÁJÁNAK MÉRÉSÉRE ALKALMAS BERENDEZÉS TERVEZÉSE

## DESIGN OF EQUIPMENT SUITABLE FOR MEASURING THE NATURAL FREQUENCY OF ROTATING SHAFT

*Apáti Sándor, PhD hallgató, Miskolci Egyetem, Szerszámgépészeti és Mechatronikai Intézet*  
*Hegedűs György, PhD, Miskolci Egyetem, Szerszámgépészeti és Mechatronikai Intézet*

### ÖSSZEFOGLALÁS (ABSTRACT)

In this paper, the construction and operation of a measuring bench for measuring the vibration state of a rotating shaft and the evaluation of the measurement results are presented. The design of the measuring bench was aimed at measuring the vibration generated by the excitation effects on the shaft. The effect of the imbalance and the position of the disc on the vibration characteristics is shown in diagrams. It is also observed that at higher speeds the vibration plotted shows an irregular shape. This is due to the excitation effects on the whole structure.

### 1. BEVEZETÉS

Forgó mozgást végző tengelyek tervezésénél ügyelni kell a rezgések csökkentésére, figyelembe véve azok forrásait. Ezenkívül figyelembe kell venni a rezgés intenzitását, a tengely kritikus sebességét, stabilitását és egyéb a rendszer tulajdonságait befolyásoló paramétereket. Az említett paraméterek hatásait különösen a kritikus fordulatszámokon kell vizsgálni, mivel a rendszer rezgési tulajdonságai jelentősen megváltoznak, amelyek a tengely károsodását, a forgó alkatrészek és a csapágyazások idő előtti tönkremenetelét okozhatják [1].

A tengelyek élettartamát befolyásoló rezgések közé tartoznak a különböző mértékű csavaró rezgések. A nagymértékű torziós rezgés károsíthatja a forgó berendezéseket, vagy azok meghibásodásához vezet, ami költséges leállásokat okozhat. Az átfogó torziós rezgéselemzés a tipikus módszer egy olyan torziós rendszer megtervezésére, amely kiküszöböli az ilyen problémákat. A torziós rendszer tervezésének követelményeit különböző szabványok definiálják, azonban bizonyos fokú bizonytalanság mindig jelen van az analitikai adatokban, a modellezési technikákban, valamint a gerjesztésre és csillapításra vonatkozó feltételezésekben [2].

A tengely torziós sajátfrekvenciáinak prediktív számítását a torziós rezonancia problémák elkerülése érdekében végezzük. Azonban gyakran

kényes a megfelelő gerjesztési frekvenciák kiválasztása, valamint a modális csillapítási tényezők meghatározása, amelyeket figyelembe kell venni a számításnál. További pontatlanságot okoz, hogy a csapágyak rugalmasságát elhanyagolják a peremfeltételekben, ami az eredményeket bizonytalanná teszi. A gyakorlatban ezért gyakran hasznos a torziós sajátfrekvenciák kísérleti mérése a számítások validálása [3].

Minden rugalmas rendszerre jellemző a saját rezgéseinek periódusa, amelyet a merevsége és a saját tömege határoz meg. Ha egy ilyen rendszer a kiegyensúlyozatlan tömegek vagy más okok miatt változó erők és nyomatékok hatására kényszerrezgéseknek van kitéve, és ha ezen erők és zavaró momentumok változásának frekvenciája megegyezik a rezgések frekvenciájával vagy annak többszörösével, akkor a rezgések amplitúdója gyorsan növekszik, és rezonancia lép fel. A tengelyek esetében a hatóerők és a zavaró torziós nyomatékok függvényében hossz-, torziós és keresztirányú rezgések léphetnek fel. Gyakorlati szempontból leggyakrabban csak az utóbbi két rezgéstípusról van szó, mert általában a hosszirányú visszaállító erők nagyon nagyok, és a hosszirányú rezgések amplitúdója kicsi. A legtöbb esetben a keresztirányú rezgések a keresztirányú erők hatására lépnek fel, amelyek periodikusan ismétlődnek [4], [5].

A gyakorlatban előfordulnak olyan feladatok is, ahol az aszimmetrikusan koncentrált tömegű tengelyek (pl. fogaskeréktengelyek, kúpos zúzógépek főtengelyei) kritikus fordulatszámát kell meghatározni [6].

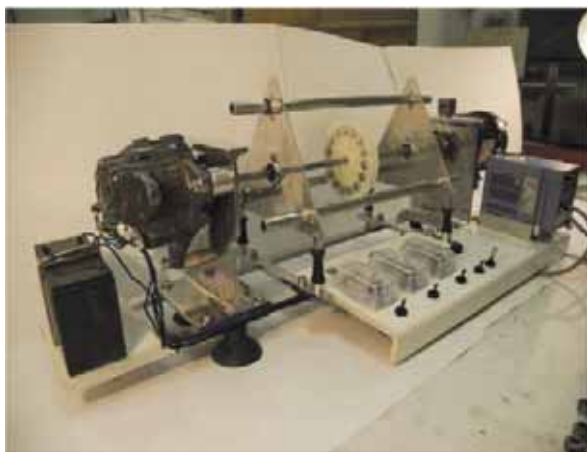
A torziós rezgések vizsgálatára analitikus módszerek is alkalmasak lehetnek. Egy hajócsavar erőátviteli tengelyének vizsgálatára két módszert dolgoztak ki, melyek közül az első, közelítő eljárásban a tengelyvonalat kéttömegű rendszerként modellezték. A második eljárásban a teljes rendszer több szabadságfokú problémáját *Rayleigh-Ritz* módszerrel oldották meg. A vázolt analitikai eljárások felhasználhatók a tengely

torziós rezgéseinek becslésére a koncepcionális tervezési szakaszban, valamint a már üzemben lévő berendezésekre is [7].

Torziós rezgések eredendően jelen vannak minden forgó hajtásláncban. Rezonáns körülmények között a torziós rezgések jelentősen felerősíthetők. A torziós rezgés csökkentésének tipikus módszere, különösen rezonancia esetén, a torziós sajátfrekvenciák módosítása az alkatrész tervezésével. Általában a módosítás egyszerű módja a hajtásba beépített elemek torziós merevségének beállítása [8].

## 2. A TERHELŐPAD FELÉPÍTÉSE

A bevezetésben áttekintett tanulmányok és kutatások alapján látható, hogy a forgó tengelyek kritikus fordulatszámának és a tengelyek különböző rezgéseinek vizsgálata kiemelkedően fontos feladat. Az általunk elvégzett kísérleti méréseket az 1. ábrán látható terhelőpadon végeztük.



1. ábra. A mérőpad kialakítása és a hozzá kapcsolt mérésadatgyűjtő rendszer

Amint az 1. ábrán látható, a tengelyre egy tárcsa szerelhető a hossz tengely mentén, amit tetszőleges pozícióban rögzíthetünk a tengelyre. A tárcsán  $15 \times \varnothing 150 \times M8$  menetes furat található, ennek segítségével a forgó tengelyre szerelt tömeg helyezhető, aminek következtében a rendszer tehetetlenségi nyomatéka és kiegyensúlyozatlansága változtatható. A tárcsa tömege és tehetetlenségi nyomatéka, valamint a tengelyen való elhelyezkedése a tengely sajátfrekvenciáit befolyásoló paraméterek. A tárcsa kiegyensúlyozatlansága biztosítja a gerjesztő hatásokat a tengely forgásakor.

A próbapad hajtását egy 300 W teljesítményű villanymotor biztosítja, amelynek fordulatszámát fokozatmentesen szabályozhatjuk egy frekvenciaváltó segítségével  $0-5000 \text{ min}^{-1}$  tartományban. A hajtáslánc terhelését egy 500 W

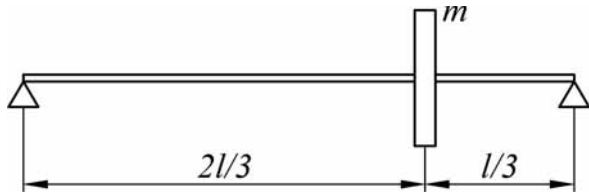
teljesítményű autógenerátor biztosítja, amit további 3 db 25 W teljesítményű kiegészítő terheléssel növelhetünk diszkrét lépésekben. A próbapad üzemelésekor a mérések regisztrálását és a mérési adatgyűjtést egy *Hottinger Baldwin Messtechnik Ltd.* mérési adatgyűjtő rendszer biztosítja. A mérés alapja egy *Spider8* berendezés, ami egy többcsatornás PC mérőelektronika párhuzamos, dinamikus mérési adatok számítógépes gyűjtésére. A *Spider8* kompakt kivitelben tartalmazza mindazt, ami a méréshez szükséges. Az ilyen mérőrendszer nem igényel további csatlakozási és vezetékezési telepítéseket, sem nagy konfigurációs előbeállításokat. A mért adatok feldolgozását és közvetlen megjelenítését egy *CATMAN EASY* mérőszoftver teszi lehetővé. A rendszer számos előkészített mérőprogramot kínál a felhasználó számára értékelő diagramokkal, ami meggyorsítja a mért adatok kiértékelését. A terhelőpadon elhelyezett tengely hajlítórengését kétféle módon mérhetjük. Az egyik módszernél egy piezoelektromos gyorsulásmérővel mérhetők a terheléskor fellépő értékek három tengely mentén, amiket az állvány két végtelezén rögzítünk. A másik mérési módszernél 4 darab nyúlásmérő bélyeggel létrehozott teljes híd méri a rezgés hatására bekövetkező alakváltozásokat. Méréskor a tengely sajátfrekvenciáihoz viszonyított szögsebességtől függően a jelátalakítók a rezgés amplitúdójával arányos elektromos jelet hoznak létre. A tengely sajátfrekvenciái a tengely fordulatszámának növelésével és a rezgés amplitúdójának ellenőrzésével mérhetők. A sajátfrekvencia (vagy a kritikus fordulatszám) azon a szögsebességen van, amelynél a rezgés maximális értéke alakul ki.

## 3. MÉRÉSI EREDMÉNYEK

A méréseket többféle elrendezésben végeztük, melyek során mértük a piezoelektromos gyorsulásmérő  $x$  irányú gyorsulását, valamint a rezgésamplitúdó nagyságát a fordulatszám függvényében. A piezoelektromos gyorsulásmérőt és a nyúlásmérő bélyegeket úgy rögzítettük, hogy azok mérési iránya azonos legyen ( $x$  irány). A tengely és a tárcsa elrendezését kétféle módon valósítottuk meg, ezeket a következő alfejezetek ábrái szemléltetik.

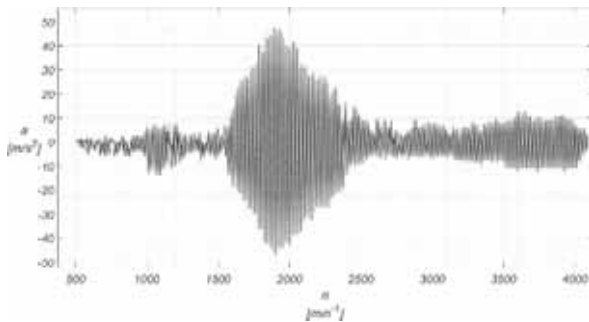
### 3.1. 1. Mérési eredmény

Ebben a mérési elrendezésben a tárcsát a tengely hosszának  $1/3$ -ánál rögzítettük (2. ábra), a tárcsa menetes furataiba a kötőelemeket beszereltük, így a tárcsa szerelt tömege 300 g volt.



2. ábra Az I. mérési elrendezés vázlata

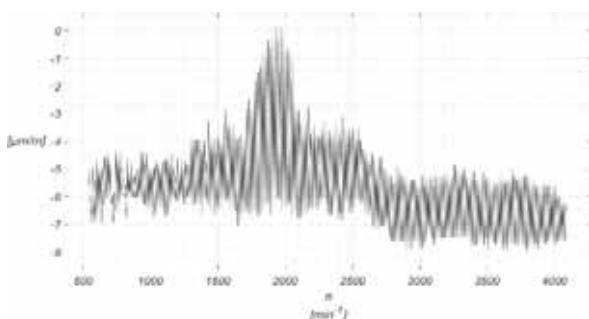
A mérési eredmény azt mutatja, hogy a maximális rezgésgyorsulás  $1950 \text{ min}^{-1}$  fordulatszámnál éri el a legnagyobb értéket. A rezgésamplitúdó nagyságára az elmozdulással arányos nyúlásmérőbélyegek által szolgáltatott elektromos jelből lehet következtetni.



3. ábra. A rezgésgyorsulás a fordulatszám függvényében (I. mérés)

A 3. ábra a rezgésgyorsulás mérési eredményét mutatja a fordulatszám függvényében. A mérést úgy végeztük, hogy a tárcsát a tengely hosszának  $1/3$ -ánál rögzítettük, és 3 darab kötőelemet kiszereztünk a tárcsáról, ami a tárcsa kiegyensúlyozatlanságát okozta, továbbá csökkentett tömeget eredményezett.

Az ábrán látható, hogy a redukált tömeg miatt a sajátfrekvencia magasabb frekvencián ( $\sim 2000 \text{ min}^{-1}$ ) keletkezett, és a megnövekedett gerjesztő hatások miatt a rezgés amplitúdója a kritikus fordulatszám átlépése után minimálisan csökkent.



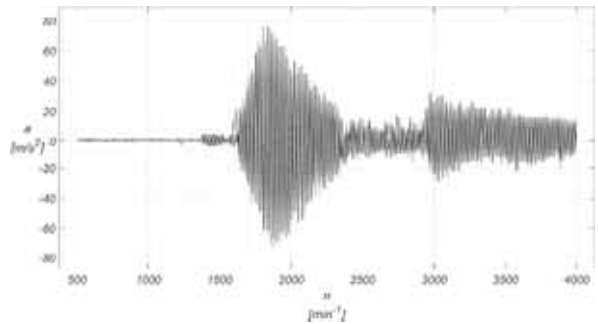
4. ábra. Rezgésamplitúdó a fordulatszám függvényében (I. mérés)

A 4. ábra a rezgésamplitúdó mérési eredményét mutatja a fordulatszám függvényében. Látható,

hogy magasabb fordulatszámnál a mérési eredmény bizonytalan rezgési tartományt mutat. Ennek oka az lehet, hogy a teljes szerkezetet érte a gerjesztő hatás.

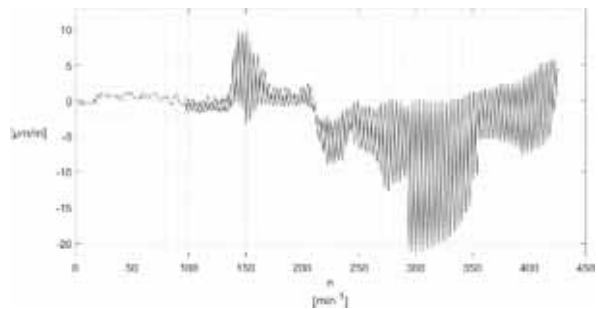
### 3.2. II. Mérési eredmény

Ebben az esetben a mérés elrendezése megegyezik az előző esetben ismertetett méréssel. A mért rendszer azonban abban különbözik az előzőtől, hogy itt tárcsa kiegyensúlyozatlan és  $290 \text{ g}$  tömegű. Az 5. ábrán látható, hogy a maximális rezgésgyorsulás értéke már  $\sim 1800 \text{ min}^{-1}$  fordulatszámnál megjelenik és a kitérés enyhe növekedése  $\sim 3300 \text{ min}^{-1}$  fordulatszámtól megfigyelhető.



5. ábra. A rezgésgyorsulás a fordulatszám függvényében (II. mérés)

A 6. ábra a nyúlásmérő bélyegek alkotta mérőhíd által regisztrált mérési eredményt szemlélteti ugyanarra a mérési elrendezésre.



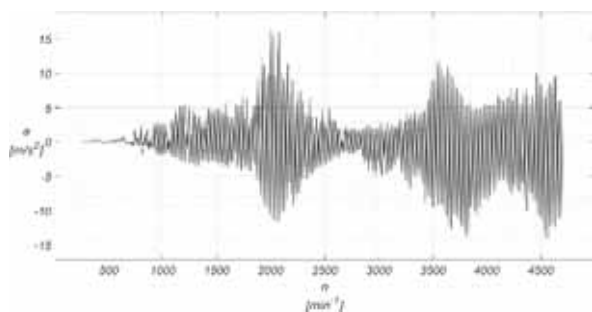
6. ábra. Rezgésamplitúdó a fordulatszám függvényében (II. mérés)

Megfigyelhető, hogy ennél a konfigurációnál is  $\sim 1800 \text{ min}^{-1}$  fordulatszámnál jelentkezik a legnagyobb rezgés kitevés. A 3. és 4. ábrákkal összehasonlítva a mérési eredmények nagyobb és szabálytalanabb rezgésgyorsulást és rezgés kitevést mutatnak, ami azzal magyarázható, hogy a kötőelemek eltávolításával a szíjtárcsa kiegyensúlyozatlanná vált, ami jelentősen növelte a tengely rezgését. Ezen az ábrán is látható, hogy  $\sim 3300 \text{ min}^{-1}$  fordulatszámnál megjelenik a mért

maximális érték, amelynél a rezgéscsúcsok jelentkeznek.

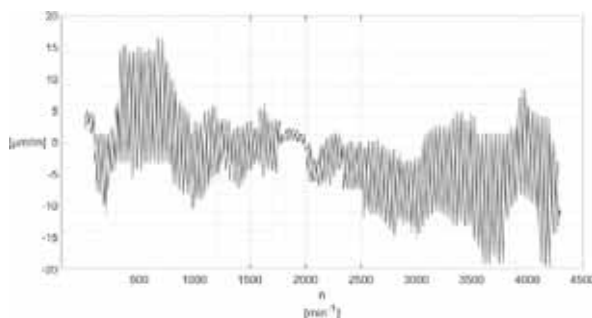
### 3.3. III. Mérési eredmény

Ebben a mérési elrendezésben az  $x$  irányú gyorsulást mutatja a sebesség függvényében.



7. ábra. A rezgés gyorsulás a fordulatszám függvényében (III. mérés)

Az előző ábrán jól láthatóak a rezgésmaximumok. A rezgés gyorsulásmérő által rögzített grafikonon látható, hogy  $\sim 3500 \text{ min}^{-1}$  és  $\sim 4700 \text{ min}^{-1}$  tartományban több maximális gyorsulás is van. A nyúlásmérő bélyegek által detektált mérési eredményeket a 8. ábra szemlélteti.



8. ábra. Rezgésamplitúdó a fordulatszám függvényében (III. mérés)

Megfigyelhető, hogy a nyúlásmérő bélyegek által regisztrált diagram egy kicsit pontosabb képet ad arról, hogy hol vannak azok a frekvenciák, ahol a rendszer rezonanciára hajlamos. Látható, hogy a gyorsulás és a rezgésértékek növekedése már alacsonyabb sebességeknél jelentkezik. Ebből arra lehet következtetni, hogy az excentrikus tárcsa a két tengelykapcsoló felénél helyezkedik el, befolyásolja a tengely rezgési viszonyait, mint amikor a csapágytartóhoz egyharmadánál közelebb helyezték el. Az elmozdulás - fordulatszám diagram azt mutatja, hogy a rezgéscsúcsok alacsony fordulatszámon már  $\sim 1000 \text{ min}^{-1}$  körül jelentkeznek.

## 4. ÖSSZEFOGLALÁS

Ebben a cikkben bemutatottuk egy forgó tengely rezgésállapotának mérésére alkalmas mérőpad

felépítését és működési módját, valamint a mérési eredmények kiértékelését. A mérőpad kialakításának célja a tengelyt gerjesztő hatások által kialakuló rezgés mérése volt. A kiegyensúlyozatlanság és a tárcsa helyzetének hatása a rezgési jellemzőkre a diagramokon látható. Az is megfigyelhető, hogy magasabb fordulatszámon az ábrázolt rezgés szabálytalan alakot mutat. Ennek oka az, hogy az egész szerkezetet érik a gerjesztő hatások.

## 5. IRODALOM

- [1] Choong-Yul S, Young-Hyun R, Kang-Su L: *A study on the vibration characteristics of critical speed for rotor shaft*, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering 18:961–971., (2008), doi: 10.5050/ksnvn.2008.18.9.961
- [2] Wang, Qingyu; Feese, Troy D.; Pettinato, Brian C.: *Torsional Natural Frequencies: Measurement Vs. Prediction*, Proceedings of the Forty-First Turbomachinery Symposium September 24-27, 2012, Houston, Texas, <https://doi.org/10.21423/R1RM09>
- [3] Vasselín J-L: *Practical methodologies for on-site measurements of torsional natural frequencies – application to industrial cases*, Surveillance 7 International Conference: October 29-30, 2013, Chartres, France
- [4] Huang Z, Han B: *Effective approach for calculating critical speeds of high-speed permanent magnet motor rotor-shaft assemblies*, IET Electric Power Applications 9:628–633., (2015), doi: 10.1049/iet-epa.2014.0503
- [5] Geonea I, Dumitru N, Margine A: *Analytical and numerical study of critical speed for right shafts*, Springer Proceedings in Physics 411–417., (2017), doi: 10.1007/978-3-319-69823-6\_49
- [6] Gorbatyuk S, Kondratenko V, Sedykh L: *Influence of critical speed when working shafts with asymmetrically located monolithic weighting on the accuracy of work surfaces*, Materials Today: Proceedings 19:2117–2120., (2019), doi: 10.1016/j.matpr.2019.07.222
- [7] Senjanović I, Hadžić N, Murawski L, et al: *Analytical procedures for torsional vibration analysis of Ship Power Transmission System*. Engineering Structures 178:227–244., (2019), doi: 10.1016/j.engstruct.2018.10.035
- [8] Kinnunen K, Laine S, Tiainen T, Viitala R: *Method for adjusting torsional natural frequencies of powertrains with novel coupling design*, Machines 10:162., (2022), doi: 10.3390/machines10030162