

# Turbófeltöltő tengelyének dinamikai vizsgálata szimulációs eljárásokkal

## Dynamic evaluation of a turbocharger shaft, using simulation tools

*BOROS Máté*<sup>1</sup> – tanszéki gyakornok, *PESTHY Márk*<sup>1</sup> – tanársegéd

<sup>1</sup>Széchenyi István Egyetem, Audi Hungaria Járműmérnöki Kar, Járműhajtás Technológia Tanszék,  
H 9026 Győr, Egyetem tér 1.

Tel.: +36 70/883-4180, e-mail: pesthy.mark@ga.sze.hu, honlap: <https://jhtt.sze.hu/kezdolap>

### Abstract

*Turbochargers are used on a wide range of rotational speeds, it is particularly important to centralize the shaft of the turbocharger especially in heavily loaded conditions. Due to the natural frequencies, deformations occur at certain speeds and movements with deformations from the axial direction take place. These operational points have a negative effect on the lifespan, performance and lubrication of the turbocharger. In this study, the critical frequency ranges and the deformation modes are presented, with the help of simulation methods, and discussed in details on Campbell diagrams. The change of oil film thickness and oil allocation as a result of deformations are also mentioned, which were simulated with semi-floating journal bearing.*

**Keywords:** Turbocharger, Rotordynamics, Tribology, Simulation methods

### Kivonat

*Turbófeltöltők széles spektrumú fordulatszámon való használata miatt, különösen nagy fontosságú a turbófeltöltő tengelyének centralizálása terhelési állapotokban is. A sajátfrekvenciák miatt, bizonyos fordulatszámokon deformációk keletkeznek és tengelymenti iránytól eltérő kitérésű mozgások zajlanak le. Ezek a munkapontok negatívan hatnak a turbófeltöltő élettartalmára, teljesítményére és kenésére egyaránt. Ebben a tanulmányban bemutatásra kerülnek szimulációs módszerek segítségével a kritikus frekvenciatartományok, illetve az ott lejátszódó deformációk módjai, melyek Campbell diagramon kerülnek tovább tárgyalásra. Kitérések hatására változó olajfilm vastagság és olaj allokáció is említésre kerül, amelyek félúszó siklócsapágyon kerültek szimulációs vizsgálatra.*

**Kulcsszavak:** Turbófeltöltő, Rotordinamika, Tribológia, Szimulációs módszerek

## 1. BEVEZETÉS

Turbófeltöltők elterjedésével a járműiparban, jelentősen megnövekedett a kereskedelemben felhasznált belsőégésű motorok teljesítménye, mindamellett, hogy károsanyag kibocsátásuk redukálódott. Nem megfelelően működő vagy meghibásodott turbófeltöltő számos veszélyt és problémát hordoz magával, mint például: olajjellátási, hőtani, szilárdságtani vagy rezgéstani problémákat [1]. Ezen tudományos cikkben az utóbbi probléma lesz részletesen vizsgálva. Rezgésdinamikai okokból származó igénybevételek jelentős mértékben károsíthatják a turbófeltöltő belső- rotor dinamikáját, mely későbbiekben maradandó alakváltozást és anyagleválást okozhat [2]. A modern turbófeltöltők már pontos kiegyensúlyozási folyamatokon esnek át, ezzel is csökkentve a rezonancia hatására bekövetkező ellenőrizetlen mozgásokat, kitéréseket [3]. Kitérések vizsgálatára fennálló mérési lehetőségek adottak turbófeltöltő tesztpadok segítségével. Ezek a mérések pontos képet adhatnak a lejátszódó tengelykitérésekről és a kopás mértékéről, azonban ennek működtetése és fenntartása költséges. Költségek csökkentése érdekében szimulációs módszerek alkalmazásával szinte a valóságot megközelítő körülményeket lehet megteremteni, mely jó pontosságú eredményeket szolgáltat. Rezgéstani számítások betekintést nyújtanak az általunk definiált rotordinamikai rendszer kitérésű modusairól kritikus frekvencia tartományokban, illetve definiálja a kritikus feszültségi pontokat a frekvencia és fordulatszám függvényében.

## 2. ALKALMAZOTT ESZKÖZÖK ÉS MÓDSZEREK

### 2.1. Rotordinamika matematikai modellje

Egyszerűsített tengelymodell esetében a rotordinamikai rendszer hosszú, flexibilis tengelyt tartalmaz, amelyen felfogatáshoz szükséges csapágyak és lapátkerek helyezkednek el. Ezen csapágyak rendelkeznek merevségi ( $K_x$  és  $K_y$ ) és csillapítási ( $C_x$  és  $C_y$ ) tulajdonságokkal. Ezen saját tulajdonságai mátrix modellben kerülnek későbbiekben felbontásra. Ebben a modellben figyelemvételre kerül a tengelyen lévő lapátkerek kiegyensúlyozatlansága, ezért a tömegközéppontja a rendszernek eltolásra került a tengely síkjához képest, amely a továbbiakban  $e$ -vel kerül jelölésre. A tárcsa elmozdulása felbontható két transzlációs kitérésre ( $x, y$ ). Amennyiben a rotor forgássebessége,  $\Omega$  állandó a Newton-féle mozgástörvényből meghatározható a tömegközéppont mozgásegyenlete a következőképpen [4]:

$$m \frac{d^2}{dt^2} [x + e \cos(\Omega t + \phi_e)] = -C_x \dot{x} - K_x x$$

$$m \frac{d^2}{dt^2} [y + e \sin(\Omega t + \phi_e)] = -C_y \dot{y} - K_y y$$

Az előbbieken feltüntetett egyenletek a következőképpen kerülnek átrendezésre:

$$m\ddot{x} + C_x \dot{x} + K_x x = m e \Omega^2 \cos(\Omega t + \phi_e)$$

$$m\ddot{y} + C_y \dot{y} + K_y y = m e \Omega^2 \sin(\Omega t + \phi_e)$$

A fenti egyenletrendszerben szereplő  $\phi_e$  a kiegyenlítetlen tömeg kezdeti fázisszöge. A két mozgási irány ( $x, y$ ) nem függ egymástól, ezért az egyenletek egymástól függetlenül is megoldhatóak. Amennyiben a kiegyenlítetlen tömeget (KT) semlegesnek tekintjük az így kiadódó érték a következő eredmény lesz:

$$|x| = \frac{m e \Omega^2}{\sqrt{[(K_x - \Omega^2 m)^2 + (\Omega C_x)^2]}}$$

$$|y| = \frac{m e \Omega^2}{\sqrt{[(K_y - \Omega^2 m)^2 + (\Omega C_y)^2]}}$$

Forgó alkatrészek matematikai modell alkotásánál, döntő kritérium a referencia keret megválasztása, ami lehet stacionárius és forgó referencia. Stacionárius esetben a giroszkópikus hatás nem szerepel az egyenletrendszerben közvetlenül, mivel a csillapítási mátrix tartalmazza azt.

$$[M]\{\ddot{u}\} + ([C] + [C_{gyro}])\{\dot{u}\} + ([B] + [K])\{u\} = \{f\}$$

Ahol,  $[M]$  a tömegmátrix,  $[C]$  a csillapítási mátrix,  $[C_{gyro}]$  a giroszkópikus mátrix,  $[B]$  a forgó csillapítási mátrix és  $[K]$  a merevségi mátrix. Továbbiakban csak stacionárius rendszer kerül alkalmazásra.

### 2.2. Hidrodinamikai csapágy matematikai modellje

Felépíteni kívánt rotordinamikai rendszer tartalmaz hidrodinamikai csapágyakat, melyek eltérő matematikai megközelítést igényelnek. Ahhoz, hogy képet kapjunk a csapágyakban lejátszódó áramlási folyamatokról, Reynolds egyenletrendszer speciális formáját alkalmazzuk:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{dp}{dx} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x}$$

Azonban a  $h$  olajfilm vastagsága nem állandó, mivel a tengely örvényszerű mozgásainak köszönhetően ez változik az adott módú elmozdulásnak függvényében. Ez a következőképpen írható le [5]:

$$h(\theta) = c(1 + \varepsilon \cos \theta)$$

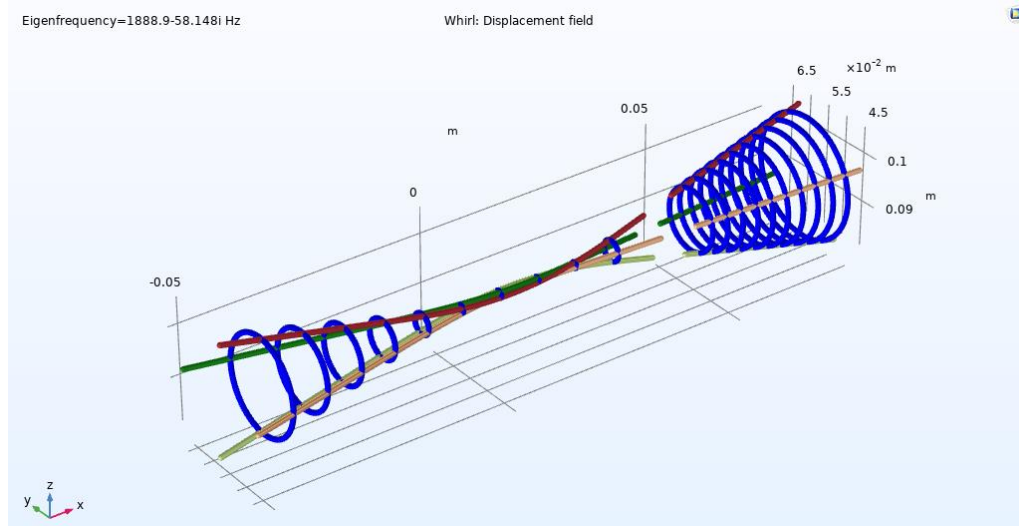
### 2.3. Szimulációs modellalkotás

Ebben a cikkben feltüntetett eredmények és számítások COMSOL Multiphysics® 6.2 programcsomag keretein belül kerültek kivitelezésre. Az így megalkotott rotordinamikai modell mechanikai és részben áramlási számításokat tartalmaz. Szilárd rotor modell és hidrodinamikai csapágy fizika kerültek összekapcsolásra [6].

### 3. EREDMÉNYEK

#### 3.1. Kitérés és sajátfrekvencia alakzatok

Első eredményekként a turbófeltöltő kritikus fordulatszámain és frekvenciáin fellépő örvénylő mozgásokat, kitéréseket, illetve e deformációk irányát tárgyaljuk. Forgási állapotban a kitérés jól szemléltethető, ha a rendszer tetszőleges pontjait térben elhelyezzük, majd összekötjük azokat egy hozzájuk tartozó, későbbi időpillanatban lévő pontjaikkal. Az így kapott körpálya leírja a rendszer adott pontjának kitérését adott fordulatszámon [7].



1. ábra: Tengely örvénydiagramja 1888.9 frekvencián

A körpályák paraméterei a csillapítás mértékére vezethető vissza, amiből az következtethető, hogy minél oválisabb, annál nagyobb az adott ponton lévő csillapítás [7].

#### 3.2. Félúszó siklócsapágy statikus vizsgálata forgó rotordinamikai rendszerben

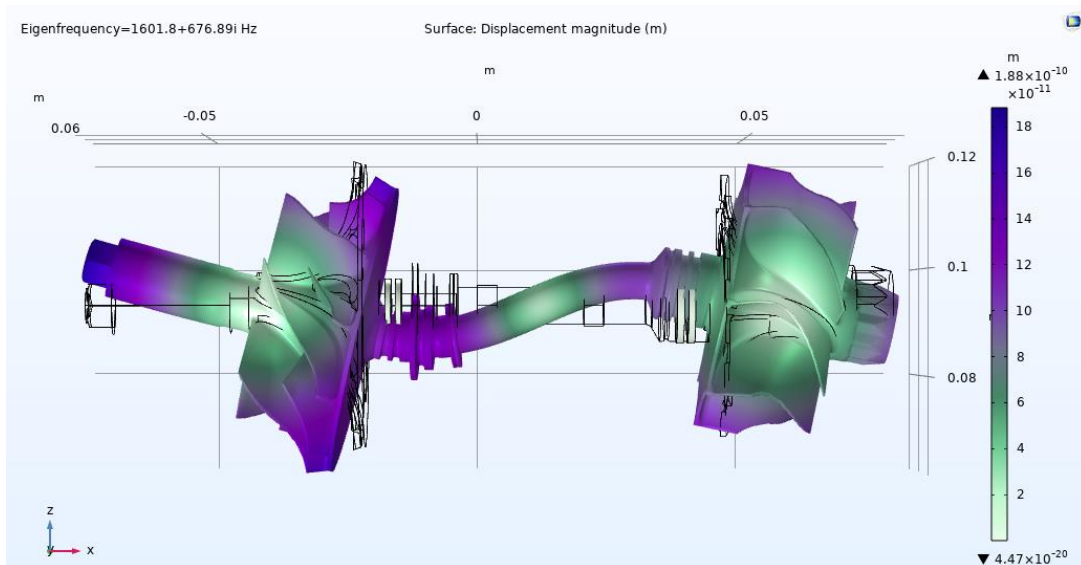
Ebben a cikkben bemutatásra kerülő félúszó siklócsapágy a következő adatokkal és szimulációkhoz szükséges paraméterekkel rendelkezik:

Csapágytest hossza	27.8 [mm]
Csapágyazási felületek hossza	2 x 1.6 [mm]
Csapágy belső átmérője	7 [mm]
Radiális hézag	42 [ $\mu\text{m}$ ]
Excentricitás mértéke (szimulált)	0.01 [gmm]
Csapágy forgási sebessége	0 [RPM]
Csapágyban felhasznált olaj viszkozitása	0.18 [Pa.s]
Csapágyba beérkező olaj hőmérséklete	353 [K]

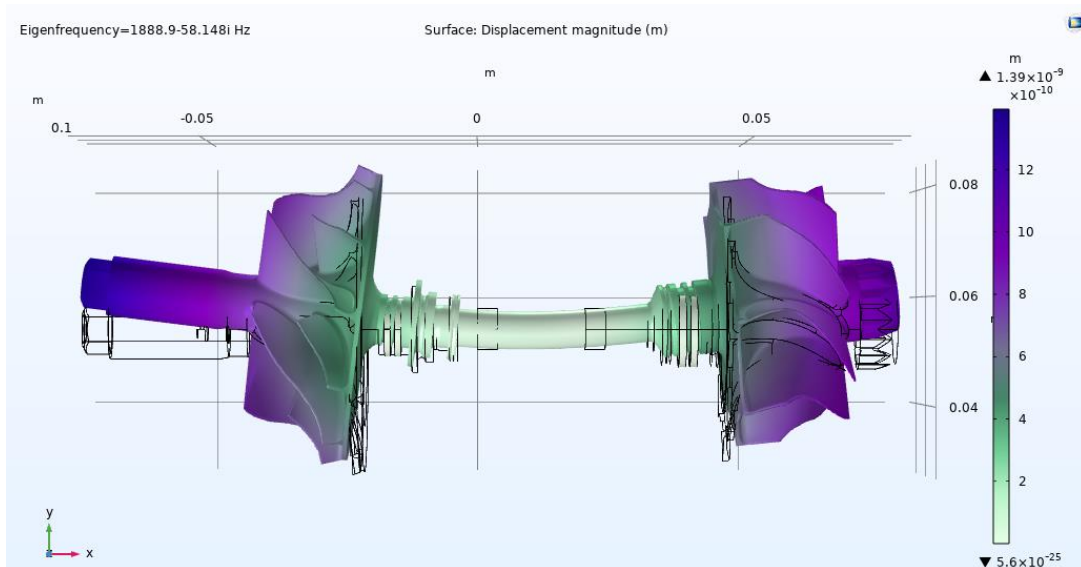
A szimulációs eredményekből megállapítható a rendszer, előre parametrizált sajátfrekvenciáinak száma, illetve a valós és imaginárius komponensekre felbontott értéke. A valós számú komponens jelöli az adott frekvenciát, ahol a rendszer sajátfrekvenciája miatt jelentősen megnő a kitérés. Az imaginárius összetevő a csillapítás mértékét adja meg [8]. A kapott sajátfrekvenciák, amennyiben a keresési tartománynak 2500 Hz kerül beállításra:

Sajátfrekvencia [Hz]	Szögsebesség [rad/s]	Csillapítás aránya
1601.8+676.89i	10064+4253i	1.2845
1888.9-58.148i	11868-365.35i	-16.25
2066.5-238.87i	12984-1500.9i	-4.3543
2118.1	13308	1.539E12
2500	15708	-2.0507E5
2855.5+214.29i	17941+1346.4i	6.6814
2871.2+48.185i	18040+302.75i	29.798

A sajátfrekvenciákhoz tartozó elmozdulások is megjelenítésre kerültek, illetve az így kapott alakzatok, elmozdulási irányok is:



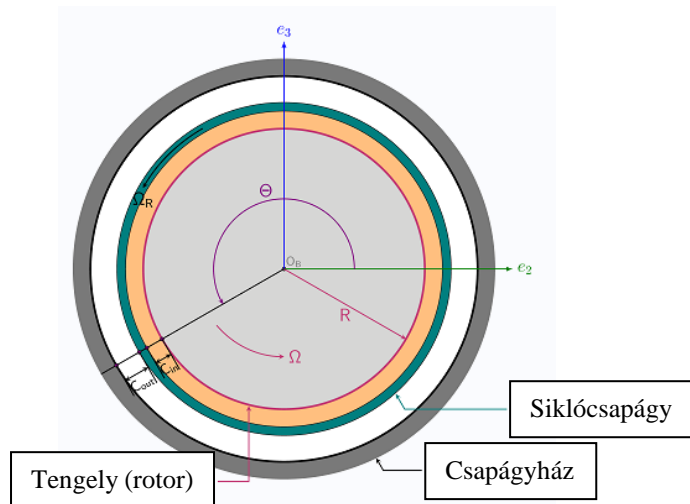
2. ábra: Előre hajló formájú kitérés (forward mode) 1601.8 Hz frekvencián



3. ábra: Előre hajló formájú kitérés (forward mode) 1888.9 Hz frekvencián

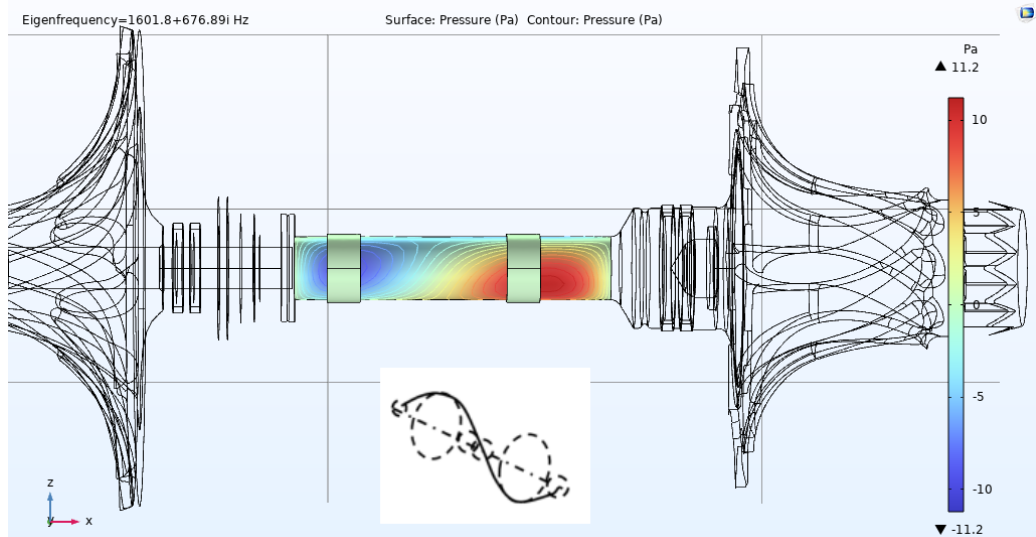
### 3.3. Rotor tengelyének kitérése a csapágyon belül

A felépített EHD csapágymodellben szereplő csapágy egy egyszerűsített geometriai modellje az eredetinek, mégpedig úgy, hogy csak a tengellyel kontaktban lévő részek és azok felületei kerültek lemodellezésre.

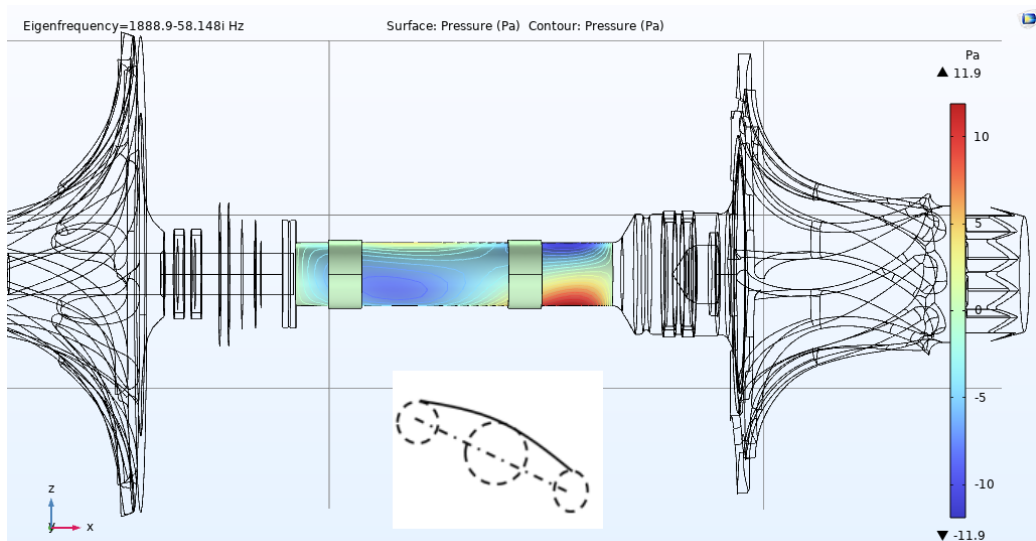


4. ábra: Csapágy belső (sárga) és külső (fehér) hézagjai

A csapágyban áramló olaj dinamikai viszkozitása és sűrűsége nem változik a modellszintű egyszerűsítés miatt. Az így megadott dinamikai viszkozitás értéke  $\mu = 0.007035 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ , sűrűsége pedig  $\rho = 837.6 \text{ kgm}^{-3}$ . Nyomáseloszlás a csapágy teljes keresztmetszetén változik a kitérések miatt:



5. ábra: Olajnyomás eloszlása 1601.8 Hz frekvencián



6. ábra: Olajnyomás eloszlása 1888.9 Hz frekvencián

Az előző ábrákon feltüntetett nyomásértékek a kitérésből adódóan keletkező többletnyomások, melyek nem tartalmazzák az előre definiált 3 bar értékű olajnyomást. Nyomáseloszlás képe és értéke a csapágy mentén változik az egyes sajátfrekvenciákon a kitérések függvényében. Megfigyelhető, hogy a turbinakerék oldalhoz közelebb elhelyezkedő csapágynál lép fel magasabb olajfilm nyomás, ez a lapátkerek tömegével is indokolható, míg a turbinakerék anyaga nikkelt ötvözet, addig a kompresszorkerék alumínium.

#### 4. KONKLÚZIÓ ÉS DISZKUSSZIÓ

Az eredmények alapján a szimulációs modellben szereplő tengelykitérésért referens szekció és az EHD csapágysekczióban lezajló folyamatok sikeresen összekapcsolásra kerültek. Az így kapott adatok jól megmutatják a turbófeltöltő kritikus fordulatszámait és problémás pontjait. Örvénydiagramról is ezt a következtetést tudjuk levenni, hiszen a leírt körpályák milyensége megadja az adott ponton lévő csillapítottság mértékét. Az áramlási jelenségeket leíró Reynolds egyenleteket megoldó EHD szekció modellje kellőképpen definiált, hogy kiszámításra kerüljön a csapágyban lévő tengelykitérés hatására keletkező nyomásnövekedés-, vagy csökkenés. A kitérés eredmények turbófeltöltő tesztpadon végrehajtott mérésekkel összevethetők, csak úgy, mint ahogy ez Pesthy és társai tanulmányában is tárgyalásra került [9]. Illetve, a jövőben további mérési pontokkal csapágymodell validálására is lehetőséget ad. Turbófeltöltő tesztpadon, a csapágyházon rekorderezett gyorsulások és azok rendspektruma magyarázza az egyes kitérés formákat és azok keletkezési helyét a fordulatszám tartományon. A kialakított szimulációs környezet adatainak relevanciája különböző analitikus számításokkal hitelesítésre kerültek, melyek összehasonlítsa a témához közeli publikációk eredményeivel is összevetésre kerültek. Ezen eredmények részletesebb tárgyalása, azonban nem szerepel ebben a cikkben, az összetettségük miatt, bővebben kifejtésre került. A jövőben további lehetséges kutatási terület az olaj dinamikai viszkozitásának és sűrűségének hő-, és nyomáskövető függvényének megalkotása és beépítése a szimulációs modellbe, illetve a csapágyba be- és kiáramlásért felelős olajfúratok hozzáadása a Reynolds egyenletekhez. Ebben a cikkben felépítésre került szimulációs modell unikálisan képes lekezelni a kenőanyag tulajdonságainak változását, külső behatások függvényében. Csapágy olaj-film és rezgésdinamikai hatások összekapcsolásával a rotordinamikai rendszer komplexitásának növelésével az eredmények részletessége egyedülállóan mutatja be a rendszerben lezajló folyamatokat. Turbófeltöltő fékpadi mérések befogadására is képes a virtuális környezet, mellyel több platformú adatkiértékelést tesz lehetővé. Jövőbeli kenőanyag hígulási, alacsony viszkozitású és magas hőmérsékletű tesztek képesek feldolgozni, amely jelentősen csökkenti a kutatási költségeket és hibalehetőségeket.

#### IRODALMI HIVATKOZÁSOK

- [1] E. J. Gunter, *Review and Failure Analysis of Three 4 Cylinder Engine Turbochargers And Methods on How to Extend Turbocharger Life*. Mechanical & Aerospace Engineering, Univ. Of Virginia, 2010
- [2] D. Polichronis, R. Evaggelos, G. Alcibiades: *Turbocharger lubrication—lubricant behavior and factors that cause turbocharger failure*. IJAET 2, 40–54, 2013
- [3] H. Nguyen-Schäfer, *Springer Tracts in Mechanical Engineering, Rotordynamics of Automotive Turbochargers Second Edition*. Springer, DOI 10.1007/978-3-319-17644-4, 2015
- [4] Wen Jeng Chen and Edgar J. Gunter, *Introduction to Dynamics of Rotor-Bearing System*. Eigen Technologies, 2001
- [5] R. Mane, S. Soni, *Analysis of Hydrodynamic Plain Journal Bearing*. Department of Mechanical Engineering, Sardar Vallabhbhai National Institute of Technology, India, 2013
- [6] COMSOL AB, *COMSOL Multiphysics 6.2 User's Guide*. COMSOL, U.S., 2023
- [7] D. Srikrishnanivas, *Rotor Dynamic Analysis of RM12 Jet Engine Rotor using ANSYS*. Department of Mechanical Engineering Blekinge Institute of Technology, Sweden, 2012
- [8] M. Santhosh Kumar, *Rotor Dynamic Analysis Using ANSYS*, IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics, New Delhi, 2009
- [9] M. Pesthy, J. Rohde-Brandenburger, C. Tóth-Nagy, *Kenőolajhiányos állapot hatásának vizsgálata a turbófeltöltők rotordinamikájára rezgésdiagnosztika alkalmazásával*. XXXI. Nemzetközi Gépészeti Konferencia – OGÉT 2023