

GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET MŰSZAKI FOLYÓIRATA



2021/3-4.

nka
Nemzeti Kulturális Alap

96 oldal
LXXII. évfolyam

GÉPTERVEZŐK ÉS TERMÉKFEJLESZTŐK XXXVII. SZEMINÁRIUMA MISKOLC, 2021. november 4-5.

TISZTELT GÉPTERVEZŐ ÉS TERMÉKFEJLESZTŐ KOLLÉGA!

Örömmel tudatjuk, a szerzők 35 előadással jelentkeztek a Géptervezők és Termékfejlesztők 2021. november 4-5-én megrendezésre kerülő szemináriumára. Az előadások egy része, 20 darab cikk, nyomtatott formában a GÉP folyóirat soron következő számában is megjelenik a rendezvény napján. Köszönjük a szerzők és a lektorok munkáját.

A szeminárium szervezői 2021. november 4-én 9 órától várják a résztvevőket a Miskolci Egyetem Díszaulájában, ahol a Plenáris ülést követően Terplán Zénó születésének 100. évfordulója alkalmából rendezett Terplán Zénó Emlékkiállítás megnyitójára is sor kerül.

Szeretettel várunk minden előadót, társszerzőt és érdeklődőt.

Miskolc-Egyetemváros, 2021. október 29.

Dr. Péter József
c. egyetemi tanár,

Dr. Dömötör Csaba
egyetemi docens

a Szeminárium titkárai

Géptervezők és Termékfejlesztők XXXVII. Szeminárium

Gépipari Tudományos Egyesület Borsod-Abaúj-Zemplén megyei Géptervező Szakosztálya

Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet 2021. november 4 (csütörtök) - 5 (péntek)

Címünk:
Géptervezők és Termékfejlesztők XXXVII. Szeminárium
Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet
H-3515 Miskolc-Egyetemváros
Telefon/Fax: (0036)-46-327-643

2021. november 4. (csütörtök) 14:00-18:00

Helyszín: ME Sopron terem (A/4. ép. I. emelet)

Elnök: Dr. Péter József • Társelnök: Dr. Krisch Róbert

Titkár: Németh Géza

14:00-14:15 Dr. Döbröczöni Ádám professor emeritus ME Gép- és Terméktervezési Intézet: „A rajz: mélyen szántó gondolathalmaz” - Emlékképek Terplán Zénó műegyetemi hallgató „Géprajz” jegyzetének olvasása közben

14:15-14:30 Dr. Zsidai László egyetemi docens, MATE, Műszaki Intézet: Csővágási technológiák és összehasonlító értékelésük

14:30-14:45 Vadászné Prof. Dr. Bognár Gabriella egyetemi tanár ME Gép- és Terméktervezési Intézet: Grafén réteg redőzésének modellezése

14:45-15:00 Fazekas Bálint tanársegéd, Dr. Goda Tibor egyetemi tanár, BME Gép- és Terméktervezés Tanszék: Radiális tengelytömítések kísérleti és numerikus vizsgálata

15:00-15:15 Domonyi Erzsébet tanársegéd, Dr. Barányi István adjunktus, Prof. Dr. Réger Mihály Antal egyetemi tanár, Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar: Egyedi féladiabatikus kaloriméter fejlesztése

15:15-15:30 Domonyi Erzsébet tanársegéd, Dr. Barányi István adjunktus, Prof. Dr. Réger Mihály Antal egyetemi tanár, Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar: Egyedi fejlesztésű kaloriméter hőtani jellemzőinek meghatározása

15:30-15:45 Dr. Horváth Richárd, Fábian Enikő Réka, Stadler Róbert Gábor, Pinke Péter, Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar: Marószerszámok erőtani és tönkremeneteli vizsgálata

15:45-16:00 Nagy Sándor, okleveles gépészmérnök: Mozgásér-zékelővel ellátott, önműködő harmonika ajtó egészségügyi, szociális és akadálymentesítésre kötelezett intézmények számára

16:00-16:15 Göncfalvi Balázs okl. gépészmérnök, Neumann Róbert okl. gépészmérnök, Dr. Krisch Róbert ügyvezető, K.K.K. 99 Kft.: Sikkerekes hullámhajtómű család kísérleti fejlesztése és prototípus gyártása a K.K.K.99 Kft-nél

16:15-16:30 Neumann Róbert okl. gépészmérnök, Dr. Krisch Róbert ügyvezető, K.K.K. 99 Kft.: Moduláris felépítésű, robotkarokban univerzálisan használható, nagy teljesítménysűrűségű precíziós hajtásrendszer kifejlesztése a K.K.K. 99 Kft.-nél

16:30-16:45 Horváth Dávid területi értékesítési vezető, Carl Zeiss Kft.: Méréstechnikai megoldások a hatékonyság növeléséhez és a fenntartható működéshez

16:45-17:00 Jálcis Károly okl. gépészmérnök, c. egyetemi docens ME Gép- és Terméktervezési Intézet: Az Osztrák-Magyar monarchia haditengerészete

17:00-17:15 Nagy Szilárd PhD hallgató, Prof. Dr. Jármai Károly egyetemi tanár, Dr. Baksa Attila egyetemi docens Miskolci Egyetem: Evolutionary optimisation of a transmission line tower with fpa algorithm

2021. november 4. (csütörtök) 14:00-18:00

Helyszín: ME Selmec terem (A/4. ép. I. emelet)

Elnök: Dr. Sarka Ferenc • Társelnök: Dr. Lovas László

14:00-14:15 Dr. Ficzer Péter egyetemi adjunktus BME Vasúti Járművek és Járműrendszeranalízis Tanszék: Additív gyártástechnológiákkal kapcsolatos kutatások

14:15-14:30 Alzyod Hussein PhD hallgató, Ficzer Péter egyetemi adjunktus, BME Vasúti Járművek és Járműrendszeranalízis Tanszék: Residual stresses in additive manufacturing

14:30-14:45 Kristály Álmos oktatási asszisztens, Dr. Ficzer Péter egyetemi adjunktus BME Vasúti Járművek és Járműrendszeranalízis Tanszék: 3D nyomtatás alkalmazása egyszerű műanyag alkatrészek helyettesítéséhez

14:45-15:00 Lévai Emese oktatási asszisztens, Dr. Ficzer Péter egyetemi adjunktus BME Vasúti Járművek és Járműrendszeranalízis Tanszék: Kompozit versenyhajó hajócsavar prototípus tervezésének első lépései

15:00-15:15 Seregi Bálint Leon oktatási asszisztens, Dr. Ficzer Péter egyetemi adjunktus BME Vasúti Járművek és Járműrendszeranalízis Tanszék: Drón tömegének csökkentése és hatótávjának növelése generatív tervezéssel

15:15-15:30 Talai Alsardia, PhD hallgató, Dr. Lovas László egyetemi docens, BME Vasúti Járművek és Járműrendszeranalízis Tanszék: Bolt preload variation in cyclic tightening

GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET

műszaki, vállalkozási, befektetési, értékesítési, kutatás-fejlesztési, piaci információs folyóirata

SZERKESZTŐBIZOTTSÁG

Dr. Döbröczeni Ádám

elnök

Vesza József

főszerkesztő

Dr. Jármái Károly

Dr. Péter József

Dr. Szabó Szilárd

főszerkesztő-helyettesek

Dr. Barkóczi István

Bányai Zoltán

Dr. Beke János

Dr. Bukoveczky György

Dr. Czitán Gábor

Dr. Danyi József

Dr. Dudás Illés

Dr. Gáti József

Dr. Horváth Sándor

Dr. Illés Béla

Dr. Kalmár Ferenc

Dr. Orbán Ferenc

Dr. Pálincás István

Dr. Patkó Gyula

Dr. Péter László

Dr. Penninger Antal

Dr. Szabó István

Dr. Szántó Jenő

Dr. Tímár Imre

Dr. Tóth László

Dr. Varga Emilné Dr. Szűcs Edit

Dr. Zobory István

TISZTELT OLVASÓ!

Engedje meg a Tisztelt Olvasó, hogy egy emlékezetes eseményre hívjam fel a figyelmét; ebben az évben ünnepeljük a Géptervezők és Termékfejlesztők Szemináriuma kezdeményezőjének, Terplán Zénó professzornak 100. születésnapját. Terplán Zénó professzor 1921-ben Hegyeshalomban született, tanulmányait Kőszegen és Győrben folytatta, diplomáját 1943-ban Budapesten a József Nádor Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetemen szerezte. Tehetségére hamar felfigyelt Pattantyús Ábrahám Géza (1885-1956) professzor, aki maga mellé vette demonstrátornak.

Pattantyús Ábrahám Géza a hazai gépészeknek és az általános tudománynak színes, sokoldalú egyénisége volt. Akadémikus professzor, magánmérnök, gépkonstruktor, nagyműveltségű közéleti ember. 1910-ben a Ganz féle utazási ösztöndíjjal 200 napot töltött Németországban, Nagy-Britanniában és az Amerikai Egyesült Államokban. Terplán professzor Pattantyús Ábrahám Gézát követte, példának tekintette, élete végéig nagy elismeréssel emlegette.

1972 augusztusában a Gépipari Tudományos Egyesület Téggláson rendezett országos titkári értekezletén 110 vállalat és intézmény 234 delegáltja, többnyire konstrukciós tevékenységet folytató vezető beosztású szakembere foglalkozott az ipari konstrukciós munkával és annak szervezésével. A konstrukcióval foglalkozó összejövetel megrendezését ekkor kezdeményezte prof. Dr. Terplán Zénó, prof. Dr. Magyar József és Dr. Száday Rezső főkonstruktor.

Az első tanácskozást a Miskolci Egyetem Gépelemek Tanszéke munkatársainak részvételével 1973. augusztus 22-24-én rendeztük. A Tanácskozást Dr. Varga Jenő egyetemi tanár, az GANZ gyár főkonstruktoré nyitotta meg, kiemelve, hogy ilyen rendezvény hazánkban korábban nem volt. Tanácsolta, hogy a konstrukció értékelésével is foglalkozni kell, mivel az utóbbi években több, a tervezés módszertanával foglalkozó - elsősorban nyugat-német - munka jelent meg. A Tanácskozás kiadványában a 15 cikk szerzője egyéges rendszerbe foglalt, termékeny és hatékony konstrukciós munka érdekében érvelt. A Vezető Konstruktorok Tanácskozása az 1975. évi rendezvényt követően 1977-ben Géptervezők Országos Szemináriumává alakult.

A XX. század utolsó évtizedében a magyar ipar gyökeresen átalakult, a termelő helyet cserélt a fogyasztóval, a lebecsült fogyasztási javak egyenrangúvá váltak a gépekkel, a termelő eszközökkel, a géptervezők szótára kiegészült a termék szóval. A tervezők tudomásul vették, hogy termék mindaz, ami iránt van érdeklődés, vagy ami iránt az érdeklődés felkelthető. A szeminárium szervezői megértették, hogy a pálya elején lévő korosztály is szívesen részt vesz rendszeres szakmai összejövetelen, és örömmel veszi, ha megbízható helyen és formátumban jelentetheti meg cikkeit, esetünkben a Gépipari Tudományos Egyesület támogatásával.

A Géptervezők és Termékfejlesztők Szemináriuma az indulástól helyet kapott a Magyar Tudományos Akadémia Miskolci Bizottságának Székházában, a szakcikkek nyomtatott formában a Gazdász Kft. támogatásával a GÉP-ben jelennek meg. Köszönet érte.

Engedje meg a Tisztelt Olvasó a köszöntő végén a személyes hangot. Szeminárium-szervező munkánk nem lenne eredményes a Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézete (korábban Gépelemek Tanszéke) vezetői, oktató és nem oktató beosztottjai támogatása nélkül. Személy szerint is hálával tartozunk a biztatásért, a kritikáért és a munkáért Vadászné Dr. Bognár Gabriella intézetigazgatónak, Dr. Döbröczeni Ádám professzor emeritusnak, Dr. Kamondi László c. egyetemi tanárnak, Németh Géza egyetemi adjunktusnak és Gere Aranka gazdasági ügyintézőnek.

*Dr. Péter József és Dr. Dömötör Csaba,
Szeminárium titkár*

A szerkesztésért felelős: Vesza József. A szerkesztőség címe: 3534 Miskolc, Szervezet utca 67.

Telefon/fax: 06-46/379-530, 06-30/9-450-270 • e-mail: mail@gepujsag.hu

Kiadja a Gépipari Tudományos Egyesület, 1147 Budapest, Czobor u. 68., Levélcím: 1371 Bp. Pf.: 433.

Telefon: 06-1/202-0656, fax: 06-1/202-0252, e-mail: a.gaby@gteportal.eu, internet: www.gteportal.eu

A GÉP folyóirat internetcíme: <http://www.gepujsag.hu>

Kereskedelmi és Hitelbank: 10200830-32310236-00000000

Felelős kiadó: Dr. Igaz Jenő ügyvezető igazgató.

Gazdász Nyomda Kft. 3534 Miskolc, Szervezet u. 67. Telefon: 06-46/379-530 • e-mail: gazdasz@chello.hu

Előfizetésben terjeszti a Magyar Posta Zrt. • Postacím: 1900 Budapest

Előfizetésben megrendelhető az ország bármely postáján, a hírlapot kézbesítőknél, www.posta.hu WEBSHOP-ban (<https://eshop.posta.hu/storefront/>), e-mailen a hirlapelofizetes@posta.hu címen, telefonon 06-1-767-8262 számon, levélben a MP Zrt. 1900 Budapest címen. Külföldre és külföldön előfizethető a Magyar Posta Zrt.-nél: www.posta.hu WEBSHOP-ban (<https://eshop.posta.hu/storefront/>), 1900 Budapest, 06-1-767-8262, hirlapelofizetes@posta.hu

Egy szám ára: 1260 Ft. Dupla szám ára: 2520 Ft.

INDEX: 25 343 ISSN 0016-8572

A megjelent cikkek lektoráltak.

A kiadvány a Nemzeti Kulturális Alap támogatásával jelenik meg.

TARTALOM

1. Ayham Aljawabrah, Dr. László Lovas: TESZTPAD KÖRMÖS KAPCSOLÓS AUTOMATIZÁLT SEBESSÉGVÁLTÓHOZ	5	12. Neumann Róbert, Dr. Krisch Róbert: MODULÁRIS FELÉPÍTÉSŰ, ROBOTKAROKBAN UNIVERZÁLISAN HASZNÁLHATÓ, NAGY TELJESÍTMÉNYSŰRŰSÉGŰ PRECÍZIÓS HAJTÁSRENDSZER KIFEJLESZTÉSE A K.K.K. 99 KFT.-NÉL	53
2. Talal Alsardia, Dr. László Lovas: ELŐFESZÍTŐ ERŐ VÁLTOZÁSA CSAVARKÖTÉSBEN	9	13. Seregi Bálint Leon, Dr. Ficzer Péter: DRÓN TÖMEGÉNEK CSÖKKENTÉSE ÉS HATÓTÁVJÁNAK NÖVELÉSE GENERATÍV TERVEZÉSSEL	57
3. Domonyi Erzsébet, Dr. Barányi István, Prof. Dr. Réger Mihály Antal: EGYEDI FÉLADIABATIKUS KALORIMÉTER FEJLESZTÉSE	13	14. Szabó Ferenc János: A SZIGMOID GÖRBÉK MULTIDISZCIPLINARITÁSA	61
4. Domonyi Erzsébet, Dr. Barányi István, Prof. Dr. Réger Mihály Antal: EGYEDI FEJLESZTÉSŰ KALORIMÉTER HÓTANI JELLEMZŐINEK MEGHATÁROZÁSA	17	15. Ungár Péter, Dr. Kovács Sándor, Havas Zsuzsanna: MEZŐGAZDASÁGI MELLÉKTERMÉKEK HASZNÁLATÁVAL KÉSZÜLT KOMPOZITOK VIZSGÁLATA EVŐESZKÖZÖK GYÁRTÁSÁHOZ	65
5. Fazekas Bálint, Goda Tibor: RADIÁLIS TENGELYTÖMÍTÉSEK KÍSÉRLETI ÉS NUMERIKUS VIZSGÁLATA	21	16. Zábori Zoltán, Dr. Zobory István: HOSSZIRÁNYBAN MOZGÓ, ÁLLANDÓ NAGYSÁGÚ FÜGGŐLEGES ERŐVEL TERHELT VÁLTOZÓ MEREVSÉGŰ ÉS CSILLAPÍTÁSÚ WINKLER-ALAPZATHOZ RÖGZÍTETT GERENDATARTÓ DINAMIKÁJA	69
6. Dr. Ficzer Péter: ADDITÍV GYÁRTASTECHNOLÓGIÁKKAL KAPCSOLATOS KUTATÁSOK	27	17. Zábori Zoltán, Dr. Zobory István: VÁLTOZÓ PARAMÉTERŰ WINKLER- ALAPZATRA RÖGZÍTETT GERENDATARTÓN GÖRDÜLŐ KERÉK FÜGGŐLEGES MOZGÁSVISZONYAINAK ELEMZÉSE	76
7. Göncfalvi Balázs, Dr. Krisch Róbert: SÍKKEREKES HULLÁMHAJTÓMŰ CSALÁD KÍSÉRLETI FEJLESZTÉSE ÉS PROTOTÍPUSGYÁRTÁSA A K.K.K. 99 KFT.-NÉL	31	18. Nagy Sándor: MOZGÁSÉRZÉKELŐVEL ELLÁTOTT, ÖNMŰKÖDŐ HARMONIKA AJTÓ EGÉSZSÉGÜGYI, SZOCIÁLIS ÉS AKADÁLYMENTESÍTÉSRE KÖTELEZETT INTÉZMÉNYEK SZÁMÁRA	80
8. Horváth Richárd, Fábrián Enikő Réka, Stadler Róbert Gábor, Pinke Péter: MARÓSZERSZÁMOK ERŐTANI ÉS TÖNKREMENTELI VIZSGÁLATA	35	19. Pintér Ádám Sándor, Dr. Sarka Ferenc: CAD RENDSZEREK ÁLTAL GENERÁLT FOGAZOTT ELEMEL ALAKELTÉRÉSÉNEK VIZSGÁLATA	85
9. Hussein Alzyod, Dr. Ficzer Péter: MARADÓ FESZÜLTSEGEK ADDITÍV GYÁRTÁS SORÁN	41	20. Zsidai László: CSŐVÁGÁSI TECHNOLÓGIÁK ÉS ÖSSZEHASONLÍTÓ ÉRTÉKELEÉSÜK	89
10. Kristály Álmos, Dr. Ficzer Péter: 3D NYOMTATÁS ALKALMAZÁSA EGYSZERŰ MŰANYAG ALKATRÉSZEK HELYETTESÍTÉSÉHEZ	45		
11. Lévai Emese Sarolta, Dr. Ficzer Péter: KOMPOZIT VERSENYHAJÓ HAJÓCSAVAR PROTOTÍPUS TERVEZÉSÉNEK ELSŐ LÉPÉSEI	49		

TESZTPAD KÖRMÖS KAPCSOLÓS AUTOMATIZÁLT SEBESSÉGVÁLTÓHOZ

TEST RIG FOR AUTOMATED TRANSMISSION WITH DOG CLUTCHES

Ayham Aljawabrah, PhD student, aaljawabrah@edu.bme.hu
Dr. László Lovas, associate professor, lovas.laszlo@kjk.bme.hu
BME Department of Railway Vehicles and Vehicle System Analysis

ABSTRACT. In recent years, the dog teeth clutch had a more important role over the traditional synchronizers as a coupling element. Although it has a simple geometry, the correct operation of a dog teeth clutch requires a very fine operating algorithm for successful engagement. Developing such an algorithm requires careful experimental testing. This paper describes the test rig in our department.

1. INTRODUCTION

In vehicle gearboxes, the conventional coupling elements such as the synchronizers and multi-surface friction clutch (MSFC) use the friction principle to achieve successful gearshift, to create power transmission between the input and output elements. The task of the friction is to reduce the rotational speed difference. The dog clutch as a coupling element has a high potential to reduce fuel consumption compared to the conventional coupling elements [1, 2].

Recent developments of automated manual transmission (AMT) are focused both on mass and size reduction, which leaves little space within the gearbox casing. Dog teeth clutch has been replacing the synchromesh because it provides quicker shifting time, a simpler structure, and has lower cost [3, 4] as well as fewer space requirements. Unlike in the case of the traditional synchronizers, the speed synchronization mechanism – the friction mechanism - is removed from the dog clutch, so the speed synchronization problem has to be investigated to achieve successful engagement.

The overall efficiency of electric vehicles (EVs) can be improved by applying multi-speed gearboxes in the transmission chain [16]. Some papers discuss clutchless AMTs used in battery electric vehicles (BEV) where the friction cone is removed from the synchronizer, and the speed

synchronization is achieved by electric motor control [5, 6].

Before addressing the previous researches conducted in this field, let us briefly consider the dog teeth clutch geometry. A dog clutch, Figure 1, is a coupling used to transmit power. It consists of two parts having complementary geometry. These complementary shapes are referred to as dog teeth. Teeth can be present either on the circumference of a cylinder and referred to as radial type (spline clutch), or on the circular surface of the cylinder, referred to as axial type (face clutch). In this paper, only face dog tooth clutches are considered. However, the described method can be applied independently of the place of the geometry.

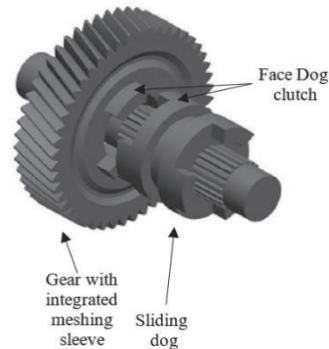


Figure 1 Face dog clutch

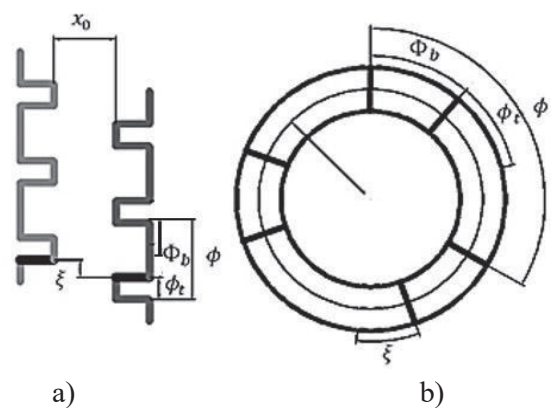


Figure 2 Dog teeth Clutch Geometry

The dog geometry is shown in Figure 2a. At the beginning of the shifting, the sliding sleeve and the shifted gear have an axial gap x_0 and initial relative angular position ζ between the marked teeth. Figure 2b shows further parameters. Here the circular teeth are represented in linear shape for easier understanding. The sliding dog can slide axially with a speed v_0 , while it has relative angular rotation with respect to the target gear. The relative angular rotation is called the mismatch speed $\Delta\omega_0$. The engagement of the complementary geometries is eased with an angular backlash Φ_b . The dog clutch had an angular pitch ϕ and tooth thickness ϕ_t

2. DISCUSSION

To the author's knowledge, Laird [7] was the first to study experimentally the shifting characteristics for the radial and face dog clutch. He claimed that in contrast to the radial dog clutch, the face dog clutch engagement time decreases with the increase in the mismatch speed and it is independent of the engine torque. Moreover, face dog clutches mostly engaged at the first attempt. The study was conducted on a standard Land Rover diesel engine and gearbox driveline shown in Figure 3. The gearbox had four forward speeds, and the clutch and synchronizer cones were removed from the gearbox. The 3rd and 4th gears had identical radial dog clutches while the 2nd gear had a similar one with fewer teeth numbers. Moreover, to investigate the axial dog clutches, an alternative face dog clutch was installed for the 3rd gear. A solenoid valve was used to control the hydraulic cylinders that drove the gear selecting forks.

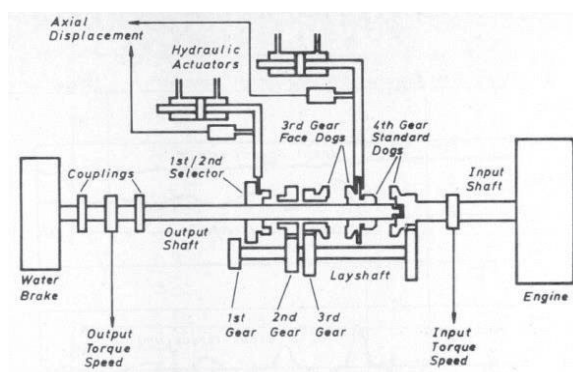


Figure 3 Test rig developed by Laird[7]

The input and output angular speeds and torques were measured by a telemetry system. The axial movement of the solenoid was measured by two

displacement transducers. The Cardan shaft transmit the power to a Heenan and Froude dynamometer. All transducer elements were connected to a Hewlett Packard digital computer for data post-processing and analysis.

Later on, Bóka in his work optimized the shifting process of dog teeth clutches utilized in heavy-duty automated manual transmission (AMT), and developed a shifting control algorithm [8]. He firstly described an external synchronization strategy for AMT used in heavy-duty commercial vehicles [9]. Then, he used the notion of engagement probability to find a certain successful engagement region depending on the initial mismatch speed [10]. Finally, he applied an electro-pneumatic transmission brake on the gearbox countershaft to set the required small mismatch speed [11].

To test the developed algorithm, he used a test rig shown in Figure 4. It included a 12-speed heavy-duty automated gearbox with all gearbox actuators providing full functionality. The rig contained input and output speed sensors, and a gearbox countershaft brake chamber pressure sensor. Two 3-phase asynchronous electric motors were driving the input and output shafts.

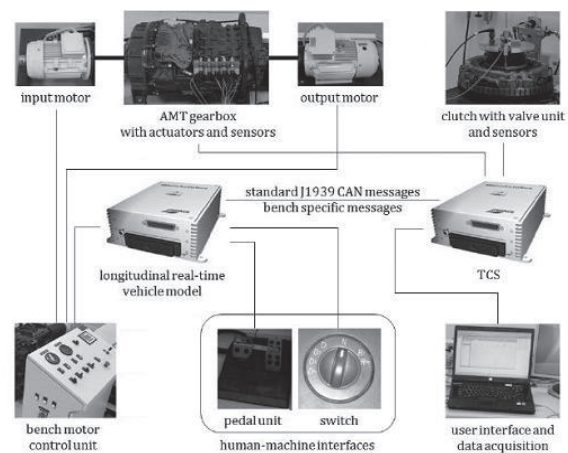


Figure 4 Test rig used by Bóka [8]

The control architecture was based on two real-time computing ECUs, where one was running a detailed real-time full vehicle model and the other one was running the transmission control software (TCS). The functionality of the ECU was limited to processing the sensor signals and driving the solenoid valves. The virtual vehicle was controlled through a human-machine interface, the pedal unit, and the switch that was used to select drive, neutral or reverse mode. The TCS controlled the gearbox and the clutch based on the signals received from the vehicle model in the forms of standard J1939 CAN messages.

This test rig modeled a real truck powertrain without the output inertia since the output inertia is very large and it was not possible to include it in the test rig.

Duan [12] developed an analytical dynamic model for the dog clutch and validated the simulation results with the measurements obtained from the dynamometer. Echtler [2] analyzed the saving potential for a newly developed shifting element to replace MSFC in automatic transmission (AT). He utilized a 9-speed AT and electric motor as a test rig to compare the fuel consumption between MSFC and TorqueLINE, the new shifting element. In the following paper, Mileti [13] analyzed the performance of six dog clutch design variants used in TorqueLINE. The authors created a multibody simulation using SIMPACK and applied different axial speed and mismatch speed to find the successful engagement area then he validated the results with the experimental test rig.

We have seen that different layouts of test rig were developed, but the test rig should be able to mimic the powertrain layout under consideration. Most of the developed test rigs share three main components: the electric motor, gearbox, and inertia part.

3. TEST RIG DESIGN

The current test rig at our department (Figure 5) consists of a 4-speed automated manual transmission, driving electric motor, and input inertia. The electric motor holding the inertia is connected through a toothed belt to the output shaft. Speed sensors are connected to the input shaft and the output shaft respectively.

The transmission shown in Figure 6 contains 4 speeds. As shown in Figure 6, the transmission contains four gear pairs, and four dog clutches, s_1 , s_2 , s_3 , and s_4 . Here, s_1 and s_4 are axial dog clutches while s_2 and s_3 are radial dog clutches, meaning shaft spline connection. The shifting mechanism consists of a shifting motor, a cam disk, and two shifting forks. One fork is attached to the 2nd gear pair and the other one is attached to the 3rd gear pair.

The shifting motor receives the signal from the control unit. The control unit contains an Arduino and a Teensy board. The Teensy board reads the signals from the speed sensors while the Arduino is utilized to send the signal for the shifting motors. The control boards are connected to a MATLAB user interface through a universal serial bus (USB) connection. The

shifting command can be sent to the Arduino from this user interface, and the measured data obtained from Teensy are also visualized here. The reason to utilize Teensy for speed measurements was the high data sampling rate that the simple Arduino board could not provide.

During experimental tests, the dog clutches were able to achieve successful engagement, but the output shaft velocity was changing too much due to the small inertia.

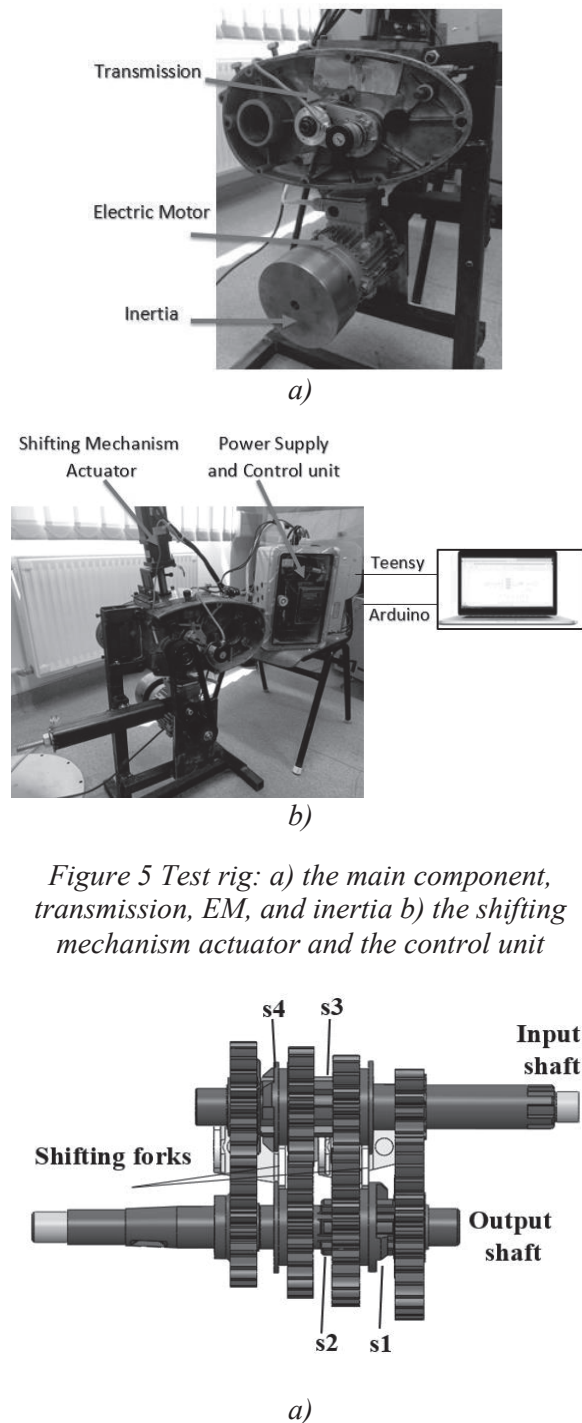


Figure 5 Test rig: a) the main component, transmission, EM, and inertia b) the shifting mechanism actuator and the control unit

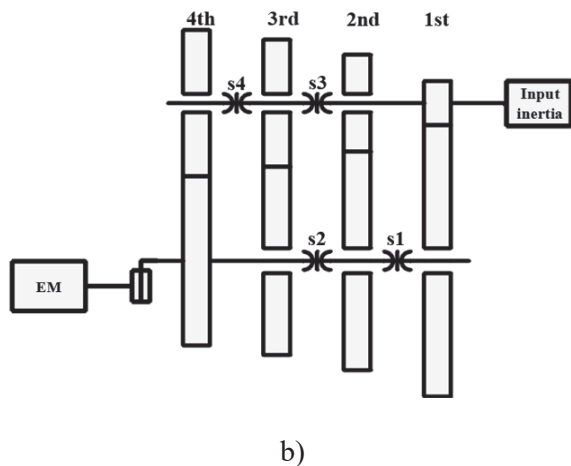


Figure 6 Test rig transmission: a) 3D model illustrating the main components, and b) the kinematic diagram

Thus, larger inertia is required. However, the current test rig has 5 kg inertia mass and its mounting system (the frame) is too small. This motivated us to launch the development of an improved, version 2 design, for further studies.

4. CONCLUSION

The dog teeth clutch has an emerging role over the traditional shifting elements from different aspects and it finds its way in transmissions installed in commercial and electric vehicles. The operation of the dog teeth clutches requires fine algorithms that need special test rigs for testing and validation. In this work, we aimed to present the first version of a new test rig that suits our research goals according to the available equipment and resources.

5. REFERENCES

[1] A. Dick, J. Greiner, A. Locher, F. Jauch, Optimization potential for a state of the art 8-Speed AT, SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems 6(2013-01-1272) (2013) 899-907.
 [2] P. Echter, M. Milet, A. Damm, TorqueLine-Konische Kupplung mit Formschluss als alternatives Schaltelelement für Automatikkupplungen, VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben, Ettlingen (2017).
 [3] I. Shiotsu, H. Tani, M. Kimura, Y. Nozawa, A. Honda, M. Tabuchi, H. Yoshino, K. Kanzaki, Development of High Efficiency Dog Clutch with One-Way Mechanism for Stepped Automatic Transmissions, International Journal of Automotive Engineering 10(2) (2019) 156-161.

[4] D.T. Vierk, S.J. Kowal, Composite friction and dog clutch, US Patent 10,060,485, 2018.
 [5] H. Liu, Y. Lei, Z. Li, J. Zhang, Y. Li, Gear-shift strategy for a clutchless automated manual transmission in battery electric vehicles, SAE International Journal of Commercial Vehicles 5(2012-01-0115) (2012) 57-62.
 [6] J. Liang, H. Yang, J. Wu, N. Zhang, P.D. Walker, Power-on shifting in dual input clutchless power-shifting transmission for electric vehicles, Mechanism and Machine Theory 121 (2018) 487-501.
 [7] M.P. Laird, Lawton, B., and Gregory, R.P., Dog Clutches for Rapid Gear Changes in Automotive Gearboxes, Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, First International Conference on Gearbox Noise and Vibrations (1990) 102-112.
 [8] G. BÓKA, Shifting Optimization of Face Dog Clutches in Heavy Duty Automated Mechanical Transmissions [Dissertation], Budapest University of Technology and Economics (2011).
 [9] G. Bóka, J. Márialigeti, L. Lovas, B. Trencsényi, External synchronization strategies for automated mechanical transmissions with face dog clutch and countershaft brake, 8th International Multidisciplinary Conference, 2009.
 [10] G. Bóka, J. Márialigeti, L. Lovas, B. Trencsényi, Face dog clutch engagement at low mismatch speed, Periodica Polytechnica Transportation Engineering 38(1) (2010) 29-35.
 [11] G. Bóka, L. Lovas, J. Márialigeti, B. Trencsényi, Engagement capability of face-dog clutches on heavy duty automated mechanical transmissions with transmission brake, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 224(9) (2010) 1125-1139.
 [12] C. Duan, Analytical study of a dog clutch in automatic transmission application, SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems 7(2014-01-1775) (2014) 1155-1162.
 [13] M. Milet, L. Pointner, H. Pflaum, K. Stahl, TorqueLINE Cone Clutch: Performance Analysis of Highly Dynamic Form-Fit Shifts in Automatic Transmissions, International Conference on Advanced Vehicle Powertrains (2019).

ELŐFESZÍTŐ ERŐ VÁLTOZÁSA CSAVARKÖTÉSSEN

BOLT PRELOAD VARIATION IN CYCLIC TIGHTENING

Talal Alsardia, PhD student, alsardia@edu.bme.hu
 Dr. László Lovas, associate professor, lovas.laszlo@kjk.bme.hu
 BME Department of Railway Vehicles and Vehicle System Analysis

ABSTRACT. This paper investigates the preload of a bolted link under repeated tightening/loosening cycles. The theoretical and the empirical torque-tension relationship is shortly presented. Experimental data of zinc-coated bolts are presented for two lubrication cases.

1. INTRODUCTION

The tightening process generates preload force in the bolted link. This force is essential to transmit power and to prevent the separation of the clamped components. The estimation of the preload is usually made in function of the bolt material's yield strength, which varies depending on manufacturers [1]. Too low or too high preload can lead to the failure of the joint, therefore, several methods have been introduced to control the bolt clamping force, for example, torque or angle control, bolt elongation control, and torquing control [2]. During tightening, approximately 10%-20% of the applied torque generates a tension in the bolt to hold clamped parts together, while the remaining part is lost to overcome friction on the thread and under the bolt head [3], [4]. Figure 1 illustrates how the torque is distributed.

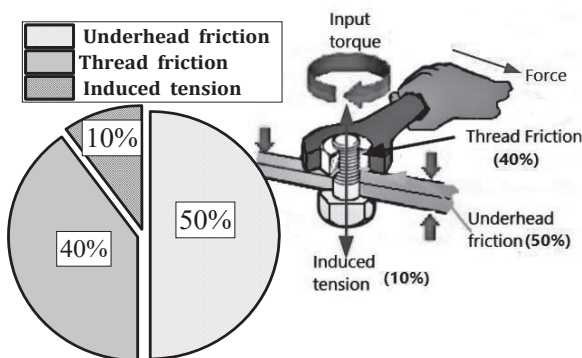


Figure 1. Tightening torque composition [4]

In the machine element theory, usual equations follow this triple division of the tightening torque. This idea was presented by Motosh in 1976 [5]:

$$T_{in} = F_P \left(\frac{P}{2\pi} + \frac{\mu_t r_t}{\cos\beta} + \mu_n r_n \right) \quad (1)$$

as well as in the standard DIN 946/VDI 2230 [6]:

$$M_A = F_V \left(0.159P + 0.578d_2 \cdot \mu_G + \frac{D_{Km}}{2} \cdot \mu_K \right) \quad (2)$$

and in the standard ISO 16047 [7]:

$$T = F \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{P+1,154 \cdot \pi \cdot \mu_{th} \cdot d_2}{\pi - 1,154 \cdot \mu_{th} \cdot \frac{P}{d_2}} + \mu_b \cdot \frac{D_o+d_h}{4} \right) \quad (3)$$

These equations can be generalized as $T=F \cdot X$, where the constant X reflects the geometrical and frictional parameters of the joint. The problem with this structure is that it is very difficult to measure friction under the bolt head and on the thread. Moreover, the friction coefficients change during each tightening, and it is difficult to have a constant guess value.

However, it exists another kind of expression that relates the tightening torque T to the generated bolt clamping force F , in function of the bolt diameter D , and the factor K named "nut factor" (Torque coefficient ISO 16047 [7]) as follows :

$$T = K \cdot F \cdot D \quad (4)$$

Here, the nut factor K contains all thread geometry as well as friction-related constants that are either unknown or difficult to measure. ASME Standard PCC-1 [8] states that " K is an experimentally determined, dimensionless constant related to the coefficient of friction". Equation (4) has a simple form and is easy to use, as it contains standard measurable data.

In industrial applications, manufacturers often prescribe to use a new bolt and washer after disassembly for safety reasons. In other applica-

tions, dismantled fasteners are reused due to economical reasons, poor maintenance, or no fastener availability.

In this paper, we focus on the variation of the preload force in bolts used more than one time. We do not observe a variation of the friction at given places, but try to have an overall view of the phenomenon. For this reason, we realized experiments that simulate typical tightening-releasing processing on the same bolt. A typical example of this situation is the case of vehicle wheel bolts. They are regularly released then tightened, for example in case of winter-summer tire changes or brake pad repairs. If only winter-summer tire changes are considered, it takes ten tightening cycles over five years of service.

2. METHODOLOGY AND EXPERIMENTAL PROCEDURE

The investigation is made on zinc-coated bolts of size M6 and M8, with a mating nut. Figure 2 illustrates the experimental procedure. For each size, forty brand new bolts and nuts are used. For setting the friction parameters, two cases were considered: the as-is case and the oiled case. For the oiled case, the parts were cleaned using Loctite SF 7061. Then standard 15W-40 motor oil was applied at the threads and contact surfaces under the bolt heads, only before the first tightening, for twenty bolts in a given size. The remaining twenty bolts represented the as-received, out-of-the-box friction condition.

The measurement was realized as follows. The bolt head was fixed in a wise. A specific force measuring sensor was placed between two specific washers on the bolt, then a nut was tightened on the top (Figure 3). The tightening torque was applied with a torque wrench. An identical torque setting was used for all the bolts of identical diameter size.

The data acquisition system consisted of an HBM KMR+ bolt force sensor, an HBM Quantum X data collector device, and a computer. For each tightening, the peak bolt force was recorded, then the bolt was loosened. Tightening and loosening were forming one cycle, and this has been repeated 20 times for each bolt.

The technical information, the calculated parameter, and the assumed value of the coefficients of friction [1] for the tested bolt are summarized in Table 1. A total of 40 bolts were used for the experiment. Figure 4 presents the oiled samples of the two sizes, while Figure 5 illustrates the experimental setup.

Table 1. Bolt geometry specifications

Size	M6	M8
Grade	Bolt	8.8
	Nut	8
Thread pitch (mm)	1	1.25
Metric thread profile angle, β ($^\circ$)	60	60
Tightening torque (N.m)	10	20
d_1 (mm)	5.35	7.188
d_2 (mm)	8.5	10.75
Assumed μ_T and μ_H	0.1	0.1
Computed angle ρ' ($^\circ$)	6.587	6.587
Thread lead angle α ($^\circ$)	3.037	2.847

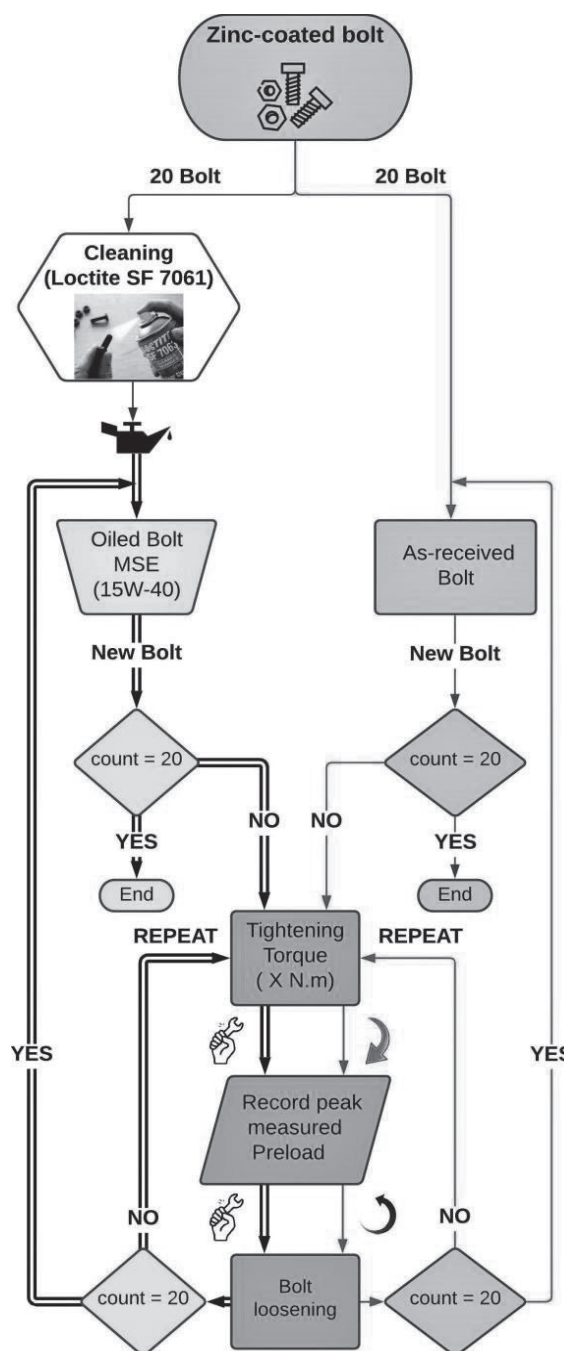


Figure 2. Experiment process flowchart

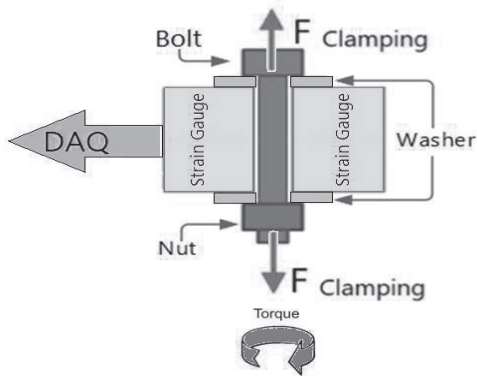


Figure 3. Configuration of the tested bolted joint



Figure 4. Sample of the tested bolts

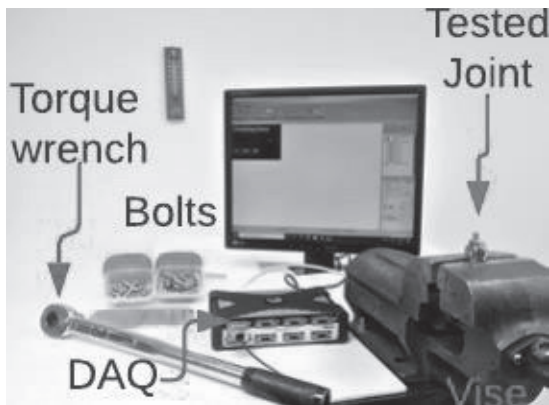


Figure 5. Experimental setup

3. RESULTS

3.1. Preload force

Table 2 shows the mean of the measured preload value for the first tightening compared to the theoretically calculated one, using the selected coefficient of friction for both threads and the under the nut contact surface.

In the case of the as-is M6 bolt, the measured bolt force is only half of that computed. For the oiled case, measured and computed values show a good correlation. There was no such problem in

the case of M8 bolts. Generally, the measured force values were higher than the theoretical value.

Table 2. Calculated preload and mean of the measured preload for the first cycle.

Size	Theoretical preload (kN)			Measured preload First tightening (kN)	
	eq(1)	eq(2)	eq(3)	Received	Oiled
M6	11.19	11.19	11.15	6.45	11.67
M8	17.36	17.36	17.31	17.78	18.61

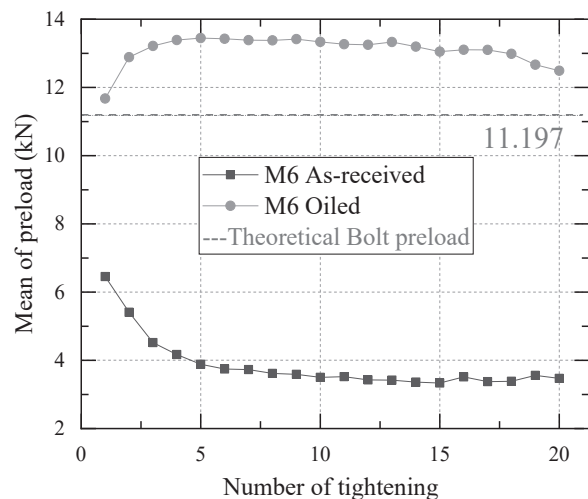


Figure 6. Effect of repeated tightening on the M6 zinc-coated bolt

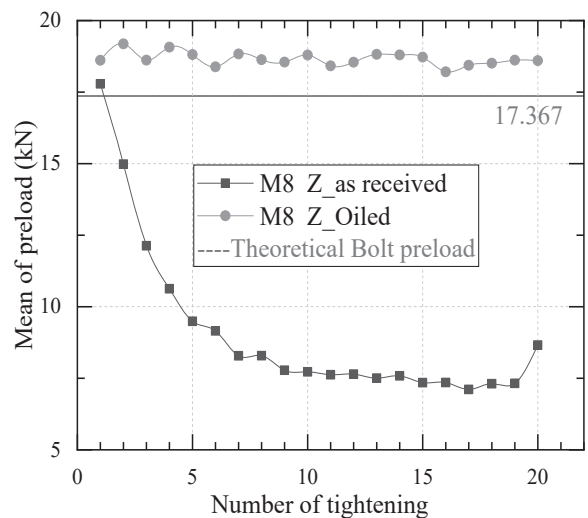


Figure 7. Effect of repeated tightening of the M8 zinc-coated bolt

Figure 6 and Figure 7 show the mean bolt preload force value from twenty tightenings. Blue lines show the as-received surface condition, while grey lines show the oiled surface condition. For the as-received case, we can see that there is a kind of wear-in period in the first 5-6 tightenings, where the successive preload forces decrease

quickly. The magnitude decrease is 39,81% for the M6 size and 46,64% for the M8 size. During the next tightenings, the preload force decrease continues, but at a much smaller slope.

In the lubricated case, we can still see a wear-in for the M6 case. Here, the preload force increases slightly during the first 5 tightenings. The magnitude increase is 15,16%. In the case of the M8 size, the preload force oscillates with a small amplitude around a constant value.

3.2. Nut factor

From the measured data, a nut factor K has been computed both for M6 and M8 sizes, upon the rearranged equation (4):

$$K = \frac{T_{tightening}}{F_{measured} \cdot D_{nominal}} \quad (5)$$

Here the tightening torque was constant for each bolt size. Figure 8 shows the computed values of the nut factor. We can observe that in the lubricated case, the nut factor is almost identical and constant, with a mean value of 0,15, regardless of the bolt size and the tightening torque.

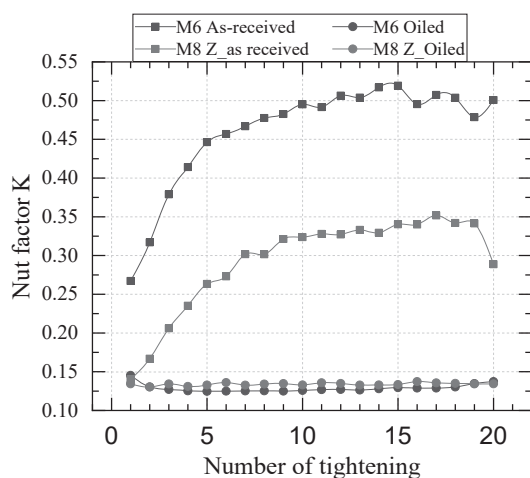


Figure 8. Calculated nut factor during repeated tightenings for M6 and M8 bolts

We can also observe, that in the as-received case, though the curve shapes are similar, the numerical values are different. Three zones can be recognized on the curves. During the first five tightenings, the friction, thus the nut factor increases quickly. From five to fifteen tightenings, there is still an increase, but it is much smaller. Finally, after fifteen tightenings, the nut factor values seem to stabilize, but the trend is not clear. The maximum value is 0,519 for the M6 size and 0,352 for the M8 size.

Note that in the as-received case, the formation of a small amount of coating metal powder has been observed on the mating surfaces during the successive tightenings. This powder was not removed between the successive tightenings.

4. CONCLUSION

Measurements have been made to define how the preload force changes in a bolted link during successive tightenings and releases. It has been presented that the measured values differ from those given by the theory in the case of M6 bolts. Due to uncertainties in the definition of friction, the nut factor has been computed. It has been shown that oil lubrication helps to keep the preload force at a constant value both for M6 and M8 size. It has also been shown that in the as-received case the preload force decreases strongly. This decrease must be considered in industrial applications.

5. REFERENCES

- [1] W. Eccles, I. Sherrington, and R. D. Arnell, "Frictional changes during repeated tightening of zinc plated threaded fasteners," *Tribol. Int.*, vol. 43, no. 4, pp. 700–707, 2010, DOI: 10.1016/J.TRIBO.INT.2009.10.010.
- [2] J. H. Bickford and H. Saunders, *An Introduction to the Design and Behaviour of Bolted Joints*, Fourth Edi., vol. 105, no. 2. New York, NY, USA: CRC Press, Taylor & Francis Group, New York, 1983.
- [3] R. S. Shoberg, "Engineering Fundamentals of Threaded Fastener Design and Analysis." Accessed: Jun. 14, 2021. [Online]. Available: www.pcbloadtorque.com.
- [4] J. Drumheller, "TORQUE-TENSION AND COEFFICIENT OF FRICTION TESTING," 2018. Accessed: Jun. 12, 2021. [Online]. Available: www.PCB.com.
- [5] N. Motosh, "Development of design charts for bolts preloaded up to the plastic range," *J. Manuf. Sci. Eng. Trans. ASME*, vol. 98, no. 3, pp. 849–851, 1976, DOI: 10.1115/1.3439041.
- [6] DIN 946, "Determination of coefficient of friction of bolt–nut assemblies under specified conditions, Deutsche Norm," 1991.
- [7] ISO 16047, "Torque/clamp force testing; Deutsche Norm," *Fasteners*, 2005.
- [8] S. Hamilton, "Bolt Lubricant and Torque: A Comprehensive Guide," *Hex Technology*, 2021. <https://www.hextechnology.com/articles/bolt-lubricant-torque/#k-factor> (accessed Sep. 29, 2021).

EGYEDI FÉLADIABATIKUS KALORIMÉTER FEJLESZTÉSE

DEVELOPMENT OF AN UNIQUE SEMI-ADIABATIC CALORIMETER

Domonyi Erzsébet, tanársegéd, Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar,

Dr. Barányi István, adjunktus, Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar
Prof. Dr. Réger Mihály Antal, egyetemi tanár, Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és
Biztonságtechnikai Mérnöki Kar

ABSTRACT

In this article the implementation of a custom-developed calorimeter and multi-channel data logger that can be used to perform standard measurements with commercially available low-cost devices has been presented to measure the heat development of early aged concrete.

1. BEVEZETÉS

A tömegbetonok korai kötési szakaszában a kötés közben lezajló kémiai folyamatok miatt számítani kell a repedések kialakulásának lehetőségére. A cement hidratációs hő okozta térfogatváltozás a megszilárdult beton teljesítőképességét nagy mértékben csökkentheti. A cementek tulajdonságaik alapján csoportokba vannak sorolva, de bányászati helytől és gyártótól függően is különbözhet az azonos csoportba sorolt cementek hőtermelése.

A repedés kialakulásának elkerülésére alkalmazott egyik legelterjedtebb módszer a cement kötési exoterm folyamatainak kaloriméterrel történő vizsgálata, majd ezeknek az adatoknak felhasználása például vége-selemes modellek bemeneteként [1].

Chang-keun Lim és mtsai [2] szerint a repedésveszély meghatározása vége-selemes modellezéssel költséghatékonyan oldható meg. Cikkükben adiabatikus és féladiabatikus modellt használnak a beton repedési hajlamának vizsgálatára.

Gibbon és mtsai [3] a beton hőtermelő folyamatát laboratóriumi mérés-sorozattal vizsgálták, amelyhez egyedi fejlesztésű kalorimétert használtak. Az így kapott eredményeket vége-selemes modell bemeneteként alkalmazták.

A hidratációs hő minden cement típus esetében jellemző adat, így ennek mérése kaloriméterrel valósul meg. Több kutatás is irányult arra, hogy milyen berendezéssel oldható meg a vizsgálat, amelyet egyébként szabvány is rögzít. Az egyik legelterjedtebb megoldás az úgynevezett coffee cup kaloriméter használata [4], [5].

J. Young [6] cikkében bemutatja a coffee cup kaloriméter sok esetben elhanyagolt hőmérséklet kompenzációs modell jelentőségét és a szigetelés hő-tani tulajdonságainak befolyásoló hatását féladiabatikus mérés megvalósítása esetén.

Hazánkban a cement hidratációs hőjének vizsgálatát és berendezés igényét az MSZ EN 196-9:2010 szabvány [7] írja le. A szabvány féladiabatikus módszert és a hozzá tartozó berendezés jellemzőit mutatja be.

2. ANYAG ÉS MÓDSZER

A cement hidratációs hőjét mérő kaloriméter egy hőszigetelő és párazáró dugóval ellátott hőszigetelt tartályból, valamint a hozzá tartozó hőmérsékletet mérő és mérési adatgyűjtő egységekből áll.

2.1. A hőszigetelt tartály kialakítása

A hőszigetelt tartály a minta tárolására alkalmas belső habarcstartályból, illetve az azt körülvevő hőszigetelő rétegből áll. A habarcstartály esetén fontos szempont a többszöri felhasználás lehetősége, hiszen a mérés végére a friss habacs minta megszilárdul.

A habarcstartály másik fő követelménye a vízzárás biztosítása. A vízvesztés a kötési folyamatokat nagymértékben befolyásolja. A fentebb említett két alapkövetelmény szerint célszerű forgásszimmetrikus tartályokat használni, melyek közül a hengeres kivitelre esett a választás.

A méréshez szükséges keverék szabványhomokot, cementet és ionmentesített vizet tartalmaz, amely mennyiségek az 1. sz. táblázatban találhatók.

1. táblázat. A habarcs keverék EN 196-1 szabvány szerint

Anyag	Tömeg [g]
cement	360±0,5
szabványhomok	1080±1
ionmentesített víz	180±0,5
összesen	1620

Mivel a keverőedénybe került anyagok maradéktalanul nem nyerhetők ki, a habarcs mennyisége több kell legyen a vizsgálathoz szükséges 1575 g-nál. A szabványhomok mennyisége 1500 g, amelyben a frakciók aránya adott, így a habarcsstartály térfogatát a fenti mennyiséghez kellett illeszteni. A méréshez szükséges 1575 ±1 g tömegű keverékre van szükség, ehhez igazodva az alapanyagok mennyisége a 2. sz. táblázatban látható.

2. táblázat. Alapanyagok arányos átszámítása

Anyag	Szabványban előírt mennyiség [g]	Szabványhomokhoz viszonyított mennyiség [g]	Mennyiség a keverékben [g]
cement	360±0,5	500	350
szabványhomok	1080±1	1500	1050
ionmentesített víz	180±0,5	250	175
összesen	1620	2250	1575

A kapott tömegeből és az anyagok sűrűségéből számított térfogatokat a 3. sz. táblázatban találhatjuk összefoglalva.

3. táblázat. Alapanyagok térfogata

Anyag	Szabványban előírt mennyiség [g]	Sűrűség [g/cm ³]	Térfogat [cm ³]
cement	350	1,50	230
szabványhomok	1050	1,55	670
ionmentesített víz	175	1,00	175
összesen	1575	-	1075

A keverés után a kapilláris hatások miatt a térfogat várhatóan kisebb lesz. A számításból és kerekítésből adódó hibák elkerülése érdekében a szükséges térfogat 1,2-szeres biztonsági tényezővel került meghatározásra, így a szükséges minimális térfogatot a habarcsstartályra vonatkoztatva 1300 cm³.

A habarcsstartó henger kialakításakor elméletileg az alaknak nincs nagy befolyásoló hatása, viszont a habarcsstartó súlypontjában kell a hőmérsékletmérést megvalósítani, így a magasságát közel azonosra vettük a henger alaplappjának átmérőjével, majd meghatároztuk az ajánlott geometriát.

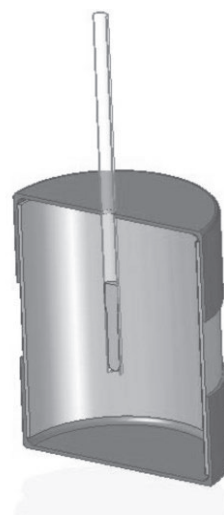
Az eredmények alapján a 110 mm belső átmérőjű, 130 mm magasságú PVC anyagú csőre

esett a választás. A PVC cső mindkét oldalát a hozzá tartozó kupakkal zártuk le.

Az alsó zárókupak vízhatlan rögzítése építési ragasztóval történt. A felső zárókupakon 8 mm-es furat foglal helyet, melyen be lehet vezetni a hőmérsékletmérő érzékelőt. A 8 mm-es furatba illeszkedő műanyag cső – szívószál – segítette a hőmérsékletmérő érzékelő habarcs mintába való bevezetését és tette lehetővé annak mérést követő visszanyerését a megszilárdult habarcsból. A pontosabb hőmérséklet mérés miatt a szívószál ioncserélt vízzel feltöltése biztosította a hővezetést.

A felső kupak és a szívószál esetében vízhatlan plasztikus tömítőanyagot használtunk a keverővíz tartályból való távozásának megakadályozására.

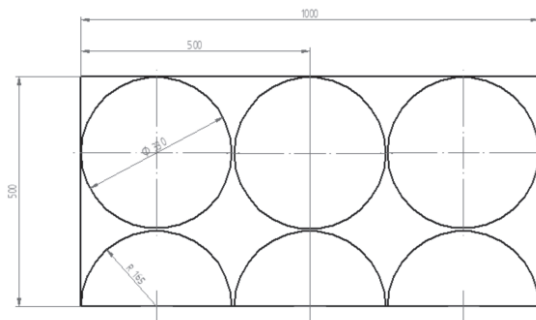
A habarcsstartály esetén kialakult végleges konstrukciót az 1. ábra mutatja be.



1. ábra. A habarcsstartály

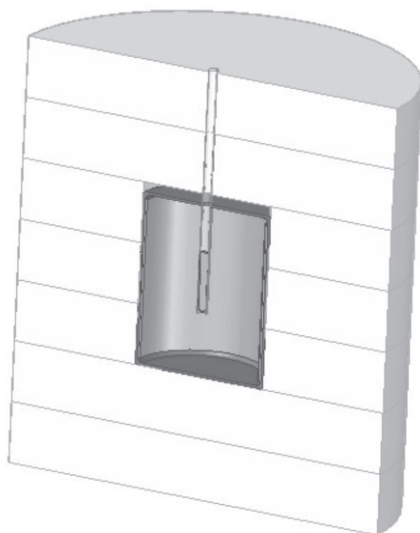
2.2. A hőszigetelés kialakítása

A hőszigetelés anyagának kiválasztásakor az anyag hővezetési tényezője a legjellemzőbb adat, ezt követően a megmunkálhatóság és a gazdaságosság volt a rendező elv. A hab hőszigetelő anyagok alapvetően expandált és extrudált módon készülnek. Az expandált polisztirol hab (EPS) és az extrudált polisztirol (XPS) hab hővezetési tényezője közel azonos, azaz $\lambda=0,038 \text{ W/(mK)}$. A külső hőszigetelő tartály kialakítására mindkét anyag alkalmasnak mutatkozott. A lépésálló expandált hőszigetelő lap (EPS) megmunkálhatósága kiváló. Az EPS lapok különböző vastagságban kaphatók, a konstrukcióhoz az 50 mm vastagút használtuk. A tartály geometriája szintén hengeres kialakítású lett, amelyben a habarcsstartály elhelyezhető. A külső tartály külső átmérője 330 mm lett, magassága 350 mm. A kereskedelmi forgalomban lévő EPS lapok táblamérete 500 x 1000 mm, a vágási tervet a 2. ábra szemlélteti.



2. ábra. EPS tábla vágási terve

A külső hőszigetelő tartály végleges kialakításánál a rendező elv az volt, hogy a habarcestartály minden irányból legalább 100 mm-es hőszigetelő réteggel legyen burkolt a féladiabatikus rendszer megvalósításának érdekében, így a kialakult végleges konstrukciót a kaloriméter esetében a 3. ábra szemlélteti.



3. ábra. A kaloriméter metszetben

2.3. A hőmérsékletmérés

A hőmérséklet mérésére a szabvány szerint legalább 19 °C és 75 °C közötti hőmérséklet tartománnyal bíró érzékelő szükséges, amely vízálló kell legyen. Ezt a követelményt a PT 100 és PT 1000 platina ellenállás hőmérők kielégítik, viszont napjainkban egyre széleskörűbben elterjedt a digitális hőérzékelők alkalmazása. Ezek az érzékelők egyrésztől sok esetben olcsóbbak, másrésztől egy bementre több hőelem is beköthető, mivel minden lekérdezéskor a gyártási azonosítóját is elküldi a szenzor a hőmérséklet és a jelátvitel megfelelőségének ellenőrizhetőségére szolgáló CRC kód mellett.

A kiválasztott szenzor és a PT100-as elven működő érzékelő tulajdonságait a 4. táblázat foglalja össze.

4. táblázat. Hőelemek tulajdonságai

	PT100	DS18B20
Üzemi hőmérséklet	-50°C ... +250°C	-55...125°C
Mérési pontosság	kalibrálás függvénye	-10°C és +85°C között: ± 0.5°C
Kialakítás	3 vezetékes, rozsdamentes acélhüvely, vízálló	vízálló rozsdamentes acélhüvely
Méret	6 x 50 mm	6 x 50 mm
Feszültség tartomány	-	3...5.5V

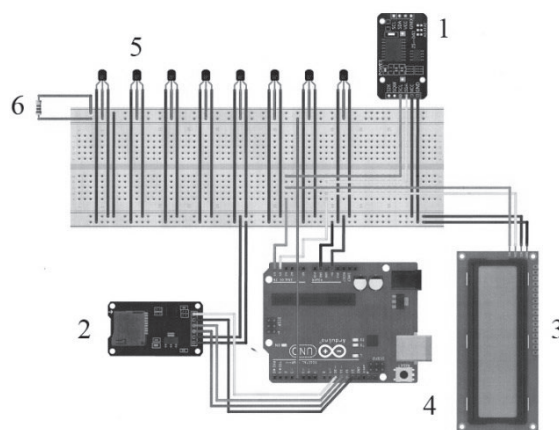
A táblázat szerint a DS18B20 pontossága [7] szerint nem megfelelő, de az egymáshoz kalibrálást különböző állandó hőmérsékletekhez el lehet végezni. Az így felvett hibafüggvény és kompenzáció után a szenzor ismételtősége és reprodukálhatósága a kívánt tartományon belül helyezkedik el.

2.3. A mérési adatgyűjtő

A mikroprocesszoros vezérlésű mérési adatgyűjtő kiválasztásakor egyik fő szempont volt, hogy a bemenetek számától függetlenül nagy számú párhuzamos mérést lehessen elvégezni. A digitális hőmérő segítségével a hagyományosan használatos adatgyűjtőkel szemben Arduino Uno segítségével digitális bemenetenként 128 hőmérséklet mérő szenzor lekérdezésére nyílt lehetőség.

A mérési metodikából adódóan habarcsminták számánál kétszeresével több hőelemre van szükség: a minta mellett egy úgynevezett referencia kaloriméteres hőmérsékletmérésre (megkötött habarcs kaloriméteres vizsgálat) és külső hőmérséklet mérésre.

Az adatgyűjtésre alkalmazott kapcsolás első megoldását a 4. ábra mutatja be.

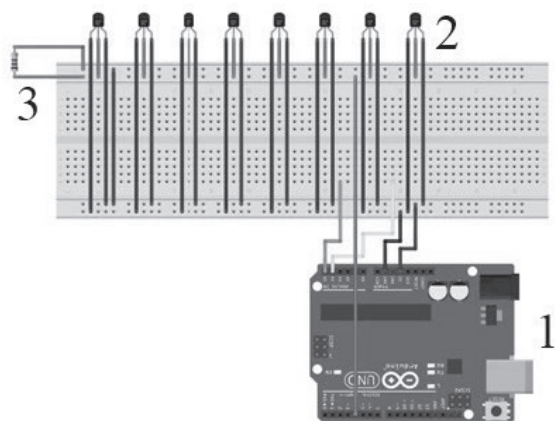


4. ábra. A mérési adatgyűjtő összeállítási rajza

A rendszer részei: 1 - DS3231+AT24C32 RTCM típusú valós idejű memória modul, 2 – MICROSD-M típusú memóriakártya olvasó, 3 - Serial I2C 1602 16×2 Character LCD Module típusú kijelző, 4 – Arduino Uno mikrokontroller, 5 - DS18B20-2M típusú hőmérsékletmérő szenzor, 6 - 4,7 kOhm-os ellenállás.

A fenti összeállítás esetén a mérési időpontok és a hozzá tartozó hőmérsékleti adatok SD kártyára kerültek rögzítése. Az első tesztek alapján – mivel egy mérés tervezett ideje 1 hét – a rendszer a mikrokontroller hobbi célra felhasználása miatt nem volt minden esetben megfelelően stabil működésű, másrésről az adatrögzítés ideje (lekérdezés, fájl megnyitása SD kártyán, adat rögzítése, fájl bezárása) az időmérő modul pontatlanságát okozta, így a mikrokontroller egyes feladatait más eszközzel kellett megoldani.

A mérési adatgyűjtő második és egyben végleges kialakítását az 5. ábra szemlélteti. A rendszer részei: 1 – Arduino Uno, 2 - DS18B20-2M típusú hőmérsékletmérő szenzor, 3 - 4,7 kOhm-os ellenállás. A mikrokontroller feladata egyedül a digitális hőmérők nyers adatainak olvasása és továbbítása a számítógépnek. A további feladatokhoz Matlab programcsomag Arduino panel illesztési lehetőségét használtuk ki. Az adatok, amelyek mátrixos alakban rögzítésre kerültek: mérés sorszáma, lekérdezés időpontja, eltelt idő és hőmérséklet.



5. ábra. A mérési adatgyűjtő összeállítási rajza

A fenti összeállítással a mérések stabilitása nagymértékben nőtt és a lehetséges 128 szenzorból mérésenként 8 szenzorral 10 másodpercenként 168 órán keresztül sikerült adatokat gyűjteni.

3. EREDMÉNYEK

A kialakított rendszer lehetőséget nyújt arra vonatkozóan, hogy nem csak laborberendezések segítségével megvalósítható legyen a hőtermelés (vagy bármilyen más kémiai folyamat) hőtani

jellemzése. A kialakított rendszer a kereskedelemben kapható általános célú adatgyűjtőkhöz képest több bemenettel rendelkezik a beszerzési költsége pedig alacsony. A kialakított programvezérlésnek köszönhetően tetszőleges időpontokban lehet leolvasni a szenzorok adatait, szükség esetén az egyes hőmérsékletváltozások (ugrások) érzékelése esetén sűríteni, adott helyeken pedig ritkítani lehet a mérési pontok számát.

Az adatok feldolgozása Matlab segítségével akár nagyszámú (több száz ezres) mérési pontok és több bemenet mellett is egyszerűen elvégezhető.

4. IRODALOM

- [1] B. A. Klemczak: Modeling thermal-shrinkage stresses in early age massive concrete structures – Comparative study of basic models, Archives of civil and mechanical engineering 14, 2014, pp. 721-733.
- [2] Chang-keun Lim, Jin-Keun Kim, Tae-Seok Seo: Prediction of concrete adiabatic temperature rise characteristic by semi-adiabatic temperature rise test and FEM analysis, Construction of Building Materials, Vol. 125, 2016, pp. 679-689.
- [3] Gibbon GJ, Ballim Y.: Laboratory test procedures to predict the thermal behaviour of concrete. J South African Inst Civil Engineers, 1996, 38(3): 21–4 (3rd Quarter).
- [4] A. M. R. P. Bopegedera and K. Nishanthi R. Perera, “Greening” a Familiar General Chemistry Experiment: Coffee Cup Calorimetry to Determine the Enthalpy of Neutralization of an Acid– Base Reaction and the Specific Heat Capacity of Metals, Journal of Chemical Education, 2016, pp. A-F
- [5] Swamy Vandanapu, K. Muthumani: Heat of Hydration and Alkali- Silicate Reaction in Oil Palm Shell Structural Lightweight Concrete, Silicon 12, 2020, pp.1043-1049
- [6] John C. O’C. Young: Coffee Cup Calorimeter Heat Loss Correction, Chem. Educator 2016, 21, 53–62
- [7] MSZ EN 196-1:2010 Magyar Szabványügyi Testület: Cementvizsgálati módszerek-Hidrátációs hő. Féladiabatikus módszer. 2010 október.

AZ INNOVÁCIÓS ÉS TECHNOLÓGIAI MINISZTERIUM ÚNKP-20-3 KÓDSZÁMÚ ÚJ NEMZETI KIVÁLÓSÁG PROGRAMJÁNAK A NEMZETI KUTATÁSI, FEJLESZTÉSI ÉS INNOVÁCIÓS ALAPBÓL FINANSZÍROZOTT SZAKMAI TÁMOGATÁSÁVAL KÉSZÜLT.

EGYEDI FEJLESZTÉSŰ KALORIMÉTER HŐTANI JELLEMZŐINEK MEGHATÁROZÁSA

THERMAL CHARACTERISTICS DETERMINATION OF A CUSTOM DEVELOPED CALORIMETER

Domonyi Erzsébet, tanársegéd, Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar,

Dr. Barányi István, adjunktus, Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar,

Prof. Dr. Réger Mihály Antal, egyetemi tanár, Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar

ÖSSZEFOGLALÁS

In the engineering practice in a case of laboratory measurement wide variety calorimeter have been used. For the special tasks custom developed calorimeters needed. Before the measurements these calorimeters need to calibrate and determine the heat properties.

In this article the digital thermometer calibration process and the heat loss determination and its compensation to adiabatic environment process have been introduced.

1. BEVEZETÉS

A beton szilárdulási folyamatok a kémiai reakciók miatt hőtermelési folyamatok zajlanak le. Ezek az exoterm folyamatok a kialakított nagyméretű szerkezetben a nem homogén eloszlású hőtágulások repedéseket okozhatnak. Szakirodalom alapján az ilyen károsodási folyamatok már 0,5 méter vastag betonelemeknél is megfigyelhetők.

A repedés keletkezés elkerülése végett a cement hőtermelését kaloriméterekkel vizsgálják. A szakirodalmat tekintve vagy szabványos méréseket végeznek [1] szerint, vagy pedig egyedi fejlesztésű kalorimétereket [2],[3], [4] alkalmaznak.

Radel és Navidi [5] művében kiemeli, hogy az egyedi fejlesztésű „coffe cup” típusú kaloriméter szigetelése megfelelő labormérések elvégzéséhez.

Hill és Petrucci [6] is ezt az állítást fogalmazza meg és leírja, hogy a styrofoam hőszigetelés nagyon kicsi hőveszteséget okoz.

Brandy and Senese [7] művében felhívja a figyelmet arra, hogy a coffe cup kalorimétereknek kicsi a hővesztesége és rövid idő alatt végbemenő reakciók vizsgálatára ajánlja.

A szakirodalom alapján elmondható, hogy a habosított anyaggal szigetelt kaloriméterek alacsony árak miatt egyre széleskörűbben

elterjednek, alkalmazásuk határát a szigetelőképességük és a mérés időtartama szabja meg. Rövid idejű mérések esetében alkalmazásuk hőkompenzációs modellek nélkül is ajánlott.

Jelen cikkükben a szerzők egy cementhabarcs korai szilárdulási exoterm folyamatait hőtanilag jellemző kaloriméter mérőrendszerének a felépítését, mérési elvét és kalibrálását, valamint hőveszteségre történő kompenzálását mutatják be nagy időtartamú mérések esetén.

2. ANYAG ÉS MÓDSZER

2.1. A kaloriméter és az adatgyűjtő felépítése

A megvalósított kaloriméter tervezésekor az előírások mellett irányelvként [8] előírásait vettük figyelembe. A test egy 110 cm belső átmérőjű és 130 mm magas álló hengeres cső, melyet minden oldaláról 10 cm-es EPS szigetelőanyaggal láttunk el. A hengeres test vízzáróságát tömítőanyaggal biztosítottuk. A kaloriméter légkondicionált helyiségben került elhelyezésre a méréskor használt asztalra, így szigetelve el a padló befolyásoló hatásától.

A konstrukcióban a hőelem bevezetése felülről, a minta közepébe történt. A méréshez DS18B20 hőelemet alkalmaztunk. A hőelem jellemzőit az 1. táblázat foglalja össze.

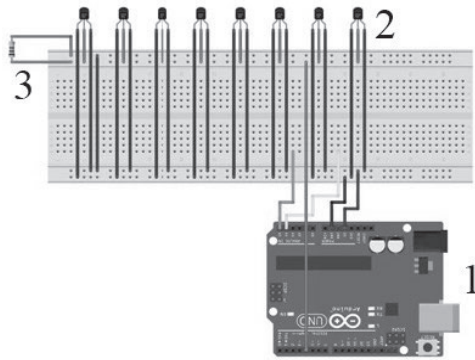
1. táblázat. Hőelemek tulajdonságai

	DS18B20
Üzemi hőmérséklet	-55...125°C
Mérési pontosság	-10°C és +85°C között: ± 0.5°C
Kialakítás	vízálló rozsdamentes acélhüvely
Méret	6 x 50 mm
Feszültség tartomány	3...5.5V
Jeltovábbítás módja	digitális

Az alkalmazott hőelem digitális formában küldi el az adatgyűjtőnek a hőmérséklet értékét, a gyári azonosító számát és a küldött adatok CRC

kódját. Az 1. táblázat alapján pontossága $\pm 0.5^\circ\text{C}$, mely pontosság [1] szerint kalibrálás nélkül nem megfelelő. Digitális jelátvitel miatt a hőelem közvetlenül nem kalibrálható adott hőmérsékletre, illetve hőmérsékletekre, így szoftveres kalibrálásra volt szükség.

Adatgyűjtésre az 1. ábra szerinti Arduino kapcsolást alkalmaztuk.



1. ábra. A mérési adatgyűjtő összeállítási rajza

Az 1 jelű Arduino Uno vezérlő 5-ös bemenete gyűjti össze a 2 jelű hőelemek jelét. A hőelemek úgynevezett egy vezetékes kapcsolásba vannak egymással párhuzamosan kötve. A lekérdezés a hőelem gyártási száma alapján történik. A hőelemek az 5V-os tápellátást a panelről kapják. A 8 darab hőelem adatlábát és a +5V feszültséget egy 4,7 kOhm-os ellenállással kötöttük párhuzamosan, mivel a panel belső ellenállása nem elegendő ennyi szenzorhoz parazita kapcsolási módban.

Az adatgyűjtő feladatainak megvalósítása Matlab Arduino illesztéssel történt. A mikroprocesszoros és a szenzor támogató csomagok segítségével definiáltuk a mérések számát, mérés időtartamát, valamint a hőmérséklet lekérdezéseket és az adatrögzítést. 8 érzékelő esetén 3-3,5 másodperc közötti lekérdezési időre volt szükség.

A hőmérők egymáshoz kalibrálása 5000 darab mérési adat felhasználásával, szobahőmérsékletű levegő segítségével történt 10 másodperces mérések közötti intervallummal.

A kaloriméter veszteségének meghatározásakor 8 dl ionizált vizet használtuk. A mintatartót közel 80°C -os hőmérsékletű ioncserélt vízzel töltöttük fel. A hőmérséklet felfutási szakaszát nem használtuk a kalibrációhoz, így az adatok 55°C alatti értékeit használtuk fel.

A hőmérsékletváltozás állandó szigetelési vastagság esetén az alábbi differenciálegyenlettel írható fel:

$$C_{\text{viz}}m dT = -kA(T_{\text{pill}} - T_{\text{külső}})dt \quad (1)$$

ahol:

C_{viz} = a víz fajhője 4186 [J/(kgK)]

$T_{\text{külső}}$: környezeti hőmérséklet $[\text{K}]$

T_{pill} : pillanatnyi hőmérséklet $[\text{K}]$

T_0 : kiinduló hőmérséklet $[\text{K}]$

k : hőátbocsátási tényező $[\text{W}/(\text{m}^2\text{K})]$

A : felület $[\text{m}^2]$

m : víz tömege $[\text{kg}]$

t : idő $[\text{sec}]$

Az egyenlet megoldásakor kezdeti feltételként a $t=0$ sec esetén az egyes hőmérséklet érzékelőknél mérhető hőmérsékletet használtuk fel.

Az egyenlet megoldását (2) formában határoztuk meg:

$$T_{\text{pill}} = (T_0 - T_{\text{külső}})e^{-\frac{kA}{cm}t} + T_{\text{külső}} \quad (2)$$

2.2. A hőmérséklet kompenzálása a kaloriméter veszteségével

A hőmérséklet mérésekor az első mért hőmérséklet nem szorul kompenzálásra. Minden további hőmérséklet érték az előző alfejezetben ismertetett (3) egyenletből meghatározott kA szorzat segítségével kompenzálásra szorul, hogy az adiabatikus környezetben történő hőmérséklet, illetve hőtermelést tudjuk jellemezni.

A hőmérséklet veszteség a féladiabatikus rendszerben:

$$T_{\text{veszteség}}(t=i) = \frac{kA}{c_{\text{ch}}m_{\text{ch}}}\Delta t \cdot (T_0 - T_{\text{mért}}(t=i-1)) \quad (3)$$

ahol:

c_{ch} : cementhabarcs fajhője $[\text{J}/(\text{kgK})]$

m_{ch} : cementhabarcs tömege $[\text{kg}]$

i : mérés száma $[\text{db}]$

T_0 : első mérés hőmérséklete $[\text{K}]$

A hőmérséklet pedig adiabatikus rendszerre vonatkozva:

$$T_{\text{kompenzált}}(t=i) = T_{\text{mért}}(t=i) + \sum_{t=1}^{t=i-1} T_{\text{veszteség}}(t) \quad (4)$$

2.3. A hőtermelés meghatározása

A cementhabarcs hőtermelését a szakirodalom kétféleképpen definiálja. Szabványos mérési eljárás esetén a hagyományosnak mondható $[\text{Joule}/\text{gramm}]$ alak az elterjedt, viszont további munka esetén a végeselemes programok bemeneteként többhelyen megtalálható a $[\text{Watt}/\text{s}]$ mértékegység is. Az alfejezetben ez utóbbi meghatározását mutatjuk be.

A kompenzált hőmérsékletből számított hőváltozás a (5) egyenlettel történik.

$$\Delta q(i) = c_{\text{ch}}m_{\text{ch}}(T_i - T_{i-1}) \quad (5)$$

A teljes folyamatra meghatározott hőtermelés (6) szerint:

$$q(t) = \frac{\sum_{i=1}^t \Delta q_i}{t} \rho_{\text{ch}} \quad (6)$$

ahol:

$q(t)$: hőtermelés [W/m^3]

ρ_{ch} : cementhabarcs sűrűsége [kg/m^3]

t : eltelt idő [sec]

3. EREDMÉNYEK

3.1. A hőérzékelők egymáshoz kalibrálása

A hőmérők kalibrálásakor az S1 azonosítójú szenzorhoz készítettük el a kalibrációt. A mérés során szobahőmérsékletre végeztük el a számításokat mely a mérés közben $19^\circ C \pm 0,5^\circ C$ volt. A mérések során a hőmérséklet különbségeket használtuk csak fel, mivel a későbbi mérések során az alapanyagok 24 órás temperáláson estek át.

Az eredményeket a 2. táblázat foglalja össze. Az eltérésekkor az előjelek a referencia értéktől a kisebb vagy nagyobb hőmérsékleteket jelentik. Az átlagos eltérés az 5000 darab mérési eredmény számtani közepéből származtatottuk.

2. táblázat. Hőelemek egymástól való eltérései

Azonosító	Eltérés		
	minimális	maximális	átlagos
S1	0 °C	0 °C	0 °C
S2	-0,125 °C	-0,250 °C	-0,197 °C
S3	0 °C	-0,063 °C	-0,034 °C
S4	-0,063 °C	-0,375 °C	-0,255 °C
S5	-0,188 °C	-0,313 °C	-0,236 °C
S6	-0,125 °C	-0,313 °C	-0,234 °C
S7	-0,313 °C	-0,438 °C	-0,396 °C
S8	0,063 °C	-0,063 °C	-0,023 °C

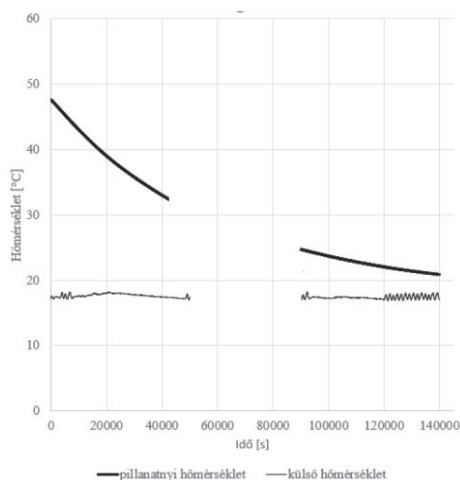
3.2. A kaloriméter hővesztésének meghatározása.

A kaloriméterek hővesztésének meghatározásához légkondicionált teret használtunk. A hővesztés meghatározása számolással a légkondicionált helyiség hőmérséklet változása, valamint a kaloriméter elhelyezéséből adódó egyéb felületek, valamint a nyílászáróknál keletkező sugárzó hő miatt nehézkes.

A mérés során 6 darab kalorimétert használtunk, 2 hőelemmel a külső hőmérsékletet mértünk (ebből az egyik a további méréseknél tartalékként üzemelt, esetleges hőelem meghibásodás esetén a kiértékelhető mérések számát növelte).

A mérés végét az első kaloriméter belsejének $21^\circ C$ alá történő csökkenésének segítségével határoztuk meg. A mérés során 14000 mérési pontot rögzítettünk (közel 39 óra mérés). A függvényközelítés során a mérés 1-5000, valamint 9001-14000 pontjait használtuk fel. A pontok első intervallumára az exponenciális függvény kezdeti meredekség változásának megfelelő közelítésére,

az utolsó 5000 pontra pedig a függvény végtelenbe vett érintője miatt volt szükség. Az adatsorokból egy kaloriméteren belüli szenzor és egy környezeti hőmérsékletet mérő szenzor jelét a 2. ábra szemlélteti.



2. ábra. Hőmérséklet- idő diagram feldolgozáshoz használt alakja

A (3) egyenlet által meghatározott összefüggésben a kA szorzat értékét határoztuk meg a felvett hőmérséklet – idő adatokból. A függvényközelítéshez nemlineáris legkisebb négyzetek módszerét alkalmaztuk TRM algoritmusmal. A közelítés során a maximális iterációk száma 400 volt. A regressziószámítás eredményeit a 3. táblázat foglalja össze (S3 és S7 érzékelők a szobahőmérsékletet mérték).

3. táblázat. kA értékei

Azonosító	kA [W/K]	R^2
S1	0,0599	0,9997
S2	0,06105	0,9998
S4	0,06141	0,9997
S5	0,06119	0,9997
S6	0,05977	0,9997
S8	0,06032	0,9997

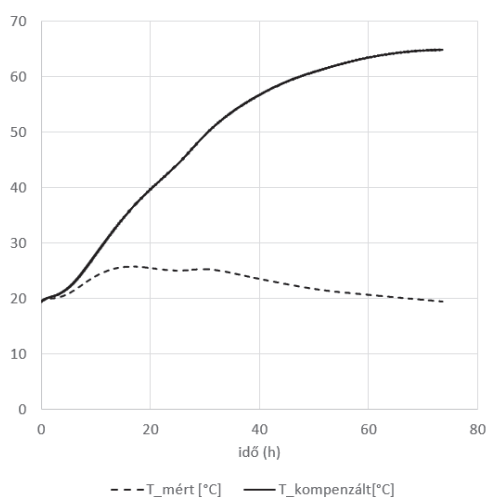
A 3. táblázat értékeiből látható, hogy látható, hogy a függvényközelítés szórásnégyzete nagyobb 0,99-nél. A kA szorzatból a továbbiakban számításokat lehet végezni a hőátbocsátási tényezőre vonatkozóan, viszont a további számításoknál nincs szükség külön erre az értékre, így a számításoknál a 3. táblázatban ismertetett szorzatok kerülnek felhasználásra.

3.3 A CEM III típusú cementhabarcs hőmérsékletváltozásának meghatározása

A CEM III típusú habarcs vizsgálatához az előkészületeket az [1] szerint végeztük. A

méréskor az adatokat percenként rögzítettük. A mérés teljes időtartamát a mérés elején csak becsülni lehetett, így követelményként azt a célt fogalmaztuk meg, hogy a mérés végét az 1 órán át nem változó mintahőmérséklet határozza meg. A vizsgálat így 73,5 óra volt.

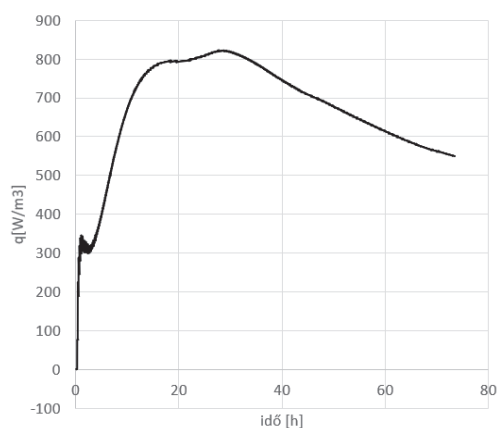
A féladiabatikus rendszerben a hőmérsékletváltozást a 3. ábra szaggatott vonala jelzi. A diagramm folyamatos vonalával a hőmérséklet kompenzációs modell alkalmazásának eredményét láthatjuk.



3. ábra. Hőmérséklet- idő diagram CEM III esetén

3.4. A hőtermelés meghatározása

A (5) és (6) szerinti hőtermelést a 4. ábra szemlélteti. A mérés alapján megfigyelhetőek az egymásra épülő kémiai folyamatok, valamint az, hogy a szakirodalom által alátámasztott 25-35 órák között van a CEM III típusú cement maximális hőtermelése.



4. ábra. Hőtermelés- idő diagram CEM III esetén

4. KÖVETKEZTETÉSEK

A beton hőtermeléséhez készített kaloriméterhez végrehajtottunk egy digitális hőmérő

kompenzálást, majd differenciálegyenlet segítségével megvizsgáltuk a hőszigetelt habarcastartó hőtani tulajdonságait forróvízes mérés segítségével. A felállított modell megfelelőségét statisztikai módszerekkel ellenőriztük.

A vizsgálat eredményeképpen kA szorzat segítségével sikerült összekapcsolnunk a féladiabatikus modellt az elméleti, hővesztés nélküli esettel, így a betonhabarcs hőmérsékletét sikerült megkapnunk monoton változó függvényként. A függvény segítségével a habarcs fizikai jellemzőivel meghatároztuk a CEM III minta 1 m³ vonatkozó hőtermelését az idő függvényében.

Jelen eredmények segítségével a továbbiakban nem állandó intenzitású hőforrás végeselemes modelljével repedésvizsgálatot, illetve szilárduláskori keletkező húzófeszültségek vizsgálata vált lehetővé.

5. IRODALOM

- [1] MSZ EN 196-1:2010 Magyar Szabványügyi Testület: Cementvizsgálati módszerek-Hidratációs hő. Féladiabatikus módszer. 2010 október.
- [2] Yunus Ballim: A numerical model and associated calorimeter for predicting temperature profiles in mass concrete, *Cement and Concrete Composites* 26(6),2004, pp. 695-703
- [3] G. Gibbon, Y. Ballim, and G. Grieve, "A Low-Cost, Computer-Controlled Adiabatic Calorimeter for Determining the Heat of Hydration of Concrete," *Journal of Testing and Evaluation* 25(2), 1997, pp. 261-266. <https://doi.org/10.1520/JTE11488J>
- [4] R. Springenschmid: *Prevention of Thermal Cracking in Concrete at Early Ages*, CRC Press, 1998. pp. 364
- [5] Radel, S.R., Navidi, M. H.: *Chemistry*, 2nd edn., West: St. Paul, MN, 1994
- [6] Hill, J.W., Petrucci, R. H.: *General Chemistry: An Integrated Approach*, 2nd edn., Prentice Hall: Upper Saddle River, NJ, 1999
- [7] Moore, J.W., Stanitski, C. L., Jurs, P. C.: *Principles of Chemistry: The Molecular Science*, Brooks/Cole: Belmont, CA, 2010
- [8] Gyula Szabó: *Usability of machinery*, *International Conference on Applied Human Factors and Ergonomics*, 2017, pp.161-168

AZ INNOVÁCIÓS ÉS TECHNOLÓGIAI MINISZTERIUM ÚNKP-20-3 KÓDSZÁMÚ ÚJ NEMZETI KIVÁLÓSÁG PROGRAMJÁNAK A NEMZETI KUTATÁSI, FEJLESZTÉSI ÉS INNOVÁCIÓS ALAPBÓL FINANSZÍROZOTT SZAKMAI TÁMOGATÁSÁVAL KÉSZÜLT.

RADIÁLIS TENGELYTÖMÍTÉSEK KÍSÉRLETI ÉS NUMERIKUS VIZSGÁLATA

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF RADIAL SHAFT SEALS

Fazekas Bálint¹, tanársegéd, fazekas.balint@gt3.bme.hu

Goda Tibor¹, DSc, egyetemi tanár, goda.tibor@gt3.bme.hu

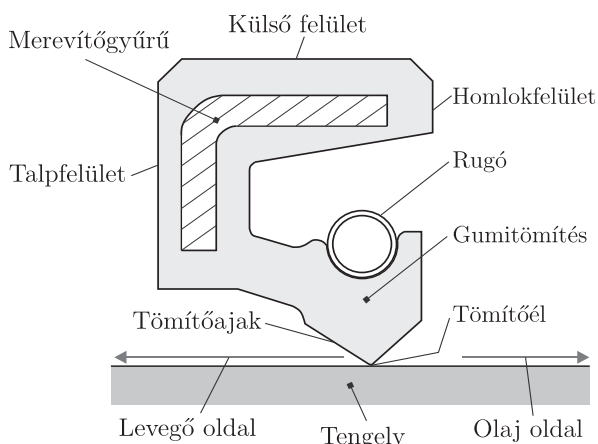
¹Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gépészmérnöki Kar, Gép- és Terméktervezés Tanszék

ABSTRACT

This paper deals with the mechanical investigation of an FKM rubber-based radial shaft seal. One of the most important technical parameters is the radial force that was measured experimentally and simulated using a 2D axisymmetric finite element model. The hyper-viscoelastic model parameters of the rubber were determined based on dynamical and quasi-static tests. The radial force values measured at 6 and 25 °C were compared to the simulated ones, and very good agreement was found in every case studied.

BEVEZETÉS

A radiális tengelytömítés az egyik leggyakrabban alkalmazott védőtömítések egyike, köszönhetően az egyszerű és kompakt felépítésének, a kiforrott gyártástechnológiának, valamint a működése közben fellépő kedvező súrlódási viszonyoknak. Feladata, hogy megakadályozza az egymással közvetlenül érintkező térrészek közötti közvetlen kenőanyag (pl. olaj) áramlást és szivárgást, valamint, hogy a berendezések egyes részeit védje a külső hatásoktól (pl. por, nedvesség) [1]. A radiális tengelytömítések az érintkező, forgó, dinamikus tömítések csoportjába sorolható. Az 1. ábra egy ilyen tömítés felépítését szemlélteti, feltüntetve a főbb szerkezeti elemeket [2].



1. ábra. A radiális tengelytömítés keresztmetszetének sematikus ábrázolása.

A gumitömítések leggyakoribb alapanyagai a akrilnitril-butadién kaucsuk (NBR), a poliuretán (PU) és a fluoroelasztomer (FKM).

A radiális tengelytömítések működése közben fellépő radiális erő mérése és numerikus módszerekkel történő előrejelzése a tömítések tervezése és fejlesztése során elengedhetetlen, hiszen ez az erőkomponens közvetlenül kapcsolatban áll a tömítések tönkremenetelével (pl. szivárgás) és a kopásával. Ha értéke túl kicsi, akkor a tömítés nem tudja kompenzálni a tengely forgásából és esetleges excentricitásából származó rezgéseket, vagy a tengely köralaktól való makroeltéréseit (pl. hullámosság), ami szivárgáshoz vezet. Ezzel szemben, ha túl nagy a radiális erő értéke, akkor jelentősen csökkenhet a tömítés élettartama, hiszen a súrlódásból adódó nyomadék miatt jelentős kopás és végső soron öregedés lép fel a gumitömítés szerkezetében, ráadásul a tengely felületén is jelentőssé válhat a kopás. Éppen ezért a radiális tengelytömítések leggyakoribb tönkremeneteli oka a túl nagy előfeszítésből adódó kontakt nyomásra vezethető vissza [3].

A radiális erő a szorítórugó merevségéből, illetve a túlfedés (a tengely és az tömítőél közötti átmérőkülönbség) okozta deformációból származik. A rugó beépítésének célja, hogy kompenzálja a tömítőajak feszültségrelaxációja miatti nyomáscsökkenést, valamint, hogy biztosítsa a nyomás állandó értékét a tömítés élettartama alatt. Emellett, a szorítórugó lehetőséget biztosít a tengelytömítés viselkedésének szabályozására, hiszen a rugó hossza, átmérője, merevsége jelentősen befolyásolja a fellépő radiális erő értékét [4]. Így a rugóerő megfelelő megválasztásával elérhető, hogy a lehető legalacsonyabb súrlódási nyomadék jelenjen meg a tömítés működése közben. Ha rendelkezésünkre áll egy olyan numerikus modell, amely megfelelő pontossággal és megbízhatóan képes a radiális tengelytömítés viselkedését numerikusan előrejelezni különböző körülmények között (pl. eltérő hőmérsékleten, szorítórugóval vagy anélkül, öregített gumik esetén), akkor a tömítések fejlesztése hatékonyabbá tehető, optimalizálni

lehet a radiális erő nagyságát, valamint a tömítés élettartamát és kopását is van lehetőség számolni [5].

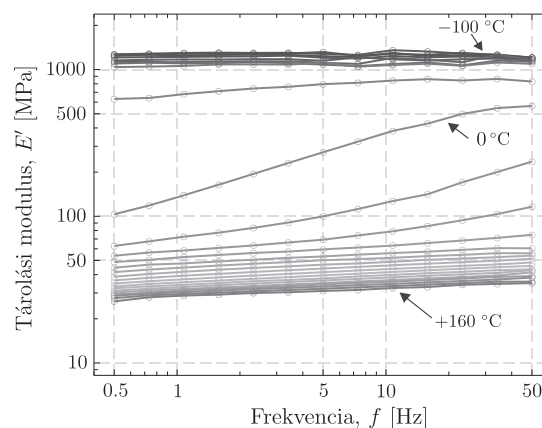
A fenti megállapításokkal összhangban a jelen kutatás célja egy kereskedelmi forgalomban kapható, FKM gumi alapú radiális tengelytömítés kísérleti és numerikus vizsgálata kvázi-statikusan terhelés esetén. Ehhez a radiális tengelytömítés szerelése közben és után fellépő radiális erőt mérjük az idő függvényében, két különböző hőmérsékleten (6 és 25 °C). A méréseket szorítórugóval és anélkül is elvégezzük, így fontos eredményeket kaphatunk a rugó és az átfedés radiális erő mértékére gyakorolt hatásáról. Emellett, célunk egy olyan kétdimenziós, tengelyszimmetrikus végelem modellt fejleszteni, amely képes a radiális erőt, a kontakt zóna nagyságát, a nyomásviszonyokat, valamint a kopás mértékét megbízhatóan modellezni. A végelem modellben az FKM gumi anyagmodellje során a hiper-viszkoelasztikus megközelítés, kiegészítve a hőmérséklet-idő ekvivalencia elvével kerül alkalmazásra, amely képes a gumi nemlineárisan rugalmas viselkedése mellett az idő- és hőmérsékletfüggő viselkedést is figyelembe venni. Az anyagmodell kalibrálásához kvázi-statikusan és dinamikus igénybevétel mellett anyagvizsgálati méréseket végeztünk. Végül a különböző környezeti beállítások mellett mért radiális erő értékeket összevetettük a végelem modellel számolt eredményekkel.

2. MÉRÉSI EREDMÉNYEK

2.1. Anyagvizsgálati mérések

A tömítés alapjául szolgáló FKM gumi mechanikai viselkedésének megismerése, illetve az anyagmodellben szereplő modellparaméterek meghatározása érdekében egytengelyű nyomó igénybevételi mód mellett, -30%-os mérnöki alakváltozási szintig, szobahőmérsékleten, 0,0025 1/s alakváltozási sebességen anyagvizsgálati méréseket végeztünk. Továbbá, szintén egytengelyű nyomó igénybevételi mód mellett dinamikus mechanikai termikus analízis (DMTA) segítségével -100 és 160 °C közötti hőmérséklettartományban, 0,5–50 Hz közötti frekvenciatartományban is végeztünk mérést. A kvázi statikus és a dinamikus mérésekhez egyaránt 10 mm átmérőjű, 2 mm vastagságú hengeres próbatest került alkalmazásra. Megjegyzendő, hogy ez a próbatest geometria nem ideális a nagy átmérő-magasság arány miatt, ezért jelentős lehet nyomás során a

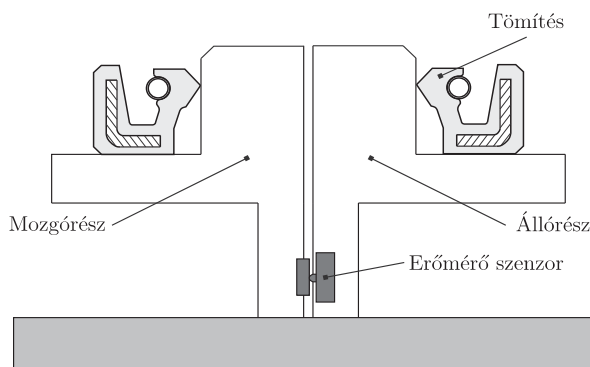
súrlódásból adódó hordósodás. Éppen ezért a kvázi statikus mérés esetén a próbatest és a nyomófejek felületei között szilikon olaj került alkalmazásra, így csökkentve a súrlódás mértékét és elősegítve a homogén feszültségeloszlást. Ilyen jellegű felületkezelés a DMTA során nem történt. A dinamikus vizsgálat során, a -100 és 160 °C közötti hőmérséklettartományban 10 °C-os hőmérséklet ugrásokkal mért tárolási modulus értékeket a frekvencia függvényében a 2. ábra mutatja.



2. ábra. Az FKM gumi tárolási modulus értékei a gerjesztési frekvencia függvényében -100 és 160 °C közötti hőmérséklettartományban.

2.1. Szerkezeti mérések

A radiális tengelytömítést reprezentáló végelem modell validációja érdekében szerkezeti méréseket végeztünk a vizsgált FKM gumi alapú radiális tengelytömítéseken 6 és 25 °C-os hőmérsékleteken. A mérések során a tömítés tengelyre történő szerelése közben és után fellépő radiális erőértékek kerültek rögzítésre az idő függvényében. A mérőeszköz elvi felépítését a 3. ábra szemlélteti.



3. ábra. A tengelytömítés működése közben fellépő radiális erő mérésére alkalmazott mérőberendezés.

A 3. ábra alapján látható, hogy a mérőberendezés két félből áll, egy álló- és egy mozgó részből. A mozgó részen elhelyezkedő

elmozdulás alapú erőmérő szenzor detektálja a tömítés tengelyre való szerelése közben és után fellépő erőértékeket az idő függvényében. A kívánt hőmérsékleteket (6 és 25 °C) egy fűtő/hűtőkamra biztosította. Emellett a mérési környezet úgy került kialakításra, hogy széles hőmérséklettartományban is lehessen méréseket elvégezni (az erőmérő szenzor csak 0 és 40 °C közötti tartományban üzemeltethető), ami temperált olaj mérőberendezésen keresztül történő áramoltatásával valósítható meg. Ezzel a módszerrel akár 100 °C-os tengelyhőmérséklet is elérhető. A mérések során az adott hőmérsékleten 3-3 tömítést vizsgáltunk, szorítórugóval és szorítórugó nélkül. A végeelem modell validációjához a kapott mérési eredmények átlaga került felhasználásra.

2. ALKALMAZOTT ANYAGMODELL

2.1. Hiperelasztikus modell

Az FKM gumi nemlineárisan rugalmas, időfüggetlen viselkedését a Mooney–Rivlin-féle hiperelasztikus anyagmodellel került leírásra, a deformáció során bekövetkező térfogatváltozás elhanyagolása (összenyomhatatlanság) mellett A modellhez tartozó alakváltozási energiasűrűség függvény (W) az alábbi alakban adható meg

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3), \quad (1)$$

ahol C_{10} és C_{01} anyagparaméterek, valamint I_1 és I_2 az első és második skalár invariáns. Az (1) egyenlet alapján a mérnöki feszültségválasz (P_0) az alábbi alakban adható meg

$$P_0 = \frac{2}{\lambda^3} (\lambda^3 - 1) (\lambda C_{10} + C_{01}), \quad (2)$$

ahol λ a nyúlás. Továbbá a kezdeti nyíró rugalmassági modulus G_0 az alábbi módon számolható

$$G_0 = 2(C_{10} + C_{01}). \quad (3)$$

2.1. Hiper-viszkoelasztikus modell

A vizsgált gumi jelentős idő- és hőmérsékletfüggő viselkedését a viszko-hiperelasztikus anyagmodell segítségével vesszük figyelembe, amely egy tetszőleges hiperelasztikus modell és a véges alakváltozásokra kiterjesztett, Prony sorozatra épülő lineárisan viszkoelasztikus modell összekapcsolásával definiálható. Az

összenyomhatatlan hiper-viszkoelasztikus konstitutív egyenlet egytengelyű igénybevételi mód esetén az alábbi alakban írható fel

$$P(t) = P_0(t) - \quad (4)$$

$$\frac{1}{3} \sum_{i=1}^n \frac{g_i}{\tau_i(T)} \int_0^t \frac{2\lambda(t) + \lambda^2(t-s)}{\lambda^2(t)\lambda(t-s)} P_0(t-s) e^{-s/\tau_i(T)} ds,$$

ahol $P(t)$ a hiper-viszkoelasztikus mérnöki feszültségválasz, míg $P_0(t)$ a hiperelasztikus mérnöki feszültségválasz, amit ebben az esetben a Mooney–Rivlin-féle modell ad meg (lásd (2) egyenlet). Továbbá, g_i és $\tau_i(T)$ az i -edik relatív modulus és a hőmérsékletfüggő relaxációs idő (Prony paraméterek), míg n a Prony tagok (rugó-csillapítóelemek) száma. Az időfüggő relaxációs modulus függvényt a Prony sorozat definiálja

$$G(t) = G_0 \left(g_\infty + \sum_{i=1}^n g_i e^{-t/\tau_i(T)} \right), \quad (5)$$

ahol G_0 az üveges állapotban érvényes kezdeti nyíró rugalmassági modulus (lásd (3) egyenlet), míg g_∞ a relaxált relatív modulus, amely az alábbi egyenlet segítségével számolható

$$g_\infty = 1 - \sum_{i=1}^n g_i. \quad (6)$$

Továbbá, a relaxációs idő-hőmérséklet kapcsolatot a WLF egyenlet adja meg

$$\log a_T = \frac{-C_1(T - T_r)}{C_2 + T - T_r}, \quad (7)$$

ahol C_1 és C_2 modellparaméterek, míg T_r a választott referenciahőmérséklet. Az egytengelyű igénybevételi mód mellett a konstitutív egyenlet (lásd (4) egyenlet) numerikus feszültségmegoldása az alábbi módon számolható [6]

$$P(t + \Delta t) = P_0(t + \Delta t) - \sum_{i=1}^n H_{1i}(t + \Delta t) + H_{2i}(t + \Delta t), \quad (8)$$

ahol

$$H_{1i}(t + \Delta t) = \frac{2}{3} g_i \left[\frac{\lambda(t + \Delta t)}{\lambda(t)} P_0(t) b_i + P_0(t + \Delta t) a_i \right] + \frac{\lambda(t + \Delta t)}{\lambda(t)} H_{1i}(t) c_i,$$

$$H_{2i}(t + \Delta t) = \frac{1}{3} g_i \left[\frac{\lambda^2(t)}{\lambda^2(t + \Delta t)} P_0(t) b_i + P_0(t + \Delta t) a_i \right] + \frac{\lambda^2(t)}{\lambda^2(t + \Delta t)} H_{2i}(t) c_i. \quad (9)$$

Továbbá, az a_i , b_i és c_i konstansok

$$c_i = e^{-\Delta t / \tau_i(T)},$$

$$a_i = 1 - \frac{\tau_i(T)}{\Delta t} (1 - c_i), \quad (10)$$

$$b_i = \frac{\tau_i(T)}{\Delta t} (1 - c_i) - c_i.$$

A (8)–(10) egyenletek megadják az anyagmodell numerikus feszültségmegoldását, ami alkalmas a modellparaméterek hatékony meghatározására.

Az időfüggő relaxációs modulus függvény (lásd (5) egyenlet) a Fourier transzformáció segítségével frekvenciatartományban is felírható, az alábbi alakban

$$G'(\omega) = G_0 \left(g_\infty + \sum_{i=1}^n \frac{g_i \tau_i^2(T) \omega^2}{1 + \tau_i^2(T) \omega^2} \right), \quad (11)$$

$$G''(\omega) = G_0 \sum_{i=1}^n \frac{g_i \tau_i(T) \omega}{1 + \tau_i^2(T) \omega^2},$$

ahol $G'(\omega)$ a tárolási, míg $G''(\omega)$ a veszteségi nyíró modulus. Előbbi az anyagban tárolt rugalmas energiával, míg utóbbi a disszipált energiával arányos.

3. ANYAGPARAMÉTEREK MEGHATÁROZÁSA

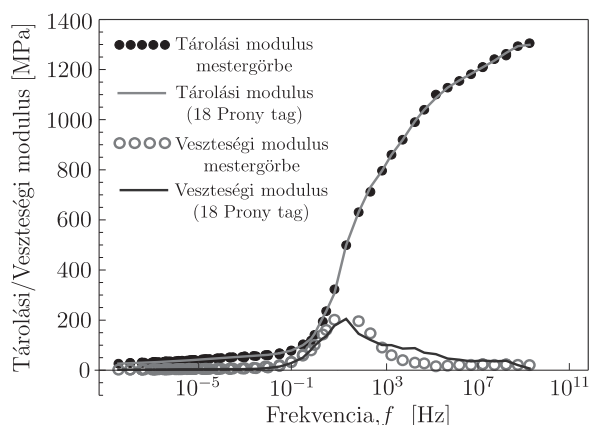
A hiper-viszkoelasztikus anyagmodell paramétereit a kvázi-statisztikus és a dinamikus (DMTA) mérési eredmények alapján (2.1 fejezet) határoztuk meg, amely során a mért és a numerikusan számolt anyagválaszok között bevezetett hibafüggvényt minimalizáltuk. Ehhez első lépésként előállítottuk a tárolási modulus mestergörbét a 2. ábrán látható tárolási modulus-frekvencia izotermák alapján 0 °C-os referenciahőmérséklet választása mellett, illetve meghatároztuk a hőmérsékletfüggő eltolási

tényezőket is. Megjegyzendő, hogy a veszteségi modulus mestergörbe előállításához a tárolási modulus mestergörbénél meghatározott eltolási tényezőket használtuk. Az időfüggő viselkedést figyelembe vevő Prony paramétereiket a (11) egyenlettel adott összefüggések segítségével határoztuk meg, a tárolási és a veszteségi modulus mestergörbékre történő modellillesztéssel. Az eltolási tényező-hőmérséklet pontpárok alapján pedig a WLF egyenlet konstansait határoztuk meg a (7) egyenlet segítségével. Ezt követően az ismert Prony és WLF egyenlet paramétereivel, valamint a (8)–(10) egyenletek felhasználásával illesztettük a hiper-viszkoelasztikus modellt a kvázi-statisztikus mérési görbére. Azaz a DMTA során mért anyagválaszt csak az időfüggő paraméterek meghatározására használtuk (g_i , $\tau_i(T)$, $i=1 \dots n$), míg a merevséget a kvázi-statisztikus mérés alapján határoztuk meg. Ennek oka, hogy a próbatest geometriája, illetve a jelentős sűrűdés miatt a DMTA során mért merevség nem megbízható, értéke 3–5-szöröse is lehet a valós merevségnek. Megjegyzendő, hogy jó közelítéssel a sűrűdés miatt fellépő mérési hiba függőleges eltolással korrigálható. Ezt a feltételezést szimulációval, valamint 20 és 160 °C között végzett ellenőrző húzó DMTA segítségével igazoltuk, ahol a húzó és a nyomó módban kapott tárolási modulus görbék függőleges eltolással egymással összhangba hozhatók. A modellillesztés után kapott paramétereiket az 1. táblázat tartalmazza.

1. táblázat. A hiper-viszkoelasztikus anyagmodell paramétereit

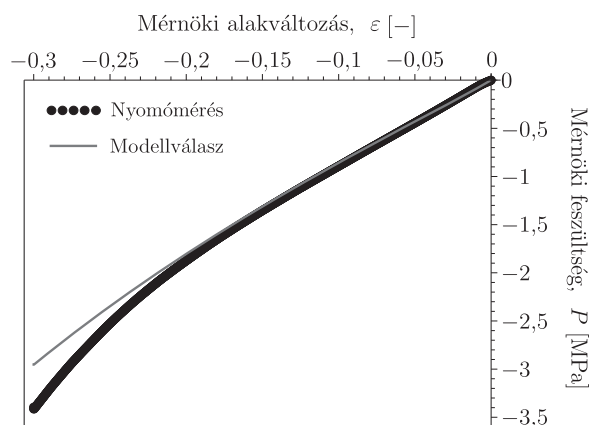
Mooney–Rivlin-féle modell paramétereit			
C_{10} [MPa]		C_{01} [MPa]	
71,76		-22,54	
WLF egyenlet paramétereit			
T_r [°C]	C_1 [-]	C_2 [°C]	
0	12,08	88,96	
Prony paraméterek ($n = 18$)			
Relatív modulus [-]		Relaxációs idő [s]	
g_1	0,049212	τ_1	1,0E-09
g_2	0,040607	τ_2	1,0E-08
g_3	0,039580	τ_3	1,0E-07
g_4	0,067255	τ_4	1,0E-06
g_5	0,101252	τ_5	1,0E-05
g_6	0,105689	τ_6	1,0E-04
g_7	0,125285	τ_7	1,0E-03
g_8	0,278813	τ_8	1,0E-02
g_9	0,115581	τ_9	1,0E-01
g_{10}	0,024020	τ_{10}	1,0E+00
g_{11}	0,007979	τ_{11}	1,0E+01
g_{12}	0,003796	τ_{12}	1,0E+02
g_{13}	0,005133	τ_{13}	1,0E+03
g_{14}	0,005340	τ_{14}	1,0E+04
g_{15}	0,004039	τ_{15}	1,0E+05
g_{16}	0,003165	τ_{16}	1,0E+06
g_{17}	0,002893	τ_{17}	1,0E+07
g_{18}	0,002851	τ_{18}	1,0E+08

Az 1. táblázatban szereplő modell-paraméterekkel definiált hiper-viszkoelasztikus modellválaszt, összevetve a DMTA eredményeivel és az egytengelyű nyomóvizsgálatokkal, a 4. és az 5. ábra mutatja.



4. ábra. A tárolási (E') és veszteségi (E'') modulus mestergörbék és a hozzájuk tartozó hiper-viszkoelasztikus modellválaszok.

A 4. ábrán látható, hogy a hiper-viszkoelasztikus modell megfelelő pontossággal képes a tárolási és a veszteségi modulus mestergörbékét leírni a vizsgált frekvenciatartományban, ugyanakkor 10 Hz felett a veszteségi modulus mestergörbe esetén a modellválasz pontossága csökken.



5. ábra. Az egytengelyű nyomómérés ($\dot{\epsilon}=0,0025$ 1/s) és a hozzá tartozó hiper-viszkoelasztikus modellválasz.

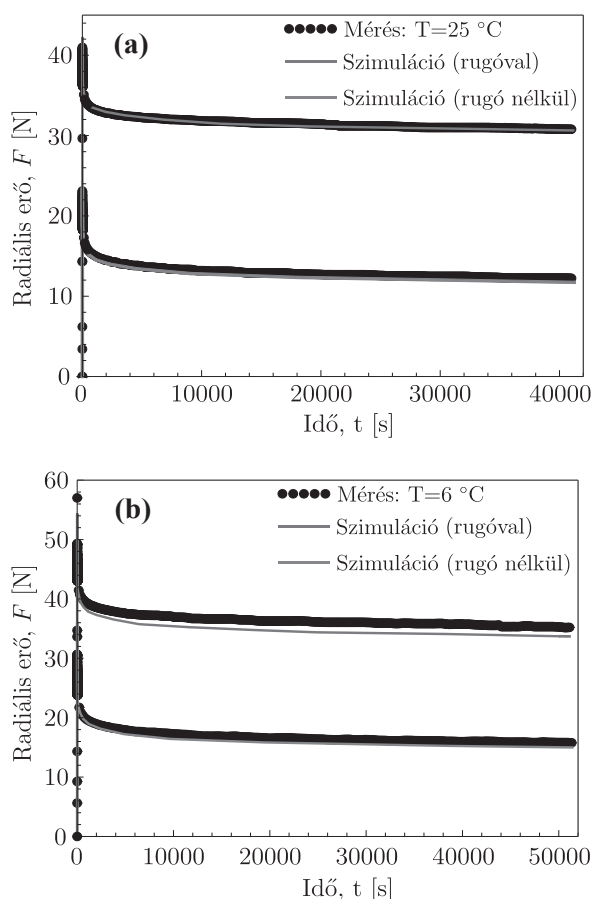
Az 5. ábrán látható, hogy a hiper-viszkoelasztikus modell -20%-os mértési alakváltozástig nagy pontossággal képes a mért viselkedést leírni, -20% felett a pontosság folyamatosan csökken. Megjegyzendő, hogy a tömítés üzemi működése során ennél magasabb alakváltozások nem jelennek meg.

4. EREDMÉNYEK, KIÉRTÉKELÉS

A radiális tengelytömítés numerikus vizsgálata az Abaqus kereskedelmi végelem

szoftverben [7] történt 2 dimenziós tengelyszimmetrikus modell segítségével. A gumi anyagviselkedését az 1. táblázatban szereplő anyagparaméterekkel definiált hiper-viszkoelasztikus modell, míg a tengelyt és a szorítórugót lineárisan rugalmas modell veszi figyelembe. A tengely esetében $E=210$ GPa (rugalmassági modulus) és $\nu=0,3$ (Poisson's tényező), míg a rugó esetében $E=70$ GPa és $\nu=0,3$. A tömítés és a tengely között 0,2-es súrlódási tényező értéket definiáltunk. A szimulációt két lépésben oldottuk meg. Az első lépés 0,5 s-ig tartott (szerelés), majd ezt követte a relaxációs szakasz, ahol a tengelyre szerelt tömítésben ébredő radiális erő értékét vizsgáltuk.

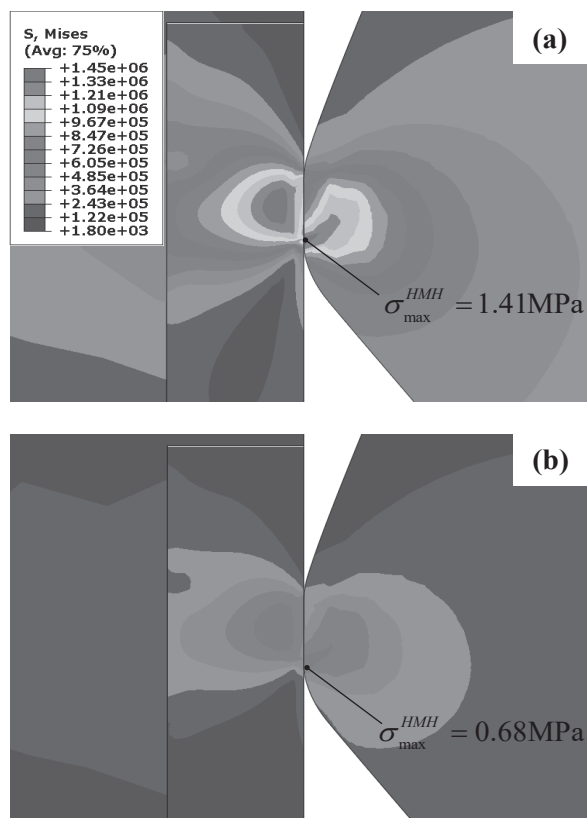
A radiális tengelytömítés végelem modelljének segítségével előrejeleztük a tömítés, vizsgált esetekre vonatkozó viselkedését. A mért és a numerikusan számolt radiális erőértékeket az idő függvényében a 6. (a) és (b) ábrák mutatják. Előbbi 25 °C-, míg utóbbi a 6 °C-on vizsgált eseteket mutatja.



6. ábra. A mért és a numerikusan számolt radiális erő értéke az idő függvényében $T=6$ °C-on, a gumitömítésben elhelyezkedő rugóval és anélkül.

A 6. (a) és (b) ábrák alapján elmondható, hogy a végelem modell nagy pontossággal képes a mért viselkedést leírni a vizsgált

hőmérsékleteken, szorítórugóval és szorítórugó nélkül is. Az is látható, hogy az FKM gumi alapú tömítés jelentős feszültségrelaxációt mutat, valamint a szorítórugó jelentős mértékben hozzájárul a radiális erő értékéhez mindkét hőmérsékleten. A 7. (a) és (b) ábrák a Mises-féle egyenértékű feszültségeloszlást mutatják a tengely és a tömítőajak környezetében az első terhelési lépés végén ($t=0,5$ s) és $t=40000$ s-nál, szobahőmérsékleten.



7. ábra. A Mises-féle egyenértékű feszültségeloszlás a tengely és a tömítőajak/tömítőél kontakt környezetében: (a) $t=0,5$ s (tömítés szerelése után közvetlenül) és $t=40000$ s időpillanatokban.

A 7. ábra is jól szemlélteti, hogy a gumiban jelentős feszültségrelaxáció jelentkezik, valamint látható, hogy a tömítőél kontaktzónájában lép fel a legnagyobb feszültség, ami a kopást is jelentősen befolyásolja. A kontakt zóna nagysága kb. 12 mikron, ami összhangban van korábbi mérési és tapasztalati értékekkel.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

Ebben a cikkben bemutatásra került egy radiális tengelytömítés viselkedését megbízhatóan előrejelző végeselem modell, amelyben az FKM gumi mechanikai viselkedése a hiper-viszkoelasztikus anyagmodellel került leírásra. A modellparaméterek meghatározása egytengelyű nyomó mód mellett végzett dinamikus mechanikai termikus analízis és

kvázi-statisztikus mérési eredmények alapján történt. A tengelytömítés egyik legfontosabb paraméterének, a radiális erő mérésének céljából egy mérési környezetet építettünk, amellyel pontosan lehet különböző hőmérsékleteken mérni a tömítés tengelyre történő szerelése közben és után fellépő erőértékeket az idő függvényében. A végeselem modell validálása érdekében összehasonlítottuk a mért és a numerikusan számolt radiális erőértékeket. A kapott eredményekből jól látható, hogy a modell 6 és 25 °C-on végzett méréseket is nagy pontossággal képes leírni, szorítórugó és szorítórugó nélküli esetekben is. A mért eredményekből az is igazolódott, hogy a szorítórugó jelentős radiális erőt képes biztosítani.

Fontos kiemelni, hogy ez a tanulmány egy hosszabb távú kutatómunka első lépése, ahol a kidolgozott végeselem modell, illetve az anyagmodellezési módszertan alkalmas egyrészt arra, hogy különböző mértékben öregített gumitömítéseket vizsgáljunk, másrészt, hogy a kopás mértékét megbízhatóan előrejelezzük. Ez különösen fontos, hiszen a szakirodalomban jelenleg elérhető, a gumitömítések kopásának numerikus vizsgálatát célzó tanulmányok többsége elhanyagolja a gumi időfüggő viselkedését.

6. IRODALOM

- [1] Flitney, R.K., Brown, M.W., Seals and Sealing Handbook, fifth ed., Elsevier, Oxford, 2007.
- [2] Jia, X., Guo, F., Huang, L., Wang, L., Gao, Z., Wang, Y. 2014. Effects of the radial force on the static contact properties and sealing performance of a radial lip seal. Sci. China Technol. Sci. 57, 1175–1182.
- [3] Jennewein, B., Frölich, D. 2012. Simulation of the radial force of radial shaft seal rings at different temperatures and aging conditions. In: Proceedings of 17th International Sealing Conference, Stuttgart, Germany.
- [4] Obayashi, S. 1998. Analysis to Reduce the Sliding Friction of Power Steering Rod Seals, SAE Technical Paper, 980583.
- [5] Rutuja, S. J., David, C. R., Hany G. 2018. Nonlinear Finite Element Analysis of Radial Lip Seals. ASME Int. Mech. Eng. Cong. and Expos., Florida, USA.
- [6] Fazekas, B., Goda, T.J., 2018. Determination of the hyper-viscoelastic model parameters of open-cell polymer foams and rubber-like materials with high accuracy. Mater. Des. 156, 596–608.
- [7] Abaqus, Ver. 6.19-3, Dassault Systemes, 2019.

ADDITÍV GYÁRTÁSTECHNOLÓGIÁKKAL KAPCSOLATOS KUTATÁSOK

RESEARCHES ON ADDITIVE MANUFACTURING TECHNOLOGIES

*Dr. Ficzer Péter, egyetemi adjunktus, ficzere.peter@kjk.bme.hu
BME Vasúti Járművek és Járműrendszeranalízis Tanszék*

ABSTRACT. Nowadays, additive manufacturing technologies are used in an increasing number of fields. In order to take advantage of the opportunities offered by this new technology, we need to adopt a new way of thinking at the design stage. This new design thinking needs to be introduced into engineering education. To do this, it is necessary to acquire practical experience in addition to a theoretical background in the technology. This paper is a brief summary of my research and experiences in the field of additive manufacturing.

1. BEVEZETÉS

Az additív gyártástechnológiák terjedése töretlen, melynek köszönhetően egyre több felhasználási területe válik ismertté. Bizonyos területeken történő használata viszont sok elővigyázatosságot igényel. Gyakori kérdés, hogy egészségügyi-, mechanikai- vagy szilárdsági szempontból milyen anyagokat és milyen technológiát érdemes használni. Ugyanígy komoly kérdés, hogy gazdaságilag mely esetekben éri meg ez a gyártási eljárás, ha más módszerekkel is előállítható ugyanez a darab.

Az additív gyártási eljárások használata az iparban egyre inkább mindennapossá vált, így szükséges, hogy a műszaki felsőoktatás képzéseiben is megjelenjen. Megfelelő szintű képzéshez ugyanakkor gyakorlati tapasztalatokra is szükség van. További hozadéka az additív technológiák oktatásba való bevitelének, hogy az új-, érdekes és látványos terület felkelti a hallgatók érdeklődését, ami az ilyen irányú kutatások fellendüléséhez is vezet.

A BME-Vasúti Járművek és Járműrendszeranalízis Tanszékén – korábbi nevén Járműlemek és Jármű-rendszeranalízis Tanszéken- az additív gyártástechnológiákkal kapcsolatos tevékenységeimet 2007-ben kezdtem a PhD kutatásaimon keresztül. Ebben az időben a vizsgálatokhoz szükséges próbatetek gyártásával a Varinex Zrt. támogatta vizsgálataimat.

2015-ben a tanszék beszerzett két FDM eljárással működő nyomtatót is, melynek köszönhetően a lehetőségeim megnöttek, ezáltal a kutatási spektrum is szélesedett. Ekkor már főleg saját készítésű darabokat vizsgáltam.

A vizsgálatokhoz szükséges mérések egy jelentős részét a BME-Polimertechnika Tanszékén, valamint a BME Biomechanikai Kooperációs Kutató Központ mérőlaborjaiban végeztem.

Kutatásaim eredményeit mutatja be ez a cikk.

2. MÓDSZER

A gyártástechnológia megfelelő megismeréséhez sok kísérletezésre van szükség. Ezen kísérletek közben gyakran merülnek fel olyan kérdések, hogy ezt, vagy azt meg lehet-e valósítani ezzel a technológiával. Így a felhasználási területek is bővültek, továbbá meghirdettük, hogy a nyomtatók a hallgatók számára is elérhetőek, ami még több érdekes és sokszor megkérdőjelezhető kimenetelű feladatot jelentett.

Mivel a beszerzett nyomtatók (Prusa i3 és Zortrax M200) nyílt forráskóddal rendelkeznek, így lehetőségem volt a gyártási paraméterek tetszőleges beállítására, valamint az egyes beállítások hatásainak vizsgálatára.

Fontos, folyamatosan vizsgálandó és fejlődő terület a technológia alkalmazhatósági területeinek feltárása is.

3. EREDMÉNYEK

3.1. Pontossággal kapcsolatos vizsgálatok

Különböző alakú, geometriájú próbateteket gyártottam, hogy azok alapján meg lehessen határozni a gép pontosságát, valamint az elérhető felületi minőségeket.

Sajnos a vizsgálatok alapján ezen a téren pontos és egyértelmű számadatok nem határozhatók meg. Kiderült, hogy a pontosságot befolyásolja:

- a nyomtatandó alkatrész geometriája (sík-, vagy görbült felületek, görbület mértéke,

síkok elhelyezkedése (vízszintes-, függőleges-, vagy ferde sík)),

- az eredeti CAD geometriából stl fájlba (nyomtató számára input) történő konverzió tűrései,
- a rétegvastagság,
- a nyomtatási sebesség,
- a nyomtatási hőmérséklet,
- az asztal fűtése,
- az orientáció,
- továbbá eltérő pontosságot kapunk x-y (réteg) irányban és arra merőlegesen (z--rány).

Természetesen ezek a változók egy, ugyanazon gépen végzett nyomtatásra vonatkoznak, egy másik, más típusú gép esetében más értékeket kaphatunk.

Fontos megjegyezni, hogy a gyártási elvből adódó hibák egy része kiszűrhető a CAD modell előzetes módosításával (szerszám-pálya korrekció), de bizonyos, fejlettebb CAM szoftverek (kódgenerálók) már ezt is elvégzik. Megvizsgáltam továbbá azt is, hogy működő szerelések esetén az egymáshoz kapcsolódó alkatrészekhez milyen méretkorrekcióra van szükség.

3.2. Alkalmazhatósági területek

A terjedelmi korlátok miatt itt csak néhány megvalósult projektet mutatok be, de ezeken felül számos más kisebb feladatunk is akadt, mint pl. a Future Mobility Challenge-re készülő robotautók számára alkatrészek, a táblafelismerés szimulációk számára a közlekedési jelzőtáblák kicsinyített másai (BME-GJT részére), különböző lánckerekek, akkumulátor tartók, egyedi „ékszerek”, díszek, alkatrészek, reprezentációs és marketing anyagok, használati tárgyak, oktatási segédeszközök, stb.

3.2.1.. Alkatrészutánpótlás

Sok esetben egy-egy régebbi eszközben tönkrement alkatrész esetében nincs lehetőség pótalkatrészek beszerzésére. Ilyenkor az adott alkatrészből le kell gyártani egy darabot, különben az adott szerkezet működésképtelenné és ezáltal értéktelenné válik. Pl. veterán járművek esetén különösen nagy szerepe van ennek a technológiának, ugyanakkor fontos megjegyezni, hogy ebben az esetben kiemelt figyelmet kell fordítani az új módszerrel gyártott alkatrészek igénybevételei által támasztott követelményekre. Itt ugyanis az általunk készített alkatrész nem-megfelelősége

akár a többi pótolhatatlan alkatrészben is kárt tehet.

Több, egyedi pótolhatatlannak tűnő alkatrészt is visszaterveztünk és előállítottunk ilyen módon.

Fontos azt is megjegyezni, hogy manapság az alkatrész utánpótlás tekintetében is egyre többen kalkulálnak ezzel a megoldással, pusztán gazdasági megfontolásból. Egy komolyabb járműipari egység, szerkezet esetén az alkatrészutánpótlást a gyártás leállítása után is még akár évtizedekig biztosítani kell. Előre természetesen nem lehet meghatározni pontosan hány alkatrész cseréjére, pótlására lesz szükség. Emiatt a gyártók sokszor indokolatlanul nagy raktárkészleteket halmoznak fel, melyeknek tárolása rendkívül költségigényes, akár a konkrét alkatrészekre, akár az alkatrészeket gyártó gépekre, szerszámokra gondolunk.

3.2.2. Prototípus fejlesztés

Több prototípust is sikerült kifejleszteni a tanszéken, ezek közül az egyik érdekes feladat volt a gyógyszerek közt ismert kapszula fejlesztése. Mint ismert az ún. retard kapszulák (lágú zselatin, az emberi gyomor savassága oldja) késleltetve fejtik ki hatásukat. A késleltetés és a hatás mértéke is embertől függ, így nehéz az optimális hatóanyag mennyiség megfelelő adagolása. Az alapgondolat az volt, hogy az eredeti kapszulák méreteivel megegyező méretű kapszulákat gyártunk, melyeket különböző méretű, formájú és számosságú furatokkal látunk el. Ezután megvizsgáltuk a módosítások hatását a kioldódás sebességére és mértékére. A vizsgálatokhoz az egyedileg kialakított kapszulákat kinyomtattuk és megtöltöttük adott mennyiségű koffein pellettel.

Könnyen belátható, hogy egy fröccsöntéssel nagy mennyiségben előállított alkatrészhez módosított szerszámot tervezni, majd a gyártást leállítani, szerszámot cserélni pár darab – a vizsgálathoz szükséges – alkatrész miatt nem költséghatékony megoldás, ami komoly bevétel kiesést is okozhat.

Ugyanekkor a túlzottan kisméretű és könnyű koffein pellett betöltéséhez (komoly nehézséget okozott a mikrogramm pontossággal kis zacskókba kimért mennyiségnek a kapszulákba töltése) pár perc alatt terveztünk és kinyomtattunk egy kisméretű tölcseert is.

3.2.3. Szerszám, öntőminta készítése

Az alkatrészek anyagával szemben sok esetben komoly elvárásokat támasztanak amiket nem feltétlenül lehet megvalósítani minden additív

technológiával. Ilyen eset amikor pl. egyedi öntvényeket kell készíteni. Egy oldtimer motor hengerének újbóli legyártásához öntőminta is készült a tanszéken. Első lépésben kellett hozzá egy 3D CAD modell, mely alapján FDM eljárású nyomtatóval, ABS alapanyagból kinyomtatásra került a minta, aminek segítségével készült el (és később beépítésre is került (működőképes)) az öntött darab [1].

3.2.4. Orvosi implantátumok, segédeszközök gyártása

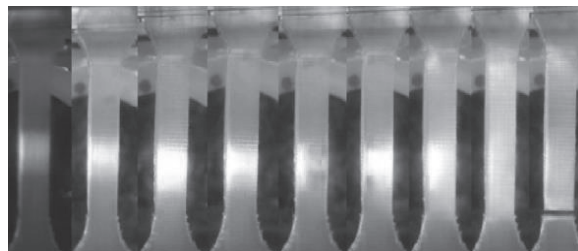
Az egyik leginkább felkapott terület, amitől a legnagyobb előrelépést várják az additív gyártás területén a gyors és személyre szabható orvosi implantátumok és segédeszközök előállítása. Ezekben az esetekben az adott implantátum geometriának tökéletesen illeszkednie kell az adott személy ép testrészeihez, ami igen komoly igényeket támaszt az adott modell formai kialakításával szemben.

Ugyanakkor ezen darabok esetében a mechanikai szilárdság szempontjából is meg kell felelni az adott ember adott csontjának merevégéhez. A tanszéken több ilyen irányú kutatás is zajlott.

Egy human metacarpale esetében pl. a CT felvételekből kellett visszamodellezni a geometriát. Megmértük a valós csont merevségét, majd a visszamodellezett 3D CAD geometriával rendelkező modellhez rendeltük a 3D nyomtatás során adódó anyagjellemzőket és alakoptimalás segítségével addig változtattuk a belső geometriát, míg a nyomtatott darab rugalmassága tökéletesen meg nem egyezett az eredeti csont merevségével.

3.3. Feszültségoptikai vizsgálatok

Lehetőség van átlátszó (áttetsző) anyagokból is nyomtatni. Ez megfelelő vastagság és minőség esetén lehetőséget biztosít számunkra, hogy a feszültségoptikai vizsgálatokhoz szükséges bevonatot (bonyolult geometriák esetén nehézkes és időigényes) egyszerűen kinyomtassuk. Ezzel rengeteg időt és energiát spórolhatunk. Ennek a módszernek további előnye, hogy lehetőséget biztosít számunkra ahhoz, hogy a gyártás során kialakuló maradó feszültségeket is feltárhassuk, meghatározhassuk [2].



1. ábra Maradó feszültségek a szakítópróbatestekben [2]

3.4. Gazdaságossági vizsgálatok

Az egyes alkatrészek nyomtatása során hamar megtapasztalja az ember, hogy milyen nagy mértékben befolyásolja a gyártási költségeket a munkadarabok előállítása során:

- a választott eljárás,
- a gyártási idő, a nyomtatási sebesség,
- az elhelyezés a munkatérben,
- a pozíció, az orientáció,
- a támaszanyag mennyiségi igénye,
- a támaszanyag típusa,
- a kitöltés százalékos mennyisége,
- a kitöltés típusa,
- a rétegvastagság,
- az anyagválasztás,
- a gyártandó darabszám.

Több gazdaságossági számítást is végeztünk, melynek során igyekeztünk feltárni azokat a területeket, ahol a technológia valós előnyöket biztosít más eljárásokkal szemben.

Megvizsgáltuk továbbá azt is, hogy a fent említett paraméterek hogyan hatnak a gyártási költségekre akár közvetett, akár közvetlen módon.

3.5. Anyagvizsgálatok

Az additív gyártástechnológiák sajátossága, hogy a tetszőlegesen bonyolult, belül akár üreges geometriával rendelkező darabokat rétegről-rétegre építi fel. Ennek köszönhetően feltételezhető, hogy a rétegek egymáshoz való kötése más, mint a rétegen belüli kötészilárdság. Ez a feltételezés bizonyítást nyert több esetben is.

Megvizsgáltam, több gyártási eljárásban, különböző anyagok esetén, hogy különböző irányú fekvő és állított próbatestek anyagjellemzői hogyan viszonyulnak egymáshoz, kimértem a szakítógörbéket a kitüntetett irányokban:

- Polyjet eljárással előállított Fullcure720 típusú anyag
- FDM eljárás és PLA alapanyag
- FDM eljárás és ABS alapanyag
- SLS eljárás és PA12 alapanyag

- FDM eljárás és Soft PLA (rugalmas műanyag)
- FDM eljárás és HT PLA (hőálló műanyag) esetén.

Mivel az eredmények azt mutatják, hogy az SLS eljárástól eltekintve mindenütt orthotrop anyagmodellel írható le az additív módon gyártott alkatrészek viselkedése, így a megfelelő anyagi jellemzők kimérése is összetettebb feladat. Nem elég egy db. E Young modulus és egy ν Poisson-tényező meghatározása, ráadásul a G nyíró rugalmassági modulusokat is ki kell mérni.

Természetesen az anyagmodellek és anyagi jellemzők szakítógépben történő meghatározása után az eredményeket validálni is szükséges, aminek módszerét is kidolgoztam.

Az egyes gyártási paramétereknek a szilárdságra gyakorolt hatásait is meghatároztuk, továbbá ennek okait is feltérképeztük.

3.5.1. Dinamikai anyagvizsgálat

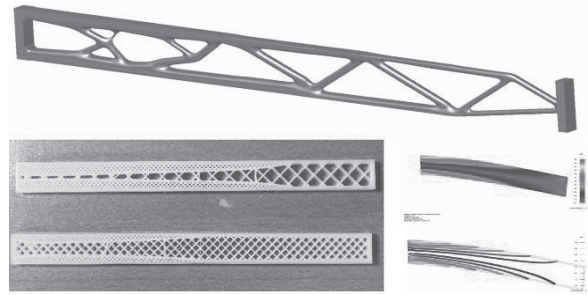
Mivel bizonyos alkatrészek dinamikus igénybevételnek is ki vannak téve, így szükséges az ilyen eljárásokkal gyártott darabok vizsgálata dinamikai igénybevétel esetére is. Ezt a vizsgálati módszert is kifejlesztettük. Az FDM eljárással gyártott PLA anyagból készített darabokon a vizsgálatokat elvégeztük.

3.5.2. Anyagi jellemzőket befolyásoló módosítási lehetőségek

Megvizsgáltunk több olyan lehetőséget is, amelyekkel a mechanikai szilárdsági paramétereket befolyásolni tudjuk. Ilyenek pl. az aktív hűtés, a hőkezelés hatása (publikálás folyamatban), valamint az ironing (publikálás folyamatban).

3.6. Kitöltés hatásának vizsgálata

Megvizsgáltuk továbbá azt is milyen lehetőségek vannak kvázi egyenszilárdságú alkatrészek olyan jellegű gyártására, ami csökkenti a nehézkes és hosszadalmas posztprocesszálsági műveleteket is. Egy ilyen módszer a belső kitöltésnek az igénybevételeknek megfelelő módosítása [3]



2. ábra Nehezen és könnyen gyártható egyenszilárdságú tartó [3]

3.7. Generatív design additív gyártástechnológiák számára

Jelenleg is vizsgáljuk az olyan mesterséges intelligencián alapuló tervezési módszereket, melyek segítségével különböző szempontrendszer szerint alakítható ki a többnyire csak additív eljárással gyártható geometria. (publikálás folyamatban)

4. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Köszönettel tartozom Falk Gyögynek (Varinex Zrt.), aki mind nyomtatással, mind pedig szakmai tanácsaival nagyban elősegítette kutatásaimat.

Köszönettel tartozom Dr. Lovas Lászlónak, aki tanszékvezetőként felismerte a 3D nyomtatásban rejlő kutatási lehetőségeket és beszerezte a nyomtatókat a tanszék számára, valamint folyamatosan biztosította a szükséges alapanyagokat a vizsgálataimhoz.

Köszönettel tartozom Dr. Szebenyi Gábornak, aki biztosította számomra az anyagvizsgálatok elvégzését.

5. IRODALOM

- [1] Lovas L.: Öntőforma készítés 3D nyomtatással, GÉP 67: 7-8 pp. 13-16, (2016)
- [2] Ficzer P., Borbas L., Szebenyi G.: Reduction possibility of residual stresses from additive manufacturing by photostress method, MATERIALS TODAY: PROCEEDINGS 4: 5 pp. 5797-5802., (2017)
- [3] Ficzer P., Lukács N.: Examination of possibilities of the strength modification in the case of fdm/fff manufacturing technology, DESIGN OF MACHINES AND STRUCTURES 10: 2 pp. 27-34., (2020)

SÍKKERES HULLÁMHAJTÓMŰ CSALÁD KÍSÉRLETI FEJLESZTÉSE ÉS PROTOTÍPUSGYÁRTÁSA A K.K.K. 99 KFT.-NÉL

DEVELOPMENT AND MANUFACTURING OF AN EXPERIMENTAL FLAT WHEEL STRAIN WAVE GEAR UNIT AT K.K.K. 99 KFT.

Göncfalvi Balázs okl. gépészmérnök,
Dr. Krisch Róbert ügyvezető, K.K.K. 99 Kft.

ABSTRACT

The functions of the principal members of a flat-wheel harmonic drive are similar to the functions of a traditional harmonic drive, but the feature of the flexible and the solid wheels are different. This paper reports the development and investigations of the pertinent conditions of different variations of experimental flat wheel harmonic drives. The development project was sponsored by Ministry for National Economy.

1. BEVEZETÉS

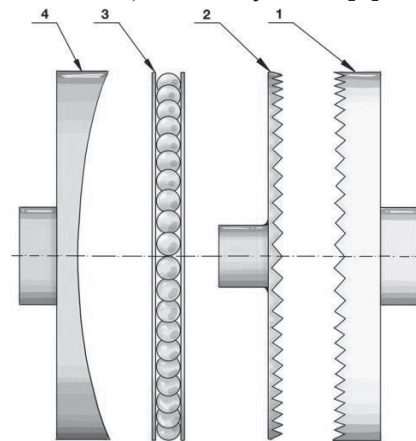
A K.K.K. 99 Kft. a GINOP 2.1.7-15-2016-00507 sz. pályázat keretében támogatást nyert síkkerekes hullám-hajtóművek fejlesztésére és prototípusainak legyártására. A fogazati paraméterek és az ideális deformált alak rögzítése mellett a fejlesztés tárgyát képező precíziós hajtás-rendszerek alapelemeinek és főbb alkatrészeinek kialakítása nagymértékben befolyásolja a berendezés működését, illetve annak gyártási költségeit. Jelen cikk az ezen elemek kombinálásából előállítható potenciális hajtásrendszerek kifejlesztését mutatja be, egészen a tesztek elvégzéséig és kiértékeléséig. Célunk olyan síkkerekes hullámhajtóművek megtervezése, gyártása és tesztelése volt, amelyek a jelenleg kapható hengeres kerekes társaik alternatívájaként, versenytársaként szolgálhatnak.

2. A SÍKKERES HULLÁMHAJTÓMŰ ALAPELEMEI ÉS MŰKÖDÉSE

A vizsgált síkkerekes hullámhajtómű tulajdonképpen a hengeres kerekes fogaskerék-hullámhajtómű [1] egy speciális változatának tekinthető, amelyben a behajtó oldalon forgó mozgást végző, bütyökfelülettel ellátott hullámgenerátor (4) egy rugalmas axiális csapágyon keresztül (3) deformálja a szintén rugalmas hullámkerék (2), amely ezáltal a merev kerékkel (1) kapcsolódik. Ezek a hajtómű ún. alapelemei, amelyek koaxiális elrendezésűek, és az 1. ábrán láthatók.

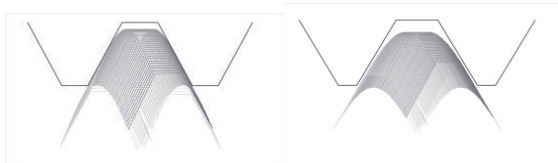
Kéthullámú hajtómű esetében a fogazott elemek kapcsolódása két ellentétes oldalon jön létre, amelynek következménye, hogy a

hullámgenerátor egy körülfordulása a rugalmas tagon csupán két fogosztásnyi elmozdulást eredményez. Megállapítható, hogy ez a kialakítás meglehetősen nagy áttételt (akár $i = 80-320$) eredményezhet. [2]



1. ábra: A síkkerekes hullámhajtómű alapelemei: merev kerék (1), hullámkerék (2), rugalmas csapágy (3.) bütykös hullámgenerátor (4)

A megfelelő működéshez elkerülhetetlen, hogy a rugalmas és merev kerék kapcsolódásának paraméterei (deformáció mértéke, fogprofilok, foghézagok nagysága stb.) biztosítsák a két fogazott alapelem fogfej-ütközés és fogfej-interferencia nélküli kapcsolódását. A fogazat geometriája egy korábbi tanulmányban [2] összeállított fogkapcsolódási és deformációs modellen, illetve egy ehhez köthető kutatásunk [3] alapján került kialakításra, a rugalmas kerék deformált alakjának pontos megismeréséhez pedig végelemes módszert alkalmaztunk.



2. ábra: Hullámkerék egy fogának pályája a merevkerék fogárkában külső (bal) és belső (jobb) peremen terheletlen állapotban

3. FEJLESZTÉSI FÁZISOK ISMERTETÉSE

Az analitikus és véges elemes számítások eredményeinek validálásához a valós körülmények között elvégzett tesztek nélkülözhetetlenek, ezért a kutatás fejlesztési projekt célja tesztelt prototípusok előállítása volt. A vizsgálatokhoz szükséges alkatrészek gyártását koncepcionális tervezési fázis előzte meg, amelynek során gyárthatósági, szerelhetőségi, illetve további, költségekhez köthető szempontok szerint kerültek kiválasztásra a legjobbnak ítélt alkatrész-geometriák és elemkombinációk. Ezt követően a működést befolyásoló részegységekből több verzió is legyártásra került, amelyeket kombinálva összesen 7 db különböző hajtómű változat tesztelését végezhetjük el. Az eredmények ismeretében meghatározható az egyes alkatrészek működésre gyakorolt hatása, széleskörű képet kaphatunk a fejlesztés tárgyát képező hajtóműtípusok főbb tulajdonságairól, előnyeiről-hátrányairól. Ezen ismeretek hozzájárulnak a hajtóművek piaci pozicionálásához és a lehetséges alkalmazási területek feltárásához.



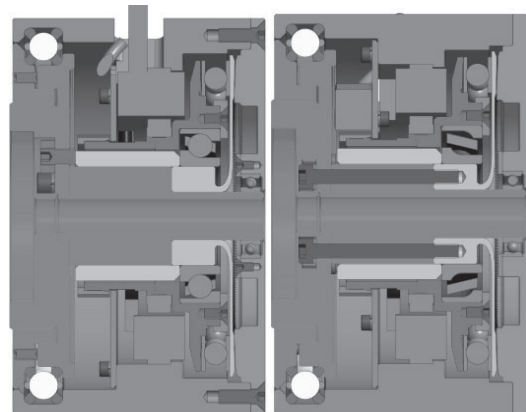
3. ábra: A kísérleti síkkerekes hullámhajtómű robbantott ábrája

4. KONCEPCIONÁLIS TERVEZÉS, KIVÁLASZTOTT HAJTÓMŰ KOMBINÁCIÓK

Az irodalomkutatás során különböző precíziós hajtómű típusok összehasonlító elemzésére és értékelésére került sor. Ennek keretei között kiválasztottuk a megtartandó műszaki megoldásokat és kombinációkat, amelyek az élettartamra vetítve költséghatékonyan elégítik ki az előírt követelményeket, valamint

kereskedelmi tételek, anyagok, kenőanyagok, kötőelemek terén is széles választék állt rendelkezésünkre.

Első lépésként az 1. ábrán bemutatott négy alapelem megfelelő csapágyazásáról kellett gondoskodni. Ezt követően egy sztátor és egy rotor gyűrűből álló ún. nyomatómotor került beépítésre, amely igen kompakt kialakítású, ugyanakkor kizárólag a gyártó által előírt szigorú kritériumok szerint építhető be. Végül a hajtóműház folyamatos fejlesztésével, illesztőfelületek és állítási lehetőségek kialakításával, elektronikai elemek és szenzorok integrálásával állt össze a végleges hajtómű koncepció, amelynek metszeti képe a 4. ábrán látható. Fontos megjegyezni, hogy a hajtómű megfelelő merevségét különleges, ún. drótcsapágyazással biztosítottuk.

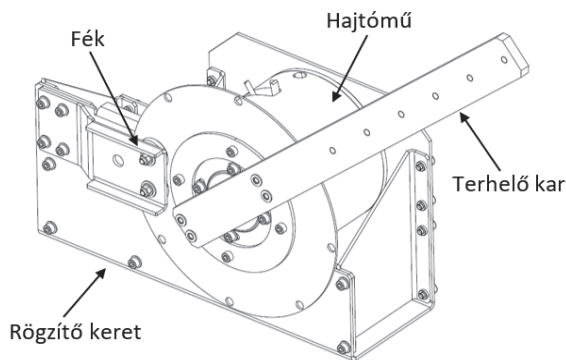


4. ábra: A kísérleti síkkerekes hullámhajtómű végleges verziójának metszete

Az alapelemek közül több típus is legyártásra került, így 120 és 160-as áttételű hajtómű is összeállítható, a hullámgenerátorok eltérő bütyökfelülettel, a rugalmas csapágyak pedig többféle gyűrűvel és horonymélységgel készültek el. Mindemellett három különböző jeladó típus, illetve bordázott és bordázatlan hajtóműházak is rendelkezésünkre álltak.

5. MÉRÉSI ÖSSZEÁLLÍTÁS ÉS ALKALMAZOTT MÉRŐESZKÖZÖK

A hajtómű-kombinációk azonos körülmények között történő vizsgálatához összeállításra került egy robusztus tesztkeret, amely az 5. ábrán látható. A lemez vázra szerelt hajtásrendszerek járatás közben acél féktárcsán és réz fékpofákon keresztül-, egy merev acél kar segítségével pedig álló helyzetben és kis mozgástartományon terhelhetők.

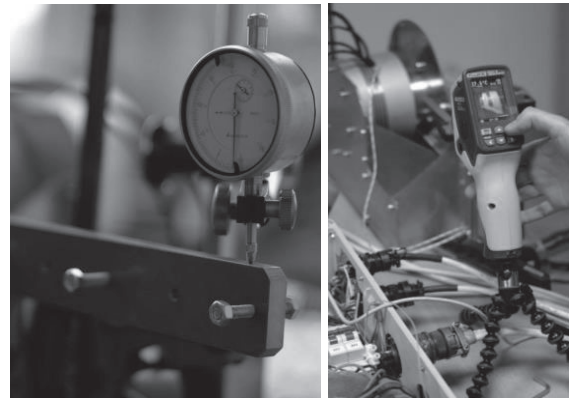


5. ábra: Kísérleti hajtásrendszerek vizsgálatára szolgáló testberendezés

A terhelő kar végpontján finomtapintó mérőórával mérjük az elmozdulást. A rendszer merevségének meghatározásához és a hajtómű rugalmas deformációjának kiküszöböléséhez a hajtóműház helyére egy kielégítően merev, megegyező méretű elemet helyzetünk, amelyet egy kar segítségével külpontosan terhelünk. Ezzel megállapítottuk a rendszer (asztal, mérő keret, kar adapter, kar) lehajlását, így ezen érték és a mért torziós merevség különbsége a hajtóművek tényleges torziós merevsége. A mérések során rögzítésre kerül a nyomaték tartásához szükséges áramerősség értéke, emellett a mért lehajlásértékekből adódik a hajtásrendszerek szögmerevsége.

Ugyanezen mérési elrendezésnél mérhető a visszaállási pontosság, amely a precíziós hajtásrendszerek esetében kulcsfontosságú paraméter. Ehhez rögzített terhelőnyomaték mellett vízszintes helyzetből -30° -ba, majd újra a kiindulási pozícióba vezérelve a motort finomtapintó segítségével mértük a függőleges irányú elmozdulást, illetve számítottuk a visszaállási szöghibát.

A hajtásrendszerek alkalmazási területei között szerepelnek olyan felhasználási módok, amelyeknél a hajtásrendszer tartós járatásnak van kitéve. Ennek szimulálásához fokozatosan növelt fordulatszám és állandó terhelés mellett vizsgáltuk a felvett áramerősséget, a hajtóműház- és a motor hőmérsékletét, valamint a hajtásrendszer zajszintjét. A hőmérséklet változását a multiméter ellenállás alapú hőszondájával, a hőmérséklet eloszlását pedig hőkamerával mértük. A zajszintet hangnyomásmérővel regisztráltuk, azonban itt fontos megjegyezni, hogy a kapott értékek tartalmazzák a környező szerelvények által felerősített rezgéseket is, így ezek csupán összehasonlításra alkalmasak.



6. ábra: Lehajlás és visszaállási pontosság mérése finomtapintóval, hőmérsékleteloszlás mérése hőkamerával

6. MÉRÉSI EREDMÉNYEK

A tesztek során hét különböző hajtómű-konfigurációt vizsgáltunk. Az eltérő verziók az alább látható konfigurációs táblázat elemeinek kiválasztásából és összeállításából épültek fel.

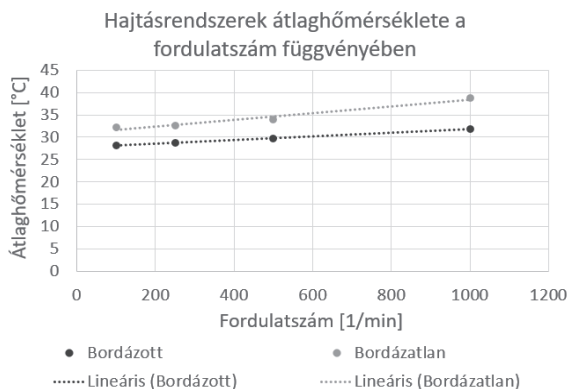
1. táblázat: Hajtómű konfigurációs táblázat

Hullámgenerátor:	2° golyós	2.3° golyós	2° görgős
Csapágygyűrű:	1.25-0.4 mm		1.4-0.5 mm
Encoder:	Inkr. D20	Inkr. D80	Analóg+ldx
Áttétel:	120		160
Ház:	Bordázott		Bordázatlan

Az eredmények nyomon követhetősége érdekében egységes mérési jegyzőkönyvet állítottunk össze. A jegyzőkönyv minden esetben tartalmazza a hajtómű építőelemeinek jelölését, valamint a visszaállási pontossághoz, torziós merevséghez, és tartós járatáshoz kapcsolódó értékeket. Minden hajtómű mérése során digitális oszcilloszkópon volt lehetőségünk az áramfelvételhez, feszültséghez, forgási sebességhez és egyéb paraméterekhez tartozó cél és mért értékek közötti eltérést az idő függvényében nyomon követni. Megfigyelhető volt például, hogy magasabb fordulatszám tartományok esetén erősebb szabályozásra van szükség, amelynek oka a ferdehatásvonalú csapágy enyhe ütésére volt visszavezethető.

A mérések kiértékelésével számos értékes tapasztalatot szereztünk. Az analóg jeladóval szerelt verziók tesztelése megmutatta, hogy bár a hajtásrendszerek rövid ideig működtethetők, magasabb áramfelvétel és a hőmérséklet növekedése mellett a rendszer elveszti a fordulatszám visszacsatolás jelét, kiszámíthatatlanul viselkedik. Ezáltal valós eredményeket csupán a digitális jeladóval

szerelt egységekből nyerhettünk. A 160-as áttételű hajtásrendszerek esetében ugyan valamivel magasabb áramfelvétel volt tapasztalható, azonban magas fordulaton is alacsonyabb zajjal járt a hajtóművek működése, mint a 120-as áttételűeké. A hőkamerás felvételeken tisztán látható, hogy a bordázott ház nagymértékben hozzájárul a motor hűtéséhez.



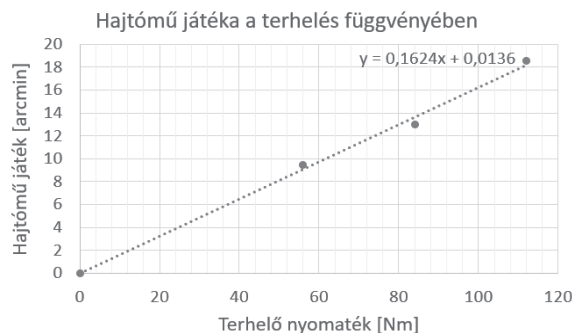
7. ábra: Bordázott és bordázatlan ház hőmérséklete a fordulatszám függvényében

A visszaállási pontosság mérése megmutatta, hogy a nagyobb felbontású D80-as enkóder D20-asra történő cseréje semmilyen, a működést érdemben befolyásoló hatással nem járt, hiszen 160-as áttételű hajtóművek esetében több alkalommal is csekély, 1 szögperc alatti visszaállási hibát tapasztaltunk. A görgős ferdehatásvonalú csapágy szerelése nehézkes, és bár a hajtóművek zajszintje a beépítést követően csökkent, a golyós-csapágyakkal szerelt változatokhoz képest nagymértékű ütés és magas, ráadásul egyenetlenebb áramfelvétel volt tapasztalható.

7. LÉTJOGOSULTSÁG A PIACON

Belátható, hogy a kereskedelmi forgalomban kapható precíziós hajtásrendszerek esetében a 120-as és 160-as áttétel igen magas érték, ezen a területen főként a bolygóműves hajtások terjedtek el. Tovább szűkíthető a konkurens termékek palettája, amennyiben figyelembe vesszük, hogy jelen hajtómű szervó hajtással szerelt, ezáltal önálló egységként telepíthető, ennek ellenére mindössze Ø133x100 [mm] befoglaló méretekkel rendelkezik.

Az átlagos visszaállási pontosság 0,7 [szögperc], amely meglehetősen jó értéknek számít. A torziós merevség átlaga 6,2 [Nm/szögperc] feletti érték, amely megközelíti a Bonfiglioli precíziós bolygóművek [4] hasonló teljesítményű egységeinek szintjét.



8. ábra: Hajtómű játéka a terhelő nyomaték függvényében

A vizsgált hajtóművek egyik nagy előnye, hogy esetükben a fogazat kapcsolódása fokozatmentesen állítható, ezáltal a kihajtás teljesen játégmentessé tehető. Ezt jól szemlélteti a 8. ábra, amelyen látható, hogy a holtjáték 10 [Nm] terhelésig 2 [szögperc] alatt marad, amellyel megelőzi a Bonfiglioli hajtóművek 4-6 [szögperc]-es értékeit [4].

8. FEJLESZTÉSI LEHETŐSÉGEK

A hullámhajtóművek tesztelése számos tapasztalattal járt, melyek hozzásegíthetnek újabb prototípusok, ezáltal egy kiforrottabb termék megalkotásához. Célul tűztük ki, hogy integráljunk olyan változtatásokat, amelyek javítják a berendezés paramétereit. Az axiális csapágyban alkalmazott kisebb átmérőjű gördülőelemekkel javíthatók a futási tulajdonságok, a fogazott elemek súrlódásának csökkentése érdekében pedig kézenfekvő megoldás lehet az olajkenés alkalmazása. Utóbbi esetben feladatunk a hajtásrendszer teljeskörű tömítettségét biztosítani, így csökkenthető a súrlódásból adódó veszteség és a hajtómű zajszintje, ráadásul ez a fejlesztés a hőelvezetésre is kedvező hatással lenne. A vizsgált hajtóművek mindegyike megegyező méretű, azonban az eltérő felhasználási igényekhez igazodva a későbbiekben akár egy termékcsalád összeállítására is van lehetőség.

10. IRODALOM

- [1] www.harmonic-drive.com
- [2] Krisch R.: Síkkerekes hullámhajtóművek fejlesztése, PhD értekezés, BME, 2010.
- [3] Kardos Sz., Krisch R.: Síkkerekes hullámhajtómű fejlesztése a K.K.K. 99 Kft-nél, GÉP LXIX. évf. 2018/4 sz. 41.o
- [4] www.bonfiglioli.com

MARÓSZERSZÁMOK ERŐTANI ÉS TÖNKREMENTELI VIZSGÁLATA

STRENGTH AND FAILURE TESTING OF MILLING TOOLS

Horváth Richárd, Fábíán Enikő Réka, Stadler Róbert Gábor, Pinke Péter
Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar
horvath.richard@uni-obuda.hu; fabian.reka@uni-obuda.hu; stadler.robert@uni-obuda.hu;
pinke.peter@uni-obuda.hu

ABSTRACT

This article deals with strength tests of milling tools and tool breakage as a form of failure. In the series of experiments performed, were systematically changed the value of the radial depth of cut in one case and the value of the feed until the break of the tool in the other case. From the obtained results it is possible to get acquainted with the change of the cutting forces as a function of the cutting parameters, as well as from the tests after the tool breakage due to the different stresses, the form of failure. Examination of the failure shape was performed with a digital stereomicroscope and fracture surfaces were analyzed with an electron microscope.

1. BEVEZETÉS

A forgácsoló szerszámok állapotfelügyelete általában közvetett adatokból valósítható meg. A késztermék minőségére a forgácsolási folyamat vagy annak változása nagy hatással van. Ezért szükséges a forgácsolási folyamat jellemzőinek minél pontosabb ismerete, mérése, vagy előzetes szimulációja. A forgácsolási folyamat egyik legkritikusabb pontja a szerszámok törése. A hibás készterméken túl a szerszámtörés kárt tehet a szerszámgép részeiben, ezért annak előrejelzése, az egyik legfontosabb igény. A tématerület kutatása több évtizedes múltra tekint vissza. Lan és Naerheim [1] már a múlt század nyolcvanas éveiben a forgácsoló erő jel adaptív feldolgozási módszerét ismertették a szerszám törésének megállapítására. Altintas és társai. [2] egy egyszerűen kezelhető és hatékony algoritmust mutattak be a marási erő jel feldolgozására, mellyel a szerszámtörés detektálható. Számos kutatás foglalkozott az előtoló hajtás jeleinek alapján a szerszám károsodás előrejelzésével. Altintas [3] egy későbbi munkájában az előtoló meghajtomotorok által felvett áram változását használta a marási folyamatok ellenőrzéséhez. Vizsgálataiban bizonyította, hogy a marószerszám esetleges hibája egy orsófordulaton belül detektálható az átlagos áramjelek szűrés utáni feldolgozásával. Hasonló eredményre jutottak Lee és társai is. [4], hogy NC marási folyamatban a forgácsoló erő jellemezhető közvetetten a hajtómű áramának mérésével, az (előtoló) motor áramának érzékenysége elegendő a szerszámtörés jellemzésére. C. Chan és Chan [5] egy új on-line

felügyeleti rendszert fejlesztettek ki marási műveleteknél a szerszámtörés előrejelzésére. Az on-line rezgésjel jellemzőit frekvenciatartományban vizsgálva, kísérleti tesztek után meghatározott küszöbértékekkel jellemezhető a szerszám állapota, annak kritikus tönkremenetele is. Jesus és társai [6] is az on-line szerszámtörés észlelést kutatták. A forgácsolóerő jeleket ők is a vezérelt tengelyek motorjainak áram változásaiból származtatják. Nagy sebességű marásnál még fontosabb és gyorsabb detektálást igényel a szerszámtörés megállapítása. Sevilla-Camacho és társai. [7] egy nagy sebességű (HSM) megmunkáláshoz adaptált szerszám állapot felügyeleti rendszert ismertettek. A munkájukban egy hatékony és gyors módszeret vázolnak. A módszerük alapja ebben az esetben is a hajtó motor(ok) áramjeleinek szenzorokkal történő mérésén alapul. Szintén egy valós idejű szerszámmonitorozási módszert ismertet Čuš és Župerl [8]. Kutatásukban egy olyan, monitoring rendszert mutatnak be, amely valós időben képes észlelni az eszköz kopását és annak törését is. Az általuk kifejlesztett szerszámfelügyeleti rendszer révén a megmunkálási folyamat on-line figyelemmel kísérhető és leállítható a szerszámcsere érdekében, az előre beállított szerszámkopási határ alapján.

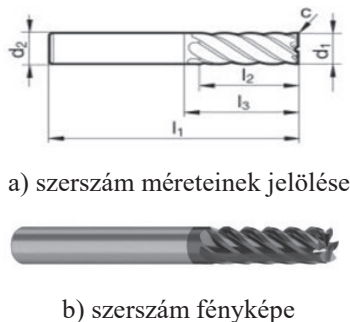
Egy másik fontos kutatási területet a szerszámkárosodás detektálására az akusztikus emisszió mérés nyújtotta lehetőségek jelentik. Tansel és társai [9] már az ezredforduló előtt foglalkoztak a szerszám kopásának becslésével és a szerszámtörés detektálásával akusztikus emissziós jelek alapján. Szintén az akusztikus emisszió jelek feldolgozásának révén egy új megközelítést ismertettek a szerszámtörés detektálására marás esetén Cao és társai [10]. Sun és társai [11] a marószerszám szerszámtörésének ellenőrzésére javasolnak egy általuk fejlesztett módszert az akusztikus emisszió jelfeldolgozásán keresztül. A javasolt módszerüket egy marógépen végzett kísérlet során alkalmazták és validálták. Másik munkájukban [12] az akusztikus emisszió nyers adatainak összetevőit elemzik, hogy megtalálják a szerszámtörés mozzanatait és kiszűrjék a megfelelő akusztikus emisszióból, a jellemző mintákat. Az általuk javasolt modell az elvégzett kísérletekben 91,18% -os pontosságot ért el a szerszámtörések kimutatásában.

A lágyszámítási módszerek előretörésével az ilyen technikák is segítséget hoztak a szerszámtörés előrejelzésében. A legújabb kutatási eredmények azt mutatják, hogy a Fuzzy logika és a Neurális hálózatok használatával nagyon hatékonyan észlelhető a forgácsolószerszámok törése a megmunkálási folyamatok során. Szintén az ezredforduló előtt már Chen és Black [13] egy Fuzzy alapú rendszert javasolnak a szerszámtörés nyomon követésére. Chen [14] későbbi munkájában egy Fuzzy tanítási eljárást dolgozott ki a szabályrendszerek felépítésére. Az általa bemutatott rendszer képes "valós időben" reagálni és alkalmazkodni a gép leállításához, ha szerszámtörés történik. Cuka és Kim [15] munkájukban egy Fuzzy alapú szerszám monitoring módszert ismertet. Bemutatják, hogy a megmunkálási folyamatban a forgácsolási sebesség szabályozásával meg lehet hosszabbítani a szerszám élettartamát, és ez elengedhetetlen annak elkerülése érdekében, hogy a megmunkálási folyamat hirtelen szerszámtöréssel vagy szerszámcsere művelettel megszakadjon. Szintén a szerszámtörés detektálás kutatását végezték el „deep learning” eszközök segítségével Li és társai. [16]. A marási folyamatban a főorsó áramának jellemzőit elemezték a szerszámkopási folyamatokon keresztül, majd a szerszámtörés lehetőségét konvolúciós neurális háló (convolutional neural network – CNN) által határolták be. Az eredmények azt mutatják, hogy módszerük 93%-os pontossággal képes észlelni a szerszámtörést. Cikkünkben marási kísérletekkel vizsgáljuk a szerszámra ható erők nagyságát, valamint a szerszám kritikus (törési) tönkremenetelét különböző forgácsolási paraméterek hatására. A törési felületeket sztereomikroszkópos és pásztázó elektronmikroszkópos vizsgálatokkal elemezzük.

2. ANYAGOK ÉS MÓDSZEREK

2.1. Forgácsoló szerszám, szerszámgép, alapanyag, mérőeszközök

A forgácsoló szerszám többfogú simító maró volt, sima élkiképzéssel, normál kivitelben (szerszám kód: 5745-6.000, szerszámgyártó: Gühring, Inc.). Az 1. ábrán látható a vizsgálatba vont szerszám vázlata méretének jellemzői, valamint fényképe.



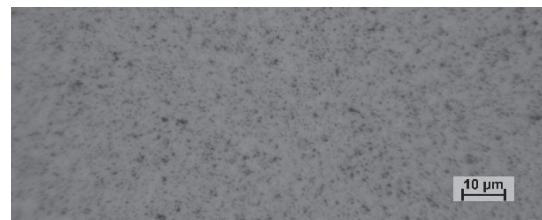
1. ábra Vizsgálatba vont forgácsolószerszám

A szerszám főbb méretei az alábbiak: $l_1 = 57$ mm; $l_2 = 13$ mm; $l_3 = 21$ mm; d_1 (h10) = 6 mm; d_2 (h6) = 6 mm. A szerszám jellemzői: fogszám (z) = 6; élkialakítás (c) = $0,05\text{mm} \times 45^\circ$; hátszög (α) = 0° ; homlokszög (γ) = 7° ; horony emelkedési szög (λ) = 45° .

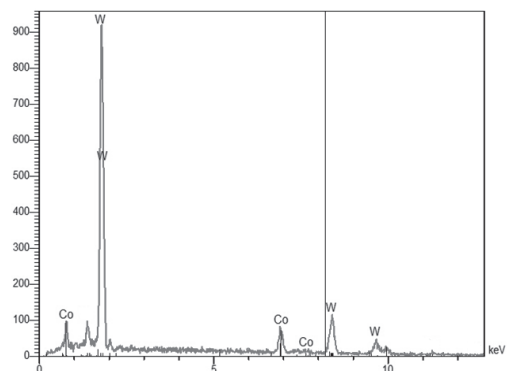
A forgácsolási kísérleteket MSN-500 CNC marógépen végeztük. A forgácsoló erőkomponenseket KISTLER 9257B háromkomponenses erőmérővel és KISTLER 5019 háromcsatornás mérőerősítővel mértük. A vizsgált szerszámok szövetszerkezeti vizsgálatait gyémánttárcsás kimunkálást követően, metallográfiai csiszolat készítése után, Neophot 2 típusú fémmikroszkópon végeztük. Maratószerként királyvizet (1 rész HNO_3 + 3 rész HCl) alkalmaztunk. A töretfelületek vizsgálatát Nikon FSZX sztereomikroszkóppal és JEOL gyártmányú JSM 5310 pásztázó elektronmikroszkóppal (SEM) tanulmányoztuk. A forgácsolási kísérletek során a felhasznált munkadarab anyaga C45 (1.0503) acél volt.

A fémmikroszkópos vizsgálatok alapján megállapítható, hogy a szerszámok belső szerkezete jó homogenitást mutat, belső hibák, repedések nem voltak kimutathatók. A minták maratása után a keményfém részecskék egyenletes eloszlását a 2. ábra mutatja.

Pásztázó elektronmikroszkópos vizsgálatok alapján a szerszámokat volfrámkarbid (WC) alkotja, amelyeket kobalt (Co) kötőanyag kapcsol össze (3. ábra, 1. táblázat). Az elemanalízishez energiadiszperziós spektrométeres vizsgálatot alkalmaztunk (SEM-EDS). A szerszám bevonatának elemanalízisét a 4. ábra mutatja, a detektált elemek mennyiségi arányait a 2. táblázat foglalja össze. Az elemzésből adódóan a bevonatot alkotó főbb elemek az Al, Ti és N.



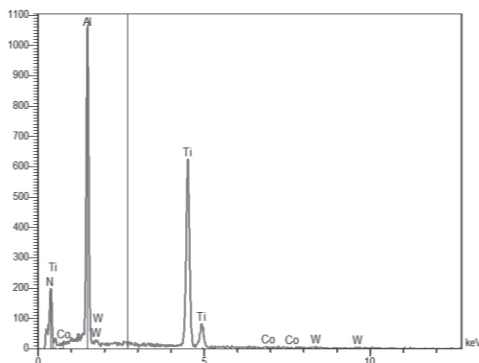
2. ábra Fémmikroszkópos felvételek a marószerszám (B01) keresztirányú csiszolatáról, maratás után $N_{eredeti} = 1000\times$



3. ábra. A marószerszám (B01) elemanalízise SEM-EDS vizsgálat alapján

1. táblázat. A marószerszámban (B01) detektált elemek

Elemek	Tömeg%	Atom%
Co	9,51	22,50
W	81,65	61,91



4. ábra SEM-EDS spektrum a marószerszám (B01) bevonatolt részén

2. táblázat A marószerszámon (B01) lévő bevonat összetétele:

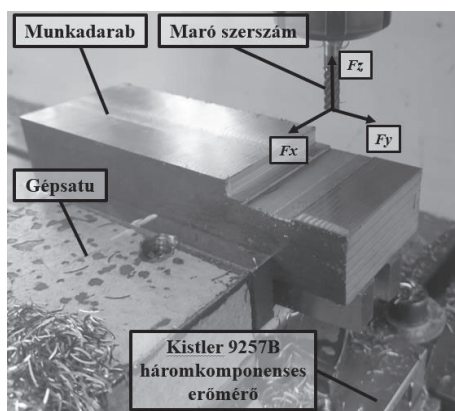
Elemek	Tömeg %	Atom%
N	47,61	70,21
Al	24,10	18,45
Ti	25,15	10,85
Co	0,21	0,07
W	2,29	0,26

2.2. Forgácsolási paraméterek, mért erőkomponensek

A forgácsolási kísérleteket 50 mm-es szakaszokon végeztük, hogy a szerszámkopás minél kisebb hatással legyen a forgácsoló erőre. A kísérletsorozatban mértük a forgácsolási erő három komponensét $F_x, N; F_y, N$ (szerszámra ható radiális erő komponensek); F_z, N (axiális erő), melyekből a szerszámra ható eredő erő:

$$F_e = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2} \quad (1)$$

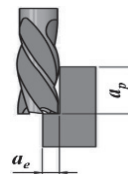
A mért erőkomponensek irányát és a kísérleti elrendezést az 5. ábra mutatja.



5. ábra A forgácsolási kísérlet elrendezése

Két kísérletsorozatot végeztünk annak megállapítására, hogy a forgácsolási paraméterek hogyan befolyásolják a forgácsolási erőigényeket. A

változtatott forgácsolási paramétereket a szerszám töréséig növeltük. A fogásmélységek magyarázatát a 6. ábra ismerteti. Az a_p az axiális fogásmélységét mutatja, míg az a_e a radiális fogásmélységét jelöli.



6. ábra. Fogásmélységek maráskor

Az első kísérlet sorozatban az radiális fogásmélységet változtattuk $a_e = 0,3 \dots 2,85$ mm, az $f_z = 0,025$ mm ($v_f = 210$ mm/min) állandó értéken tartása mellett. A második kísérlet sorozatban az fogankénti előtolást változtattuk $f_z = 0,01$ mm-től $0,045$ mm -ig, az $a_e = 1,8$ mm konstans értéke mellett. Mindkét kísérlet sorozatban az $a_p = 6$ mm és $n = 1400$ 1/min ($v_c = 26,4$ m/min) állandó értékek voltak.

3. EREDMÉNYEK

3.1. Forgácsolási erők változása a forgácsolási paraméterek függvényében

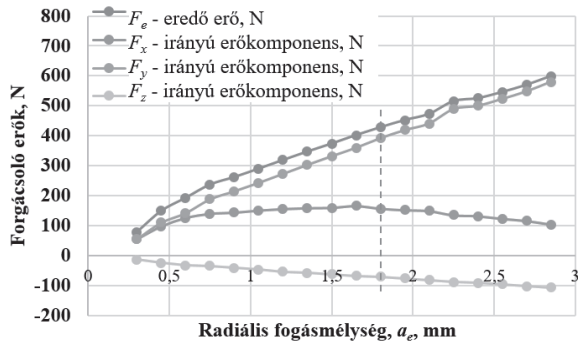
A forgácsolási paramétereket külön-külön szerszámtörésig növeltük (ahogy azt a 3. és 4. táblázat mutatja). A mért erőkomponensekre, valamint a szerszámra ható eredő erő változását a 7. és 8. ábra mutatja. Minden mérési sorozat utolsó beállításánál a vizsgálatba vont szerszámok eltörtek. A két mérési sorozat B01-11 és B02-4 mérési pontjainak forgácsolási paraméterei megegyeznek.

3. táblázat. Az 1. mérési sorozat a radiális fogásmélység (a_e) változtatásával

Mérési pont	Forgácsolási paraméterek			Mért erőkomponensek			
	f_z, mm	$v_f, \text{mm/perc}$	a_e, mm	F_x, N	F_y, N	F_z, N	F_e, N
1	0,025	210	0,3	55	55	-13	79
2	0,025	210	0,45	98	110	-24	149
3	0,025	210	0,6	126	142	-33	193
4	0,025	210	0,75	140	188	-34	237
5	0,025	210	0,9	144	215	-41	262
6	0,025	210	1,05	151	243	-47	290
7	0,025	210	1,2	156	273	-53	319
8	0,025	210	1,35	159	303	-58	347
9	0,025	210	1,5	160	332	-62	374
10	0,025	210	1,65	166	360	-67	402
11	0,025	210	1,8	157	392	-70	428
12	0,025	210	1,95	152	419	-76	452
13	0,025	210	2,1	149	441	-82	473
14	0,025	210	2,25	135	489	-89	515
15	0,025	210	2,4	132	500	-91	525
16	0,025	210	2,55	123	523	-95	546
17	0,025	210	2,7	116	548	-103	570
18	0,025	210	2,85	104	580	-107	599

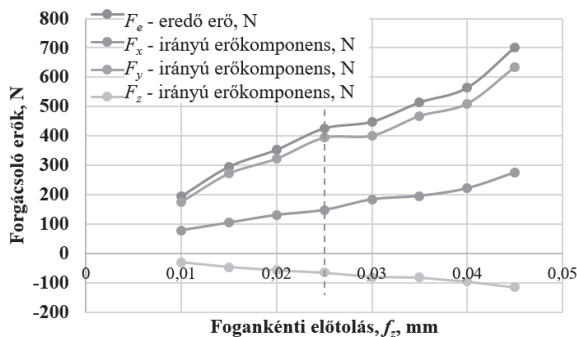
4. táblázat A 2. mérési sorozat a fogankénti előtolás (f_z), - előtoló sebesség (v_f) változtatásával

Mérési pont	Forgácsolási paraméterek			Mért erőkomponensek			
	f_z , mm	v_f , mm/perc	a_e , mm	F_x , N	F_y , N	F_z , N	F_e , N
1	0,01	84	1,8	79	175	-30	194
2	0,015	126	1,8	105	272	-46	295
3	0,02	168	1,8	131	323	-57	353
4	0,025	210	1,8	148	394	-65	426
5	0,03	252	1,8	184	401	-80	448
6	0,035	294	1,8	196	468	-82	514
7	0,04	336	1,8	222	510	-95	564
8	0,045	378	1,8	276	635	-115	702



7. ábra B01 jelű szerszám forgácsoló erő komponenseinek változása a radiális fogásmélység függvényében (f_z ; a_p – állandó értéken tartva)

A 7. ábra a fellépő forgácsoló erő komponensek és az eredő erő változását mutatja a radiális fogásmélység függvényében. Jól látszik, hogy ez a forgácsolási paraméter a legnagyobb hatással az F_y irányú komponensre van. Ennek következtében az eredő forgácsoló erőre ez az irányú komponens gyakorolja a legnagyobb hatást, amely így hasonlóan a radiális fogásvételnek a növelésével szintén nő. Az F_x irányú komponens enyhe növekedést mutat a 10. mérési pontig ($a_e = 1,65$ mm), majd ezután a törésig enyhén csökken. Végezetül az F_z irányú erő a radiális fogásvétel növekedésével folyamatosan csökken, ami az egyre nagyobb fogásvétel miatt egyre növekvő (horonyszögből adódó) axiális erőkomponensből adódik.



8. ábra B02 jelű szerszám forgácsoló erő komponenseinek változása a fogankénti előtolás függvényében (a_e ; a_p – állandó értéken tartva)

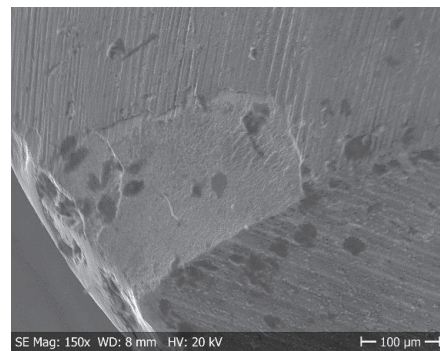
A 8. ábrán a forgácsoló erők és az eredő forgácsoló erő változása látható a fogankénti előtolás

függvényében. Ahogyan azt a radiális fogásvétel növelésénél is tapasztaltuk, az itt változtatott forgácsolási paraméter (f_z) is az F_y irányú forgácsoló erő komponensre gyakorolja a legnagyobb hatást. Az F_x irányú erő komponens a törésig folyamatosan növekszik a fogankénti előtolás függvényében, míg az F_z irányú erő (hasonlóan a 7. ábrához) a fogankénti előtolás növekedésével folyamatosan csökkenést mutat.

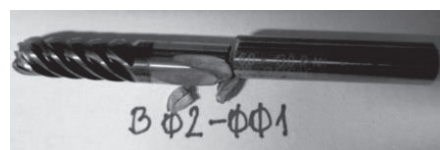
A 7. és a 8. ábrán jelölt szaggatott vonal az azonos forgácsoló paraméter kombinációkat ábrázolja. Jól látszik, hogy bár más és más forgácsolási paraméter változtatásával értünk el ugyanazon beállításhoz, a fellépő erők nagysága közel azonos. Ez a jelenség elmondható a szerszámtöréskor keletkezett erők nagyságára is. Az eltérő forgácsolási paraméterekből adódóan a B01-es szerszám közel kétszer annyi időt töltött forgácsolásban, mint a B02 jelű szerszám, a szerszám törésekor fellépő erők ebben az esetben is hasonlóak. Megállapítható, hogy a szerszámok törési károsodása a fellépő erők nagyságától függ. A végrehajtott forgácsolási kísérletsorozat alapján elmondható, hogy a törés bekövetkezése a töréshez tartozó forgácsolási erőhöz köthető, függetlenül attól, hogy mely forgácsolási paraméter növelésével értük el a törést kiváltó erőt. A töréskor mért forgácsoló erők eredői között közel 100 N különbség észlelhető. A töréshez vezető erők közti különbség magyarázatát illetően további forgácsolási kísérletek szükségesek.

3.2. Törétfelületek vizsgálata

A szerszámtörések a szerszám szár részében következtek be. Annak ellenére, hogy a forgácsolási kísérletek során a szerszám élénél a bevonat lepattant és minimális éllepattanás is felfedezhető volt pásztázó elektronmikroszkópos vizsgálatok során (9. ábra). A B02 jelű törött marószerszámot a 10. ábra mutatja.



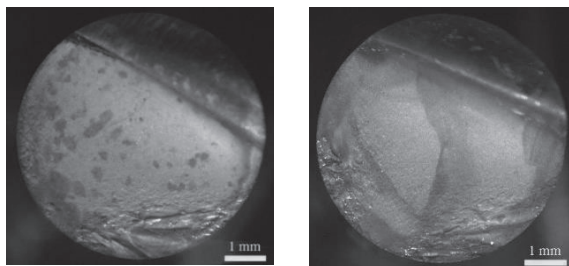
9. ábra Bevonat és él sérülése B01 szerszámnál



10. ábra. A törött B02 jelű marószerszám

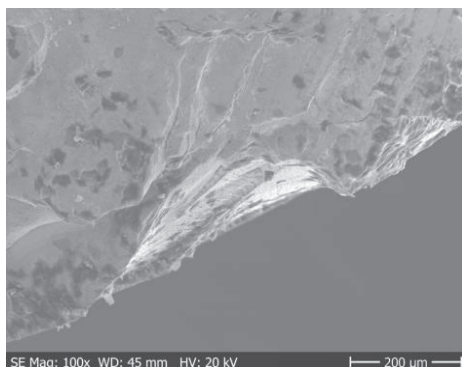
Ahogy a 11. ábrán, látható a törétfelületek jellege nagyon hasonló. A töretek rideg törési jelleget mutatnak, hasonló számú lépcsősség és nagy síkbeli hasadás

mutatkozott mindkét szerszámon. Ez a lépcsős töret a pásztázó elektronmikroszkópos felvételen még egyértelműbben látható (12. ábra)



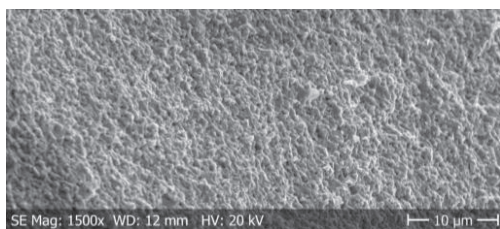
a) B01 jelű szerszám b) B02 jelű szerszám

11. ábra A szerszámok töretfelületei

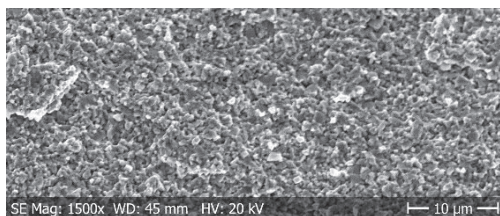


12. ábra Lépcsős töret jellege elektronmikroszkópos felvételeken (B01 szerszám)

Nagyobb nagyításban készült elektronmikroszkópos felvételekből következően egyértelmű, hogy a töretfelület ridegtörés jelleget mutat mindkét szerszámnál (13-14. ábrák).



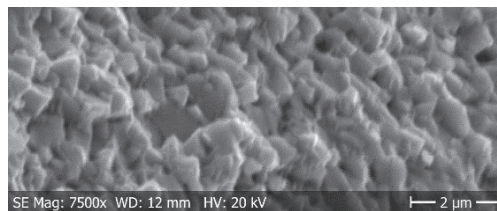
13. ábra B01 jelű szerszám töretéről készült elektronmikroszkópos felvétel $N_{eredeti}=1500x$



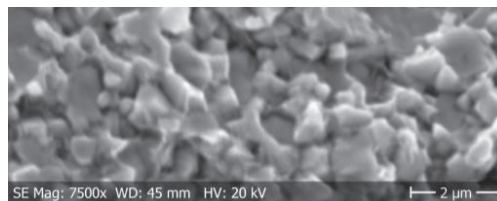
14. ábra B02 jelű szerszám töretéről készült elektronmikroszkópos felvétel $N_{eredeti}=1500x$

Nagyobb nagyításban vizsgálva a töretfelületeket, megállapítható, hogy a szerszámokat $1 \mu\text{m}$ -nél kisebb szemcsékből készítették. Bár azonos jelölésű szerszámokkal dolgoztunk a szerszámokat alkotó

szemcsék a B01-es szerszámnál finomabb szemcsemérettel rendelkeztek, mint a B02-es jelűnél (15. ábra).



a) B01 jelű szerszám törete (nagyítás 7500x)



b) B02 jelű szerszám törete (nagyítás 7500x)

15. ábra Marószerszámok szemcseszerkezete (töretfelületekről 7500x-os nagyításban készült elektronmikroszkópos felvételek)

4. KONKLÚZIÓ

Két azonos típusú marószerszámot terhelünk eltérő forgácsolási paraméterek változtatásával törési tönkremenetelig. A forgácsolási kísérletek során az egyik szerszámnál a fogásmélységet növeltük, a másik szerszámnál pedig a fogankénti előtolást (előtolási sebességet). A mért fellépő erőkomponensekből és a töretek vizsgálatából az alábbi következtetések vonhatók le:

- a törés bekövetkezése egy kritikus erő érték hatására történt ($F_e \sim 600 \dots 700 \text{ N}$)
- a törési tönkremenetelhez tartozó erőértékek, a végrehajtott kísérletek alapján, függetlenek a változtatott forgácsolási paraméterektől;
- az eltérő forgácsolási paraméterek növeléséből adódóan a B01-es jelű szerszám ~ 106.000 fordulatot, míg a B02-es szerszám közel a felét ~ 50.000 fordulatot tett meg forgácsolás során. A töretfelületek ettől függetlenül mindkét esetben lépcsősek voltak.
- a sztereomikroszkópos felvételekből megállapítható, hogy a töretek rideg törési jelleget mutatnak, a törés kiindulási pontjától hasonló lépcsős felépítéssel. A ridegtörés felületek geometriai jellemzői az elvégzett vizsgálatokból következően, nem függték a megmunkálásban eltöltött időtől, vagy az eltérő forgácsolási paraméterek változtatásától.
- a töretfelületek elektronmikroszkópos vizsgálata alapján megállapítható, hogy a finom szemcseszerkezetű porkohászati marószerszámok rideg törését nem belső hiba okozta.

5. SUMMARY

Two milling tools of the same type were loaded by changing different cutting parameters until fracture

failure. During the cutting experiments, the cutting depth was increased for one tool and the feed per tooth (feed speed) for the other tool. The following conclusions can be drawn from the measured force components and the fracture analysis:

- the fracture occurred under the influence of a critical force value ($F_e \sim 600 \dots 700$ N)

- the force values for fracture failure, based on the experiments performed, are independent of the changed cutting parameters;

- due to the increase of the different cutting parameters, the tool marked B01 made $\sim 106,000$ revolutions, while the tool B02 made almost half of the turns $\sim 50,000$ revolutions. The fracture surfaces, however, were stepped in both cases.

- from the stereomicroscopic images it can be stated that the fractures show a brittle fracture character, with similar a stepped structure at starting point of the fracture. The geometrical characteristics of the brittle fracture surfaces did not depend on the time spent in machining or on the change of different cutting parameters.

- on the basis of the electron microscopic examination of the fracture surfaces it can be established that the brittle fracture of the fine-grained powder metallurgy milling tools was not caused by internal defect.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A publikáció elkészítését a 2018-1.3.1-VKE-2018-00041 számú projekt támogatta. (Támogató: Nemzeti Kutatási, Fejlesztési és Innovációs Hivatal, az NKFI alából megvalósuló projekt).

7. IRODALOMJEGYZÉK

[1] Lan, M. S., & Naeheim, Y. (1986). In-process detection of tool breakage in milling. doi.org/10.1115/1.3187063

[2] Altintas, Y., Yellowley, I., & Tlusty, J. (1988). The detection of tool breakage in milling operations. doi.org/10.1115/1.3187881

[3] Altintas, Y. (1992). Prediction of cutting forces and tool breakage in milling from feed drive current measurements. doi.org/10.1115/1.2900688

[4] Lee, J. M., Choi, D. K., Kim, J., & Chu, C. N. (1995). Real-time tool breakage monitoring for NC milling process. *CIRP annals*, 44(1), 59-62. [doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)62275-6](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)62275-6)

[5] Chen, J. C., & Chen, W. L. (1999). A tool breakage detection system using an accelerometer sensor. *Journal of Intelligent manufacturing*, 10(2), 187-197. doi.org/10.1023/A:1008980821787

[6] de Jesús, R. T. R., Gilberto, H. R., Iván, T. V., & Carlos, J. C. J. (2004). FPGA based on-line tool breakage detection system for CNC milling machines. *Mechatronics*, 14(4), 439-454. [doi.org/10.1016/S0957-4158\(03\)00069-2](https://doi.org/10.1016/S0957-4158(03)00069-2)

[7] Sevilla-Camacho, P. Y., Herrera-Ruiz, G., Robles-Ocampo, J. B., & Jáuregui-Correa, J. C. (2011). Tool breakage detection in CNC high-speed milling based in feed-motor current signals. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 53(9-12), 1141-1148. doi.org/10.1007/s00170-010-2907-9

[8] Čuš, F., & Župerl, U. (2011). Real-Time Cutting Tool Condition Monitoring in Milling. *Strojnikski Vestnik/Journal of Mechanical Engineering*, 57(2). doi.org/10.55451sv-jme.2010.079

[9] Tansel, I., Trujillo, M., Nedbouyan, A., Velez, C., Bao, W. Y., Arkan, T. T., & Tansel, B. (1998). Micro-end-milling—III. Wear estimation and tool breakage detection using acoustic emission signals. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 38(12), 1449-1466. [doi.org/10.1016/S0890-6955\(98\)00017-0](https://doi.org/10.1016/S0890-6955(98)00017-0)

[10] Cao, H., Chen, X., Zi, Y., Ding, F., Chen, H., Tan, J., & He, Z. (2008). End milling tool breakage detection using lifting scheme and Mahalanobis distance. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 48(2), 141-151. doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2007.09.001

[11] Sun, S., Hu, X., Cai, W., & Zhong, J. (2019). Tool breakage detection of milling cutter insert based on SVM. *IFAC-PapersOnLine*, 52(13), 1549-1554. doi.org/10.1016/j.ifacol.2019.11.420

[12] Sun, S., Hu, X., & Zhang, W. (2020). Detection of tool breakage during milling process through acoustic emission. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 109(5), 1409-1418. doi.org/10.1007/s00170-020-05751-7

[13] Chen, J. C., & Black, J. T. (1997). A fuzzy-nets in-process (FNIP) system for tool-breakage monitoring in end-milling operations. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 37(6), 783-800. [doi.org/10.1016/S0890-6955\(96\)00023-5](https://doi.org/10.1016/S0890-6955(96)00023-5)

[14] Chen, J. C. (2000). An effective fuzzy-nets training scheme for monitoring tool breakage. *Journal of Intelligent Manufacturing*, 11(1), 85-101. doi.org/10.1023/A:1008908309585

[15] Cuka, B., & Kim, D. W. (2017). Fuzzy logic based tool condition monitoring for end-milling. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 47(C), 22-36. doi.org/10.1016/j.rcim.2016.12.009

[16] Li, G., Yang, X., Chen, D., Song, A., Fang, Y., & Zhou, J. (2018, July). Tool breakage detection using deep learning. In *2018 IEEE International Conference on Big Data, Cloud Computing, Data Science & Engineering (BCD)* (pp. 37-42). IEEE. doi.org/10.1109/BCD2018.2018.00014

MARADÓ FESZÜLTSEGEK ADDITÍV GYÁRTÁS SORÁN

RESIDUAL STRESSES IN ADDITIVE MANUFACTURING

Hussein Alzyod, Ph.D. Student, Hussein.alzyod@edu.bme.hu
Dr. Ficzer Péter, senior lecturer, ficzere.peter@kjk.bme.hu
BME Department of Railway Vehicles and Vehicle System Analysis

ABSTRACT Residual stress is the stress that stays in a static body that is in balance with its circumstances. It can have a significant impact on the efficiency of a material or the component life. Beneficial residual stresses might also be introduced on purpose. Residual stresses are still more difficult to forecast than the stresses that they overlay in service. This paper illustrates the effect of residual stress in the industry and how to measure it. Then, shows the residual stress in both metal and polymer Additive Manufacturing with some research findings.

1. INTRODUCTION

It is typically possible to determine the stresses to which an element is subjected in service using modern mathematical and computational approaches. This is insufficient for making a precise prediction about component efficacy. In fact, in so many situations where unexpected failure has happened, it has been associated with the appearance of residual stresses, which have combined with service stresses to significantly reduce part lifetime. Compressive stresses, on the other side, are occasionally intentionally created, like in shot peening, which can be used to enhance fatigue resistance. Additive Manufacturing (AM) technologies can be seen as a cornerstone of the next industrial revolution [1]. At various levels, AM technologies have a significant impact on society [2]. However, a basic understanding of the relationships between materials and techniques is critical for improving product quality and hastening the adoption of AM in modern manufacturing systems. The proper knowledge of residual stress is one of the challenges of AM. Materials are deformed nonuniformly throughout material manufacturing processes due to external effects such as changes in temperature, unequal mechanical deformation, or phase change, producing residual stress that stays in the component after the thermo-mechanical processing. They have a direct impact on the effectiveness of a manufactured part (corrosion

resistance, distortions, fatigue life, dimensional accuracy, crack propagation, etc.). More than 50% of the mechanical failure is due to corrosion and fatigue [3]. Residual stresses are present in all manufacturing processes; but, with appropriate handling, they can potentially be useful, such as creating compressive stresses in the surface and sub-surface layers of parts can improve fatigue resistance and Stress Corrosion Cracking (SCC) prevention, while tensile residual stress has the reverse effect [4]. Residual stresses lead to negative consequences in additive-produced components such as thermal cracks, distortions, and tensile stresses in the outer surface. These flaws wreak havoc on the industry's ability to produce high-quality components.

2. FAILURE BY RESIDUAL STRESS

A failure's impact may be measured in two ways: in terms of the risk to human life and terms of the financial cost of the failure. Many case histories, such as the collapse of a high-strength steel frame in a US army jet fighter, would be deemed high impact in both aspects [5]. A bridge disaster is described in another case study. These instances clearly show that even seemingly minor residual stress can result in catastrophic breakdowns[6]. Fairfax E.J., Steinzig M. [7] used ASM Failure Analysis Database™ to analyze 147 case histories of failure analysis and the results were illustrated in figure 1.

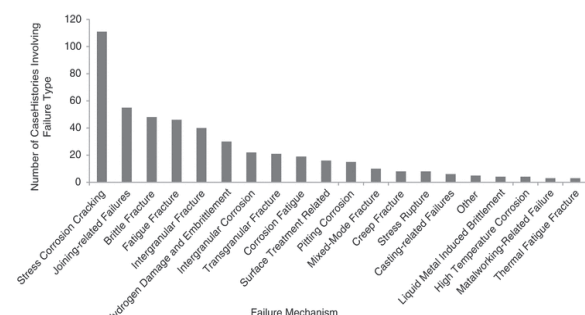


Figure 1 Number of cases describing the residual stress-related mechanical failure [7].

SCC was responsible for 111 of the failures, then joining-related failures, brittle fractures, fatigue fractures, and intergranular fractures with 55, 48, 46, 40 respectively. Because SCC occurs in more than double as many case histories as the next most prevalent failure mode, a closer examination of SCC failures is needed. Figure 2 shows that residual stress is one of the factors that cause SCC [8]. If the degree of residual stress is large enough just to produce dislocation movement (strain or yielding) at localized areas, residual stresses in the material are sufficient to produce SCC.

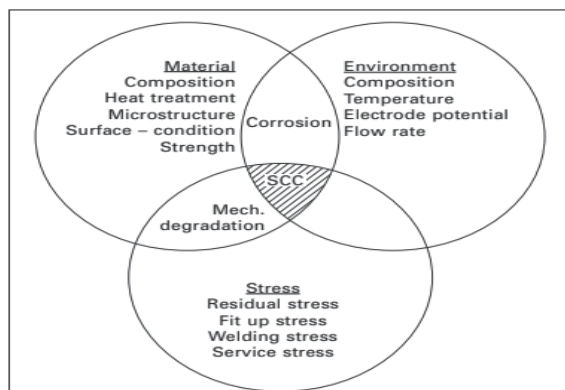


Figure 2 Factors affecting SCC [8].

3. MEASURING THE RESIDUAL STRESS

The size and angle of residual stresses are reversed by output strains or corresponding displacements, which belong to the area of inverse dilemmas research. According to the test concept, measuring techniques are currently classified into two groups [9]. Destructive testing procedures, such as chemical and mechanical methods. The principle of the destructive method entails removing and measuring the stress in the material in a certain way. The residual stress can be determined using the elastic mechanics concept by evaluating the strain or displacement of the area. Destructive testing procedures are relatively straightforward to carry out, and test accuracy is usually pretty good, although surface damage is sometimes unacceptable. Nondestructive testing procedures that evaluate the physical features of the material itself with types of equipment were quickly implemented to avoid the specimens from being damaged. These two categories can be seen in figure 2 [10].

4. RESIDUAL STRESS IN METAL ADDITIVE MANUFACTURING

The AM method includes layer-by-layer heating, melting, and solidification of an alloy using a movable source of heat like a laser or an e – beam [11], [12]. Consequently, different parts of the

component are heated and cooled repeatedly [12]. Metal AM's distinct thermal cycle is defined by fast heating, cooling rates, and melt back, which involves continuous melting of the surface material layer and re-melting of previously formed layers [13], [14]. These temperature gradients lead to produce residual stress and figure 3 shows the failure of residual stress in AM [15].

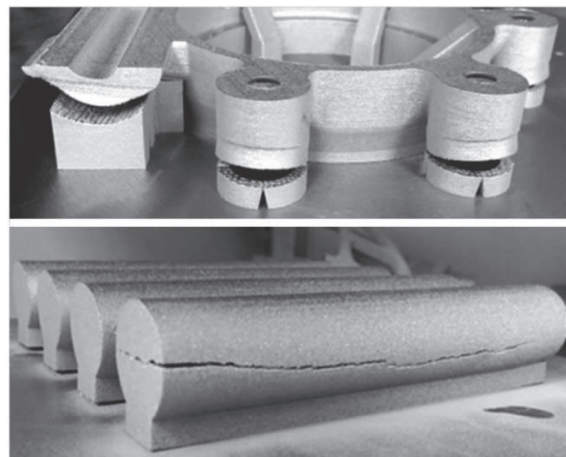


Figure 3 Residual stress effect in AM [15].

There are two main types of metal 3D printing: Direct Energy Deposition (DED) and Powder Bed Fusion (PBF). A lot of researches have been done to investigate and minimize the residual stresses in metals. The most common method of reducing residual stress is to lower the temperature difference by heating up the raw material or the substrate [16]– [20]. Mukherjee, T., W. Zhang, and Tarasankar DebRoy [21] used a three-dimensional, transient heat transfer and fluid flow model to calculate the residual stress in Inconel 718 and Ti-6Al-4V and found that by decreasing the layer thickness during AM, residual stresses can be greatly reduced. Yaghi, Anas, et al [22] used PBF to print stainless steel 316 L impeller and investigate the residual stress by the GOM approach for evaluating distortion and Electronic Speckle Pattern Interferometry (ESPI) and the Contour Method for measuring residual stresses, and then they used finite element (FE) method to compensate the distortion to print new impeller with more than 50% reduced in distortion.

5. RESIDUAL STRESS IN POLYMER ADDITIVE MANUFACTURING

51% of parts produced by AM systems in the industry are from polymer, 29.2% from polymer and metal, and 19.8% from metal [23], [24]. There are many printings technology used for polymer AM and one of the most used is Fused

Filament Fabrication (FFF) or some called it Fused Deposition Modelling (FDM) which has key features like the capacity to produce things with functionally graded characteristics (density, porosity, and mechanical properties).

Researchers have made significant efforts to detect residual stresses in additively produced components. Karalekas and Rapti, [25] studied the processing dependency of SLA solidification residual stress utilizing the hole-drilling strain-gage method of stress relaxation by using epoxy-based photopolymer. Karalekas and Aggelopoulos [26] examined the shrinking stresses in an acrylic photopolymer resin that has been SLA cured. The residual stresses in ABS components produced by FDM utilizing the fiber Bragg grating technique were investigated by Kantaros et al [27]. Casavola et al. [28] used the hole-drilling approach in and electronic speckle pattern interferometry to quantify residual stress in FDM ABS components. These studies have made it much easier to determine residual stresses in additively produced components. However, additional research into characterization methodologies, printing materials, and processing settings is still needed to reduce the negative consequences of residual stress like environmental factors, build part orientation, process parameter...etc [29].

Finally, Zhang, Wei, et al [30] investigate the residual stress by printing three different types of acrylonitrile-butadiene-styrene (ABS) using X-ray micro-computed tomography. They found that there is a positive correlation between the printing speed and the porosity and residual stress. Raster angle and layer thickness also affect the mechanical properties.

6. CONCLUSION

Residual stress is a significant factor in the industry, and it must be evaluated deeply especially in AM. This paper gave an overview of the definition of residual stress and the effect on parts by showing the measurements methods. The latest research and findings in the investigation of residual stress in metal and polymer AM were explained.

7. REFERENCES

- [1] J. Rifkin, "The Third Industrial Revolution: How the Internet, Green Electricity, and 3-D Printing are," *feelingeurope.eu*, Accessed: Oct. 03, 2021. [Online]. Available: <https://www.feelingeurope.eu/Pages/third%20industrial%20revolution%20j%20rifkin.pdf>
- [2] S. Huang, P. Liu, A. Mokasdar, L. H.-T. I. J. of, and undefined 2013, "Additive manufacturing

and its societal impact: a literature review," *Springer*, doi: 10.1007/s00170-012-4558-5.

- [3] S. METAL, "Residual stresses: challenges or opportunities?,"

metalworkingworldmagazine.com, Accessed: Oct. 10, 2021. [Online]. Available: <https://www.metalworkingworldmagazine.com/residual-stresses-challenges-opportunities/>

- [4] O. Takakuwa and H. Soyama, "Effect of Residual Stress on the Corrosion Behavior of Austenitic Stainless Steel," *Advances in Chemical Engineering and Science*, vol. 05, no. 01, pp. 62–71, Dec. 2014, doi: 10.4236/ACES.2015.51007.

- [5] S. K. T.N. White, "Stress-Corrosion Cracking of a High-Strength Steel Frame in a Fighter Aircraft, ed. by K.A. Esakul. Handbook of Case Histories in Failure Analysis," *ASM International*, vol. 1, 1992.

- [6] H. , Czyzewski, "Brittle failure: the story of a bridge.," *Metal Progr.(West)*, vol. 1, pp. 6–12, 1975.

- [7] E. J. Fairfax and M. Steinzig, "A Summary of Failures Caused by Residual Stresses," *Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series*, vol. 9, pp. 209–214, 2016, doi: 10.1007/978-3-319-21765-9_26.

- [8] Bhabha, "Stress corrosion cracking (SCC) in stainless steels," *Stress corrosion cracking: Theory and practice*, pp. 199–244, 2011, doi: 10.1533/9780857093769.3.199.

- [9] P. J. Withers and H. K. D. H. Bhadeshia, "Residual stress part 1 - Measurement techniques," *Materials Science and Technology*, vol. 17, no. 4, pp. 355–365, 2001, doi: 10.1179/026708301101509980.

- [10] J. GUO, H. FU, B. PAN, and R. KANG, "Recent progress of residual stress measurement methods: A review," *Chinese Journal of Aeronautics*, vol. 34, no. 2. Elsevier B.V., pp. 54–78, Feb. 01, 2021. doi: 10.1016/j.cja.2019.10.010.

- [11] D. D. Gu, W. Meiners, K. Wissenbach, and R. Poprawe, "Laser additive manufacturing of metallic components: Materials, processes and mechanisms," *International Materials Reviews*, vol. 57, no. 3, pp. 133–164, May 2012, doi: 10.1179/1743280411Y.0000000014.

- [12] W. J. Sames, F. A. List, S. Pannala, R. R. Dehoff, and S. S. Babu, "The metallurgy and processing science of metal additive manufacturing," *International Materials Reviews*, vol. 61, no. 5, pp. 315–360, 2016, doi: 10.1080/09506608.2015.1116649.

- [13] P. Mercelis and J. P. Kruth, "Residual stresses in selective laser sintering and selective laser melting," *Rapid Prototyping Journal*, vol.

12, no. 5, pp. 254–265, 2006, doi: 10.1108/13552540610707013/FULL/PDF.

[14] M. Shiomi, K. Osakada, K. Nakamura, T. Y.-C. Annals, and undefined 2004, “Residual stress within metallic model made by selective laser melting process,” *Elsevier*, Accessed: Oct. 04, 2021. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0007850607606775>

[15] D. Olaf and W. Terry, “How residual stress can cause major build failures, and what you can do to prevent it,” *Metal Additive Manufacturing*, pp. 125–128, 2018. Accessed: Oct. 06, 2021. [Online]. Available: <https://www.metal-am.com/wp-content/uploads/sites/4/2018/12/MAM-Winter-2018-sp.pdf>

[16] T. Vilaro, C. Colin, J. B.-M. and materials transactions A, and undefined 2011, “As-fabricated and heat-treated microstructures of the Ti-6Al-4V alloy processed by selective laser melting,” *Springer*, doi: 10.1007/s11661-011-0731-y.

[17] M. Zaeh, G. B.-P. Engineering, and undefined 2010, “Investigations on residual stresses and deformations in selective laser melting,” *Springer*, doi: 10.1007/s11740-009-0192-y.

[18] D. Buchbinder, W. Meiners, N. Pirch, K. Wissenbach, and J. Schrage, “Investigation on reducing distortion by preheating during manufacture of aluminum components using selective laser melting,” *Journal of Laser Applications*, vol. 26, no. 1, p. 012004, Feb. 2014, doi: 10.2351/1.4828755.

[19] Kulka, J., Mantic, M., Fedorko, G., & Molnar, V. (2016). Analysis of crane track degradation due to operation, *Engineering Failure Analysis*, 59, 384-395.

[20] Ali, H., Gábora, A., Naeem, M. A., Kalácska, G., & Mankovits, T. (2021). Effect of the manufacturing parameters on the pore size and porosity of closed-cell hybrid aluminum foams. *International Review of Applied Sciences and Engineering*, 12(3), 230-237.

[21] T. Mukherjee, W. Zhang, and T. DebRoy, “An improved prediction of residual stresses and distortion in additive manufacturing,” *Computational Materials Science*, vol. 126, pp. 360–372, Jan. 2017, doi: 10.1016/J.COMMATSCI.2016.10.003.

[22] A. Yaghi, S. Ayvar-Soberanis, S. Moturu, ... R. B.-A., and undefined 2019, “Design against distortion for additive manufacturing,” *Elsevier*, Accessed: Oct. 04, 2021. [Online]. Available: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214860418308583?casa_token=4TAUxo2

O1owAAAAA:Fx7la6LLbYfzANeE9H93qW MZlzMvhWlJyBLcDCgDgTLKgu8mMW24pP q7HodXhPPdMOF8XD-74RB1

[23] T. Wohlers, “Wohlers Report 2017: 3D Printing and Additive Manufacturing State of the Industry,” 2017.

[24] M. D. Monzón, Z. Ortega, A. Martínez, and F. Ortega, “Standardization in additive manufacturing: activities carried out by international organizations and projects,” *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 2014 76:5, vol. 76, no. 5, pp. 1111–1121, Sep. 2014, doi: 10.1007/S00170-014-6334-1.

[25] D. Karalekas and D. Rapti, “Investigation of the processing dependence of SL solidification residual stresses,” *Rapid Prototyping Journal*, vol. 8, no. 4, pp. 243–247, 2002, doi: 10.1108/13552540210441157/FULL/HTML.

[26] D. Karalekas, A. A.-J. of materials processing technology, and undefined 2003, “Study of shrinkage strains in a stereolithography cured acrylic photopolymer resin,” *Elsevier*, Accessed: Oct. 05, 2021. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0924013603000281>

[27] A. Kantaros, D. K.-M. & Design, and undefined 2013, “Fiber Bragg grating based investigation of residual strains in ABS parts fabricated by fused deposition modeling process,” *Elsevier*, Accessed: Oct. 05, 2021. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0261306913001787>

[28] C. Casavola, A. Cazzato, V. Moramarco, G. P.-P. Testing, and undefined 2017, “Residual stress measurement in fused deposition modelling parts,” *Elsevier*, Accessed: Oct. 05, 2021. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142941816312946>

[29] G. D. Goh, Y. L. Yap, H. K. J. Tan, S. L. Sing, G. L. Goh, and W. Y. Yeong, “Process–Structure–Properties in Polymer Additive Manufacturing via Material Extrusion: A Review,” <https://doi.org/10.1080/10408436.2018.1549977>, vol. 45, no. 2, pp. 113–133, Mar. 2019, doi: 10.1080/10408436.2018.1549977.

[30] W. Zhang *et al.*, “Characterization of residual stress and deformation in additively manufactured ABS polymer and composite specimens,” *Composites Science and Technology*, vol. 150, pp. 102–110, Sep. 2017, doi: 10.1016/J.COMPSCITECH.2017.07.017.

3D NYOMTATÁS ALKALMAZÁSA EGYSZERŰ MŰANYAG ALKATRÉSZEK HELYETTESÍTÉSÉHEZ

USING 3D PRINTING TO REPLACE SIMPLE PLASTIC PARTS

*Kristály Álmos, hallgató, almos99@freemail.hu
Dr. Ficzer Péter, egyetemi adjunktus, ficzere.peter@kjk.bme.hu
BME Vasúti Járművek és Járműrendszer-analízis Tanszék*

ABSTRACT. In the experiment, a 3D printed gear is made using FDM technology to replace a broken part in a sewing machine. The aim of the project is to determine whether it is possible to manufacture a working part with entry-level devices and technical knowledge.

1. BEVEZETÉS

Az additív gyártás egy XX. századi vívmány [1], mely gyökeresen megváltoztatta az addig ismert gyártástechnológiát. Egy folyamatosan fejlődő ágazat, mely ma éli virágkorát.

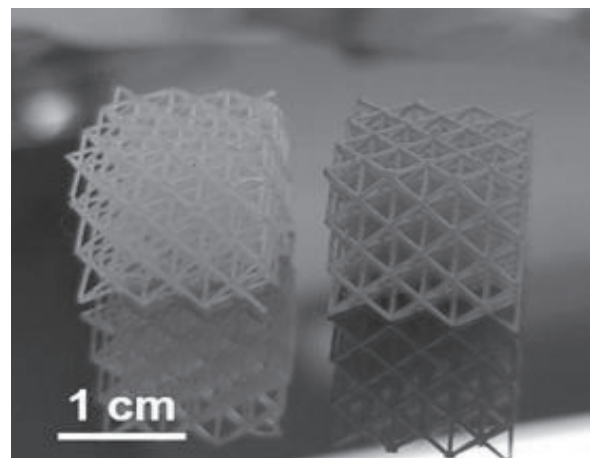
Ellentétben a hagyományos, lebontó gyártással, ahol egy befoglaló munkadarabból anyagleválasztással hozzuk létre a kívánt testet, geometriát különböző fogácsoló gépek, például esztergák, marók, fúrók, üregelők segítségével, az additív gyártás – ahogy a neve is tükrözi – egy felépítő módszer, ahol valamilyen meglévő modell, pontfelhő, esetleg öntőforma alapján hozzuk létre, építjük fel a kívánt geometriát.

Az FDM eljárás lényege, hogy a nyomtatóba valamilyen műanyagot (esetleg fémet) huzal formájában adagolunk [2], melyet előre beállított hőmérsékletig melegítve megolvaszt. Az olvadékot a munkaasztalra adagolja a gyártandó geometria alapján, mely lehűl és megszilárdul. Ezzel elkészül egy vékony réteg, melynek a tetejére elkészíthető egy újabb, és így tovább, egészen addig amíg egy kész térbeli testet nem kapunk [3].

Az említett műanyagok az alkalmazástól (és a gép technológia limitjeitől) függően eltérőek lehetnek, az egészen hétköznapi poliamid és nejlon huzaloktól kezdve egészen különleges anyagokig, melyek nagy szilárdságot, melegekéménységet, vagy amorf, gumyszerű tulajdonságot tudnak kölcsönözni a kész munkadarabnak. Ezen kívül ipari méretekben találkozhatunk fém 3D nyomtatókkal is (pl. a porkohászatot is annak vehetjük).

A 3D modellt egy szoftver „felszeleteli” valamelyik alapsík mentén több száz vagy akár

több ezer rétegre, és ezeket a szelvényeket „nyomatja” a gép rétegről rétegre egymás tetejére, ahol azok megszilárdulnak, összeolvadnak és végül kiadódik a teljes geometria [4]. Ezzel lehetőség nyílik más módszerrel nem elkészíthető darabok gyártására is, például olyan furatok, zárt üregek, belső geometriák kialakítására, amit hagyományos esztergáló, maró, üregelő szerszámokkal fizikai képtelenség lenne előállítani. Természetesen korlátai is vannak az eljárásnak, „levegőbe nyomtatni” értelemszerűen nem lehet, egy adott rétegnek mindenképp érintkeznie kell legalább részben az alatta levővel, hogy legyen mi megtartsa azt a nyomtatás során. Ha a kívánt geometria ezt ellehetetleníti, akkor támasztékokat kell terveznünk a nyomtatáshoz, ami anyag többlettel jár, hiszen ezeket a segédelemeket a gyártás végeztével eltávolítjuk a munkadarabról.

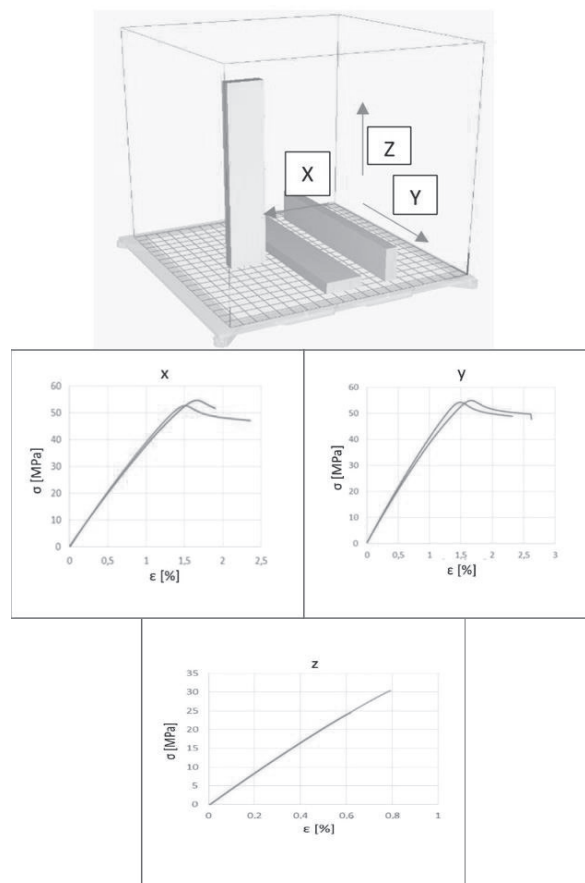


1. ábra Ilyen kockákat hagyományos módszerekkel szinte lehetetlen lenne gyártani [5].

A 3D nyomtatás gyengeségei közé tartozik az alacsony felületi minőség (általában, bár jobb, mint például öntött vagy kovácsolt darabok esetében), és az anizotrópia. A fent említett rétegezés nagy hatással van a kész

munkadarabunk teherbírására. Nem mindegy például, hogy egy húzott tengelyt a húzás irányára merőleges rétegekből építünk fel, amik így egyszerűen elválnak egymástól, vagy a húzás irányával párhuzamosan, merevítve ezzel a testet.

A 3D nyomtatás előnye viszont a kedvező árban rejlik, főleg egyedi, kis szériás daraboknál, amik miatt hatalmas pazarlás lenne beindítani, vagy akár átalakítani egy teljes gyártósort. Nem igényel több lépésen keresztüli megmunkálást, forgáccsal és selejttel járó gyártóállomásokat, és általános esetben utómunkálást sem, ezért helytakarékoság szempontjából is igen kedvező eljárás. Ma már egy olcsóbb asztali számítógép árértékű vásárolható otthoni célra 3D nyomtató, így kisebb alkatrészeket, dísz tárgyakat akár mi is elkészíthetünk otthon, szakértők és bonyolult, drága technológiák nélkül.



2. ábra Különböző irányokban nyomtatott műanyag próbatestek szakítódiagramjai [6].

A 3D nyomtatást együtt használva más technológiákkal, úgymint a szintén újkeletű Reverse Engineering-gel, amely egy meglévő munkadarabból visszafelé haladva készíti el az annak gyártásához szükséges dokumentumokat,

paramétereket. A két módszer ötvözésével lehetőségünk nyílik olyan munkadarabok, alkatrészek ismételt legyártására viszonylag olcsón és egyszerűen, amiket korukból vagy ritkaságukból adódóan már nem forgalmaznak sehol, és adott esetben már a vonatkozó gyártósor sem áll rendelkezésre az ismételt elkészítéséhez. Ilyen lehet például oldtimer autók, régi elektronikai eszközök, pl. televíziók, órák, számítógépek burkolatai, alkatrészei, és még rengeteg másik terület, amiket túl hosszú lenne itt felsorolni.

2. KÍSÉRLET

A cél egy régi varrógép törött műanyag fogaskerékének méretpontos modellezése, majd a meghibásodott alkatrész helyettesítése a modell alapján alapján 3D nyomtatott munkadarabbal. Az alkatrész a cikkcakkvarrás megvalósításáért felel. A 3. ábrán látható módon a varrat cikkcakkosan, „fogakat” képezve halad. Leginkább öltésekhez, és a varrás befejezéseként használják, ezért elengedhetetlen funkciója egy napi használatú varrógépnek.

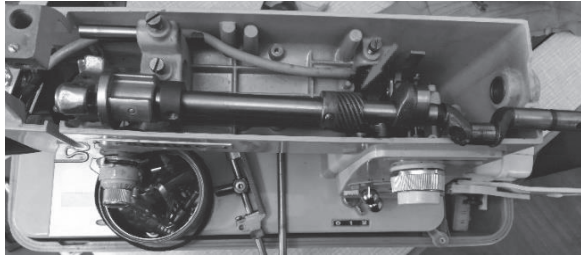


3. ábra Cikkcakk varrat

A fogaskerék egy rövid bütykös fém tengely végére van rázsugorítva, és egy réz fogaskerék hajtja meg. Akár esztergált fém alkatrészsel is lehetne pótolni, de a működés ekkor rendkívül zajos lenne. A 4. ábrán látható a darab sérülése, illetve a tengely, amihez csatlakozik. Az 5. ábrán látható réz alkatrészen keresztül hajtja meg a varrógép főtengegyét.



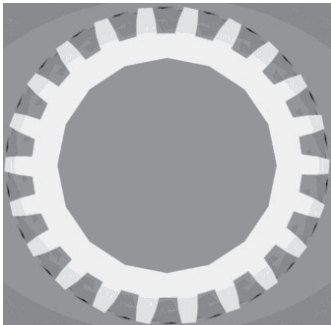
4. ábra Törött rész



5. ábra Szétszerelt varrógép. A réz fogaskerék a tengely jobb oldalán látható.

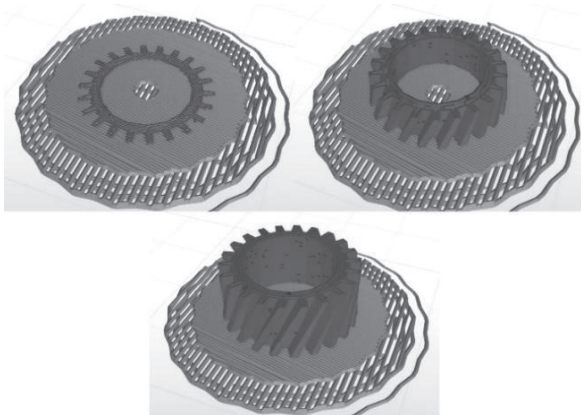
A modellezés során kihívást jelentett a középtengelyhez képest szögben álló fogazat kialakítása, illetve azt is el kellett dönteni, hogy a tengellyel együtt legyen-e legyártva az alkatrész, vagy célszerszám nélkül legyen felhelyezve a meglévő tengelyre. Mivel a nyomtatáshoz használt polimer anyagtulajdonságai relatíve gyengék, ezért végül az utóbbi megoldást mellett döntöttünk.

A darab egy Zortrax M200 típusú nyomtatóval készült a BME Vasúti Járművek és Járműrendszer-analízis tanszék jóvoltából. A választott anyag ABS. A 6. ábrán látható a CAD szoftver hibás beállításából fakadó szögletes körprofil, mely a gyártmányba is bekerült.



6. ábra Szögletes körprofil

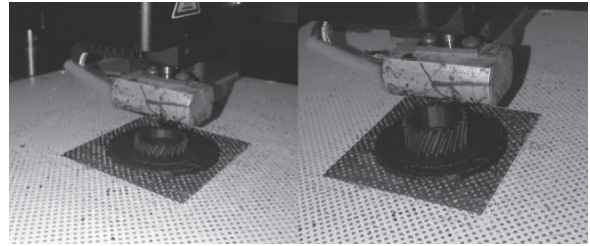
A következő ábrák a nyomtatási beállításokat és a nyomtatási folyamatot mutatják.



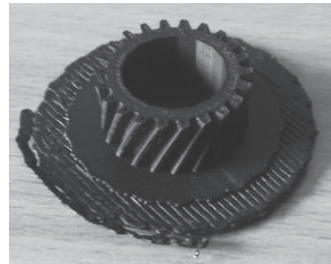
7. ábra Nyomtatási folyamat a szeletelő szoftver alapján.

1. táblázat Nyomtató beállítások.

Support	30°
Anyag	Z-ABS
Rétegvastagság	0.09 mm
Kitöltés	20%
Felső felület rétegszám	9
Alsó felület rétegszám	4
Raft rétegeinek száma	6
Nyomtatási sebesség	50 mm/s

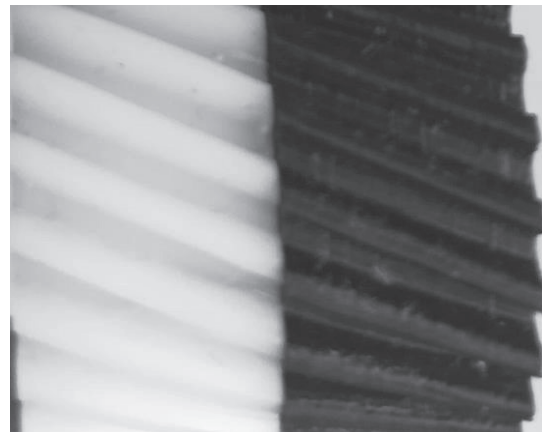


8. ábra A nyomtatási folyamat



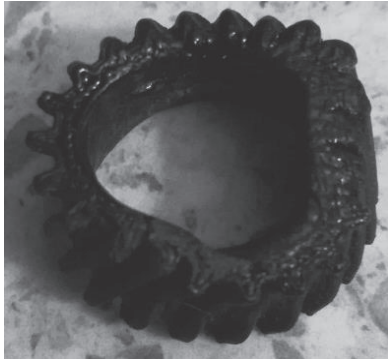
9. ábra Kész darab, a rafthoz rögzítve.

A 10. ábrán látható az eredeti és az újonnan gyártott fogprofil összehasonlítása. A fogszélesség és az osztás nem tökéletesen egyezik, de a fogferdeség szöge megfelelő.

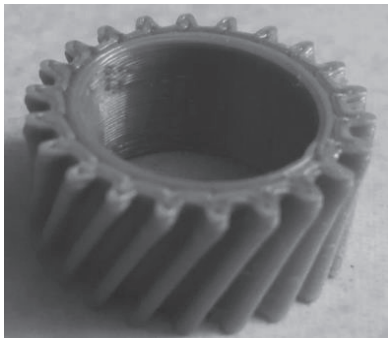


10. ábra – A két fogaskerék összehasonlítása

A fogaskerék a tengelyre helyezés közben megsérült (ld. 11. ábra) – ez a furat méretének pontatlansága miatt történt. A második prototípus nyomtatása előtt kijavításra került a körprofil szögletessége és a furat átmérője. Az új darab egy Creality Ender V2 3D nyomtatóval készült, a 12. ábrán látható.

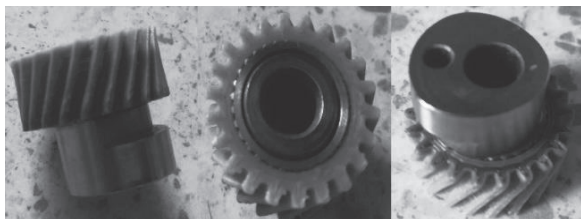


11. ábra Sérült fogaskerék



12. ábra Új fogaskerék

Ez a fogaskerék PLA-ból készült, de a kitöltés mértékét 100%-ra növeltük. A javított 3D modellnek köszönhetően az eredmény sokkal közelebb volt az eredetihez. A tengelyt $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ -ra hűtve, a fogaskereket szappannal megkenve illesztettük össze a két darabot. A szoros illesztés létrejött, a fogaskerék nem forgott el, így készen állt a beszerelésre. A 13. ábrán látható a kész szerkezet.



13. ábra Beszerelésre kész szerkezet

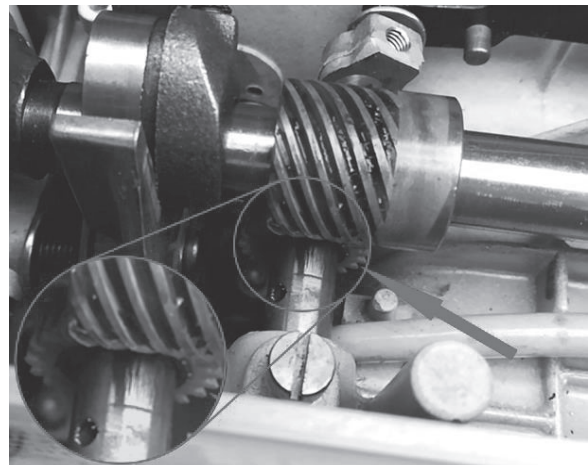
3. EREDMÉNY

A kész alkatrészt a varrógépbe szereltük. Az eredmény a 14. ábrán, és a lent hivatkozott videókon látható. A szerkezet ellátta a hajtást, így nem volt szükség további modellezésre és gyártásra. Az egyetlen nyitott kérdés az élettartam, amire a tartós használat ad majd választ.

4. ÖSSZEZÉS

Konklúzióként elmondható, hogy a kísérletben is látható módon, viszonylag kevés munkabefektetéssel teljes mértékben működő

alkatrészek gyárthatók egy akár belépőszintű 3D nyomtatóval, és alapszintű 3D modellezési ismeretekkel, párszáz forintos anyagköltséggel. Nem volt szükség sem bonyolult és drága mérés technikára, mérőeszközökre, sem lebontó megmunkáló gépekre és szakemberekre, melyek költsége az általunk bemutatott fogaskerék esetében több tízezer forint is lett volna. Sőt, a 3D nyomtatást ezen felül számos kisebb-nagyobb projektre felhasználhatjuk, legyen szó hétköznapi használati tárgyokról, alkatrészekről vagy dísz tárgyakról.



14. ábra A beszerelt fogaskerék

5. HIVATKOZÁSOK

- [1] Khosrow-Pour M., The Trends and Challenges of 3D Printing, Encyclopedia of Information Science and Technology (2018) DOI:10.4018/978-1-5225-2255-3.ch380
- [2] Candi M., Beltagui A., Effective use of 3D printing in the innovation process; Technovation, 80-80, 63-73 (2018) DOI: 10.1016/j.technovation.2018.05.002
- [3] Chmielarz, G., Present state and future application of smart technologies in manufacturing processes' Production Engineering Archives, 24. pp. 14-19 (2019) DOI: 10.1016/j.technovation.2018.05.002
- [4] Gebhardt A., 3D printing and its applications; RTe Journal, 10, (2013) URN: urn:nbn:de:0009-2-35626
- [5] Singer J., 2020. New Brunswick University
- [6] Borbás L., Ficzer P., Properties of 3D printed polymers; Acta Periodica (EDUTUS), 19, 4-19. (2020)

A fogaskerék forgatás közben:

<https://youtu.be/dDTeS8QHTbE>

Varrógép működés közben:

<https://youtu.be/pU31GzpbK18>

KOMPOZIT VERSENYHAJÓ HAJÓCSAVAR PROTOTÍPUS TERVEZÉSÉNEK ELSŐ LÉPÉSEI

FIRST STEPS OF THE PROTOTYPE OF PROPELLER IN A COMPOSITE RACE BOAT

Lévai Emese Sarolta, hallgató, levai.emese@edu.bme.hu,
Dr. Ficzer Péter, egyetemi adjunktus, ficzere.peter@kjk.bme.hu

ABSTRACT. The task was to design a propeller for a composite racing boat. Propellers are also commercially available, but there are also custom products that help the boat move faster. In this case, however, the design spiral is much more complicated, as shown in the article below.

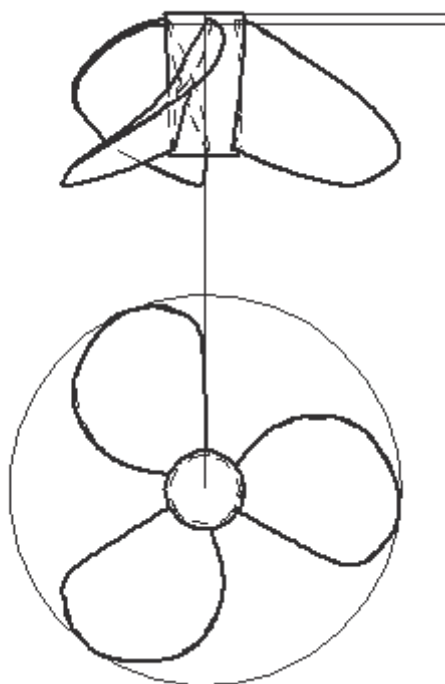
1. BEVEZETÉS

2020 nyarán került megrendezésre a Monaco Energy Boat Challenge. A nagymúltú verseny keretei között több versenycsapat hajóprototípusa vetélkedik minden évben. Ezek saját építésű alternatív üzemanyag által hajtott hajók, a verseny célja pedig az új technológiák felvonultatása a nemzetközi nagyközönség előtt. A Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem „BME Solar Boat Team” csapata egy elektromos hajóval indult a megmérettetésen, mely a nap energiáját hasznosítja napelemekkel és tárolja ezt akkumulátorokban. A konstrukció egyik fő eleme a hajócsavar, amit kifejezetten egy adott hajótest geometriájára kellett minél pontosabb kivitelben megtervezni. Ennek a hajócsavarnak a tervezési iterációs folyamata és annak gyakorlati lépései kerültek megfigyelésre a vizsgálatok során.

Globálisan is jelentőséggel bír a tervezési folyamat minél jobb kidolgozása, hiszen a hajócsavar és a hajótest hatékony összmunkája szintén közvetlen hatással van a kibocsátásra nem csak a viszonylag kis kibocsátással rendelkező kishajók esetén, hanem a világ áruforgalmát 90%-ban bonyolító tengeri áruszállító hajók és egyéb nagyhajók működésekor is.

2. MÓDSZER

2.1. Bemenő paraméterek és szükséges információk
Mivel a hajótest geometriája a sorozatgyártáshoz hasonlóan ennél a prototípusnál is adott, így ez a geometria maga is tekinthető egy paraméternek.



1. ábra A hajócsavar kezdeti geometriájának 2D-s ábrája

Említésre került már a bevezetésben, hogy a hajótest és a hajócsavar együttműködése kulcsfontosságú az optimális üzemhez való közelítésben. A hajótest is tudja rontani a nem megfelelően megválasztott hajócsavar hatásfokát és fordítva is lehetséges ugyanez: a nem következetesen tervezett hajócsavar nem képes arra a sebességre felgyorsítani a hajótestet, amennyire annak kialakítása és a rendelkezésre álló motorteljesítmény azt lehetővé tenné [2]. Nagyon fontos a hajó tömegének ismerete is teljes terhelés melletti indulásra kész állapotban, hiszen ekkor a vízbe került geometriának ellenállását kell indításkor leküzdenie a meghajtásnak [3]. Emellett a későbbi sikló üzemállapot és magasabb sebességek esetében is fontos szerepe van a vízbe

merült test nagyságának és alakjának. További bemenő paraméterek a motor adatai, mint a névleges teljesítmény és fordulatszám, a hatásfok (és ebből eredően az effektív teljesítmény a motor kihajtó tengelyén), illetve a nyomatékérték. Ugyancsak kezdeti értéknek kell feltételeznünk egy haladási sebességet. Ezt üzemtől, rendeltetéstől függően igen különbözőképpen lehetséges megválasztani. Tengeri hajóknál - melyek hosszan egy sebességen haladnak - érdemes az út leghosszabb tartományában tartott sebességet alapul venni. Gyorsjárású motoros hajóknál, mint például a BME Solar Boat Team hajója versenyeken a cél a sikló üzemállapot elérése, így az ehhez tartozó határsebesség kerül beszámításra, hiszen ezt a sebességet meghaladva a hajó már teljesen más ellenállással, csupán a szárnyak bemerülésével halad (1). Klasszikus értelemben még a hajótesthez tartozik a hajtóműház geometriája is, viszont ez gyártástechnológiailag és szerelésben elkülönül a testtől, így ennek tervezése is külön konstrukciós feladat. Így bemenő paraméterként azt is számba kell venni, hogy ez a ház mekkora és milyen mélyen nyúlik a hajótest alá. Túl alacsony ház esetén a csavar túl közel lesz a hajótesthez, ami kopáshoz és alacsony hatásfokú üzemhez vezet. Túlméretezett ház esetén a propulzió hatásfoka szintén lecsökken, mindemellett a hajtóműház, mint erőkar hosszán már jelentős forgatónyomaték is keletkezik, ami akár a tengelyrendszer deformálódásához is vezethet.

Végül a hajócsavar agyának tervezéséhez ismerni kell a kihajtó tengely geometriáját is.

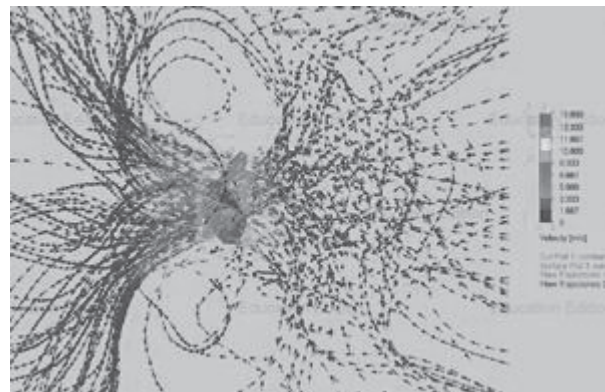
$$v_{\text{siklási}} = Fr * \sqrt{L * g} = 15,946 \frac{\text{km}}{\text{h}} \quad (1)$$

,ahol

- Fr: Froude -szám (0,5 siklás esetén)
- L: a hajó hossza (8 m)
- g: nehézségi gyorsulás

2.2. További számítandó mennyiségek és származtatásuk

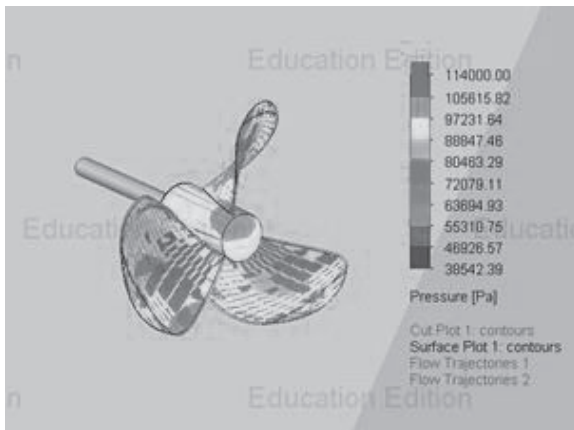
A hajótest geometriájából számítható egy tolóerőigény, ezután pedig szívási tényezőt, sodortényezőt, nyújtott felület arányt, átmérőt és emelkedési arányt kell megállapítani a tervezendő csavargeometriához. A propelleres hajó és a vontatott hajó ellenállásának különbségét, a valóságos propeller által okozott többletellenállást a szívási tényezővel jellemezzük.



2. ábra A hajócsavar által keltett áramlás képe és a közeg sebessége

A hajóra szerelt propeller a hajótest által is zavart közegen működik (ezt értjük azalatt is, amikor azt mondjuk, a hajótest „árnyékolja” a csavar előtti áramteret) emiatt a 'v' sebességgel haladó hajón kifejtett tolóerővel azonos tolóerőt azonos fordulatszámon a nyíltvízi állapotában a hajó sebességétől eltérő 'v_A' propeller haladási sebességnél fejt ki [1]. E két sebesség eltérését kifejező tényezőt nevezzük sodortényezőnek. A számításokat részleteiben terjedelmi okok miatt nem közöljük itt. Legfőbb nehézség a számítás folytatásánál, hogy a fordulatszám és a nyíltvízi haladási sebesség összetartozó értékeit csak kis mintakísérlettel lehet meghatározni. Emiatt nem választhatunk kiindulásnak csak olyan geometriát, amit már modellkísérlet intézetekben kismintakísérleteken teszteltek. Ilyen a Wageningen B típusú hajócsavar [4]. Ehhez a Netherlands Ship Model Basin holland hajókísérleti intézet 1936-ban adott ki először görbesereget a geometria módosulataira. Az első iterációs lépéshez, amikor a kezdő átmérőt a fent nem részletezett kézi számítások alapozzák meg, ezeket a görbét célszerű használni. Az emelkedési arány, a modellkísérleti intézetek által felírt k_T, k_Q tolóerőtényező és teljesítménytényező összességében a fenti adatokkal együtt elegendőek ahhoz, hogy a geometria szárnymetszeteit egy adott szárnyra vetített raszteren megállapítsuk. Ebből pedig átvezetett geometriaként előáll először az egyedül álló szárny (vagy toll), majd ennek másolásával és az emelkedés-arány figyelembe vételével elkészül a teljes hajócsavar geometriája (1. ábra).

A tervezési szakasz lezárultával a vizsgálati szakasz kétfelé ágazik. Egymással párhuzamosan is végezhetők akár időben is, ezek a számítógépes és a fizikai vizsgálati módszerek.



3. ábra A hajócsavar szárnyaira és agyára ható nyomás

2.3. Számítógépes vizsgálati szakasz

Számítógépes vizsgálati szakaszban tulajdonképpen a lehető legpontosabban modellezzük azokat a körülményeket, amiket a kisminta kísérleteknél a modellkísérleti intézetek létrehozhatnak. A hajótesttel és annak minden tartozékával együtt egy fiktív áramtérbe helyezük, ahol egy domain téren belül meghatározzuk a belső térfogat egyik felén a vizet, másik felén a levegőt, mint közeget. Ebbe a teljes terhelés melletti tervezési merüléssel elhelyezzük a hajótestet, és először külön a hajótest haladását (propeller nélkül) imitáljuk a térben [5]. Ezután a hajócsavart passzívan forgatjuk a nyugvó folyadékkezeletben (2. ábra), anélkül, hogy a hajótest modellje szerepelne mellette. Ebből információt kapunk a szárnyakat terhelő erőkről, és meggyőződhetünk arról, hogy sehol nem következik-e be törés. A számítógépes vizsgálatoknak még egy fontos hozadéka, hogy itt van lehetőségünk elszakadni a rögzített, modellkísérleti intézetek által meghatározott geometria paramétereitől. Amikor ugyanis a hajótestet és a hajócsavart együttesen vizsgáljuk az áramló közegben, a geometria különböző pontjaiban megállapítható, mekkora a terhelés, és, hogy az ottani szárnymetszetbeli ponton mekkora felhajtóerő keletkezik (3. ábra). Ahol úgy találjuk, hogy a keletkező erő kicsi, ott anyagot redukálhatunk (az áramtérben forgó geometria ekkor szokványos szabályait figyelembe véve, pl. nem éles sarkokat generálva). Ahol ellenkező eset áll fenn, és egy felület a forgási ciklus valamely szakaszában nagyobb terhelésnek van kitéve, és ez a szárnyfelület belsejéből indulva kitart egészen a geometria széléig, ott megfontolandó az anyag hozzáadása.

Ehhez a szakaszhoz szervesen hozzátartozik a kavitációs vizsgálat. Bár a tervezési folyamatban

elméleti számításokkal elvileg igazolni tudtuk, hogy nem lép fel a csavaron ilyen hatás, a hajótest által zavart áramlás más eredményekkel is szolgálhat a felhasználónak.

3. EREDMÉNYEK

3.1. Prototípusgyártás

A fizikai méréshez természetesen szükség van egy kézzelfogható modellre is. Ha a geometria a tervezési szakasz után ölt testet és a számítógépes vizsgálatokkal párhuzamosan végezzük el a fékpadi tesztek, akkor, bár a geometria jellege egyezni fog a kereskedelemben kapható egyes termékekével, de nagyításban/kicsinyítésben kis valószínűséggel egyezik meg azokkal. Ha pedig már a számítógépes tesztek után kerül sor a kézzelfogható geometria vizsgálatára, akkor az egyezés a piaci termékekkel még valószínűtlenebb. Ezért célszerű additív gyártástechnológiákat alkalmazni a geometria létrehozásában. A kezdeti prototípusokat az anyag viszonylag alacsony ára miatt célszerű FDM nyomtatással elkészíteni. Mivel valószínűleg nem ez az alakelem lesz rögzítve véglegesen a hajón, így az időtállóság velem szemben nem követelmény, csupán annyi, hogy egyezzen a majdani végleges csavargeometriával és, hogy a tesztek törés nélkül teljesítse. A végleges alakelemet a tesztek elvégzése után hozzuk létre, amikor azok tanulságát levonva újra módosítottuk a vizsgált geometriát (természetesen minél többször ismétlődik ez az iterációs folyamat, a csavar annál jobban illeszkedik majd a hajótesthez, így a hajtáslánc összhatásfoka annál jobb). Az FDM nyomtatással készült termék felületét több szempontból is kezelni kell. A sorját le kell csiszolni, a támasztékot pedig úgy kell eltávolítani, hogy annak legkisebb maradványa se okozzon mérési pontatlanságot. Fontos a támaszanyag elhelyezése is: a hajócsavar szárnyainak kilépő éle ideális esetben nulla vastagságban végződik (a gyakorlatban ez természetesen csak igen vékonyra módosul), így ide semmiképpen nem praktikus támaszanyagot elhelyezni, mert annak eltávolításával a szárnygeometria javíthatatlanul sérül. A végső geometriát a fém alapanyag szilárdsága és kopásállósága miatt DMLS nyomtatással készítjük el.

3.2. Medencei mérés

A létrehozott geometriát felerősítve a hajtáslánc végére az elrendezést úgy állítjuk be, hogy a motor nyugvó helyzetben maradjon (lefékezve), a hajócsavar és a hajtóműház egy része pedig víz alá kerüljön. A kiemelkedési sebességhez tartozó fordulatszámokon működtetve a fedélzeti elektronikával mérhető, mekkora a motorterhelés,

ebből pedig visszafejthető a hajócsavar által valóságosan előállított tolóerő. Amennyiben ez megfelel a tervezéskor megállapított tolóerőigénynek, vagy felülmúlja azt, a geometria megfelelő. Hosszabb mérés esetén olyan tapasztalatok is voltak, hogy a fellépő kavitáció (ami még a számítás ellenére is fellépett) fizikailag is nyomot hagyott a csavaron. Ez egy pozitív hozadéka az olcsóbb műanyag használatának a kopásállóbb acéllal vagy alumíniummal szemben. Ebben az esetben ugyanis sokkal kevesebb ideig kell jártni a motort ahhoz, hogy a kavitáció okozta deformációkat (pl.: berágódás) láthassuk a geometrián. Ez a folyamat egy fém alakelemmel lényegesen hosszabb ideig tartana. Ha egyértelműen kavitáció okozta deformitással találkozunk, azt tapasztalatként a második iterációs kör modellezési fázisában hasznosíthatjuk (azon a helyen el is vehetjük az anyagot).

4. TOVBBFEJLESZTÉS, A FELADAT FOLYTATÁSA

A feladat folytatásaként a fékpadi mérések következnek. Ebből a fenti elmélet szerint megállapítjuk a tolóerőt, ezután pedig a már részletezett iterációs folyamat újra kezdődik. Továbbfejlesztési lehetőség még más, modellkísérleti intézetek által mért geometria vizsgálata. Ekkor előfordulhat a számítógépi áramlási vizsgálatok során kiderül, hogy az új modell sokkal hatékonyabban működik együtt az új hajótesttel, így az utómunka is kevesebb lehet.

5. IRODALOM

- [1] J.Holtrop, G.G.J. Mennen: An Approximate Power Prediction Method, INTERNATIONAL SHIPBUILDING PROGRESS, Volume 68, ISSN 0020-868X, 1978.
- [2] Koronowicz, Krzemianowsk, Szantyr: A complete design of ship propellers using the new computer system, POLISH MARITIME RESEARCH 1(59) 2009 Vol 16; pp. 29-3410.2478/v10012-008-0007-7
- [3] F. Vesting: Marine Propeller Optimisation - Strategy and Algorithm Development, (THESIS FOR THE DEGREE OF DOCTOR OF PHILOSOPHY), 2015, ISBN 978-91-7597-263-3
- [4] Z.Benedek, A. Kovács: HAJÓK ELMÉLETE. Tankönyvkiadó, 1988, Budapest, ISBN: 9631804917
- [5] Lévai E., Ficzer P.: Vitorlás kishajóra ható ellenállás erő vizsgálata hajtáslánc csere okozta merülésváltozás esetén numerikus áramlástan szimulációk használatával, INTERNATIONAL

MODULÁRIS FELÉPÍTÉSŰ, ROBOTKAROKBAN UNIVERZÁLISAN HASZNÁLHATÓ, NAGY TELJESÍTMÉNYSŰRŰSÉGŰ PRECÍZIÓS HAJTÁSRENDSZER KIFEJLESZTÉSE A K.K.K. 99 KFT.-NÉL

DEVELOPMENT OF A PRECISION DRIVE UNIT AT K.K.K. 99 KFT. TO BE UNIVER-SALLY USED AS ROBOT JOINTS WITH HIGH POWERDENSITY AND MODULAR CONSTRUCTION

*Neumann Róbert okl. gépészmérnök,
Dr. Krisch Róbert ügyvezető, K.K.K. 99 Kft.*

ABSTRACT

A highly innovative gear unit set has been developed and manufactured to be widely used in medical industry, manufacturing robots or high precision manipulators. The main elements of the drive unit is the gear ratio reducing strain wave gear, the torque-motor and the force-torque measuring sensor which can be combined arbitrarily. In one unit the motor series size can be given but its power output (longer motor) and the gear reduction ratio can be varied. Assembling these parts, the result of this RnD project is a high precision drive with minimal dimensions which in itself is able to position rotating movement precisely and while at halt it also can keep that position with high torsional stiffness. Making the modular precision drive unit whole is the controlling system. The above-mentioned machine elements can be assembled into different configurations so it can become part of a SCARA, humanoid or Delta robot. As a result of this project, the created precision drive prototypes could provide tests results which may influence the mechatronic and mechanical engineering profession. The development project was sponsored by the Ministry of Innovation and Technology.

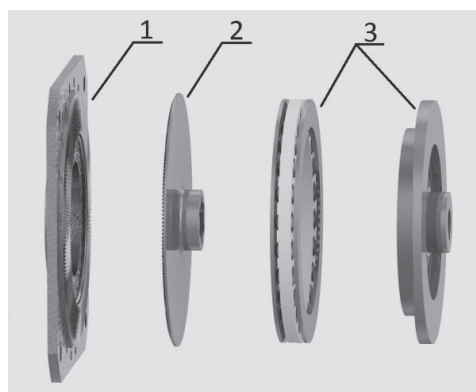
1. BEVEZETÉS

A K.K.K. 99 Kft. a 2018-1.1.1-MKI-2018-00152 azonosító számú pályázat keretében támogatást nyert olyan széles körben alkalmazható precíziós hajtásrendszerek megtervezésére és prototípusaik legyártására, amelyek orvostechikai és ipari robotok, manipulátorok, valamint nagy pontosságot igénylő mozgásokat megvalósító rendszerek hajtásaként szolgálhatnak. Jelen cikk több kísérleti hajtásrendszer felépítését és tulajdonságait ismerteti, kezdve a pontos konfigurációtól, egészen az elvégzett tesztek leírásáig és az eredmények kiértékeléséig. A főbb típusok összevetését követően összefoglalásként bemutatásra kerülnek a tesztek során szerzett tapasztalatok.

2. A HULLÁMHAJTÓMŰVEK MŰKÖDÉSE

A hullámhajtóművek nagy áttételű, holtjátékmentes, nagy teljesítménysűrűségű precíziós hajtóművek, amelyek az 1. ábrán látható négy alapelemből állnak [1.]. A behajtó oldalon forgó mozgást végző, bütykfelülettel ellátott hullámgenerátor (4) egy rugalmas gördülőelemen keresztül (3) deformálja a szintén rugalmas hullámkeréket (2), amely ezáltal a

merev kerékkel (1) kapcsolódik. A fogosztás mindkét fogazott elemén azonos, azonban hullámkeréken a generátor bütykszámával kevesebb fogat munkálnak ki. Az alapelemek minden esetben koaxiálisak, így nem lép fel a ciklohajtóműveknél tapasztalható dinamikai kiegyensúlyozatlanság, amely a behajtó tengely fordulatszámát korlátozná.



1. ábra: A sikkerekes hullámhajtómű alapelemei: merev kerék (1), hullámkerék (2), rugalmas csapágy és bütykös hullámgenerátor (3) [3]

A hullámhajtóművek eltérő kialakításúak lehetnek. Az iparban szinte csak a hengeres merev és hullámkerékkel szerelt, ún. hengeres

kerekkes verzió terjedt el, létezik azonban sík kerekkes változat is, amelynél a bütyökfelület ill. a hullám- és merev kerék fogai is egy-egy tárcsa homlokfelületén kerülnek kialakításra. A hullámkerék deformációja itt axiális irányú.



2. ábra: Kísérleti hengeres- és síkkerekkes hullámhajtásrendszerek

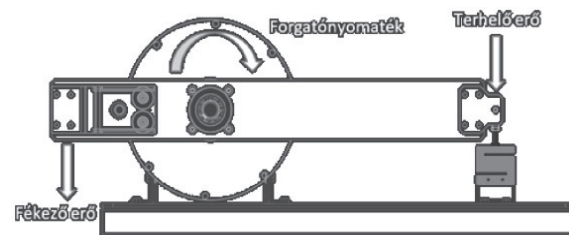
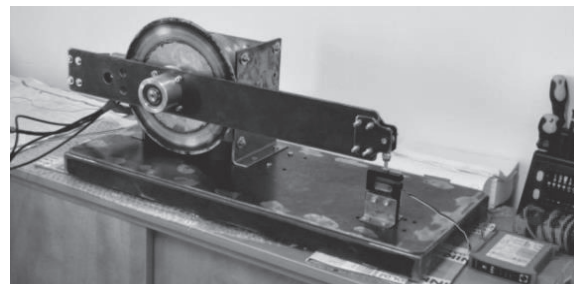
Jelen pályázati projekt keretei között a 2. ábrán látható négy különböző hullámhajtómű készült el. Két sík-, valamint két hengeres kerekkes verzió valósult meg, amelyek közül mindkét típusból összeszerelésre került egy fékes és egy fék nélküli változat. Az azonos típusú hajtóművekben egyes alkatrészek cserélhetők, így több konfiguráció kipróbálására lehetőség van. Ennek következtében például a hullámgenerátor bütyökfelülete, vagy a rugalmas csapágy gördülőelemei is eltérőek a különböző tesztek során.

3. TESZTKÖRNYEZET ÉS A FELHASZNÁLT MÉRŐESZKÖZÖK BEMUTATÁSA

A kísérleti hajtásrendszerek paramétereinek megismeréséhez specifikus tesztkörnyezet került kialakításra, valamint kiválasztottuk a megfelelő mérőműszereket. Ezek segítségével nyerhető ki az az adathalmaz, amely alapján a hajtásrendszerek tulajdonságai egymással és más konkurens termékekkel összevethetők.

Az elvégzett mérések két csoportra oszthatók. Elkészült a 3. ábrán látható mérőpad, amelyen a hajtóművek főbb paramétereit külön-külön vizsgálhatók. A berendezés lemezekből illetve szelvényekből hegesztett masszív vázzal rendelkezik, amelyben a hajtásrendszerek acél féktárcsán és réz fékpofákon keresztül terhelhetők. Az eszközön helyet kapott egy nyúlásmérő bélyeggel ellátott erőmérő cella is, így a pillanatnyi terhelés is folyamatosan nyomon követhető. Az erőmérő egy jelerősítő eszközhöz van csatlakoztatva, a jel szűrése szoftveresen történik. A hajtásrendszerek jelét egy multifunkciós National Instruments USB-6212 adatgyűjtő kártya továbbítja a kiértékelő PC felé. További mérések történtek egy FLUKE Ti110 típusú kézi hőkamerával,

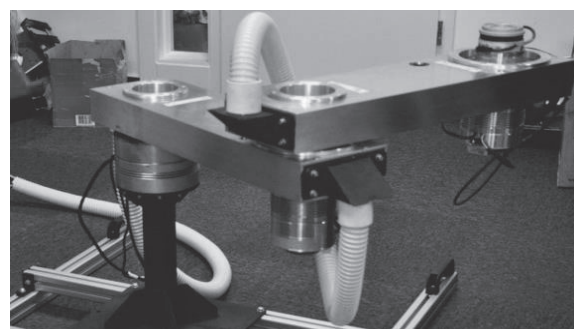
valamint egy Agilent U1732 LCR mérőműszerrel. Utóbbi az egyes elektronikai eszközök fontosabb fizikai paramétereit (induktivitás, ellenállás, kapacitás) képes meghatározni.



3. ábra: Hajtásrendszer tesztelő próbapad

Az így összeállított mérési elrendezéssel hasznos információkat szerezhetünk többek között a különböző terhelési állapotokhoz tartozó áramfelvételtől, a fék és a hajtómű hőmérsékletének változásáról, a veszteségek mértékéről, valamint a hajtásrendszerek visszaállási pontosságáról.

Elkészült emellett egy egyedi manipulátor, amelyben az első csuklópontban egy síkkerekkes-, a második és harmadik tengelyen pedig egy-egy hengeres kerekkes hullámhajtóművel szerelt hajtásunk kapott helyet.



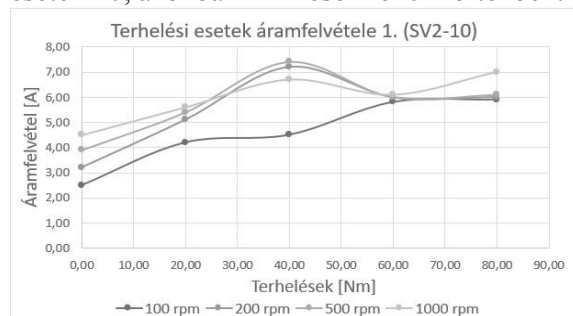
4. ábra: Hajtásrendszer tesztelő manipulátor

Ez a tesztkörnyezet leginkább egy SCARA robothoz hasonlítható, és különösen alkalmas az általunk fejlesztett precíziós hajtásrendszerek két típusának leggyakoribb alkalmazási területén, a robotikában előforduló terhelések és mozgásformák valóságú modellezésére. A manipulátor segítségével további méréseket végezhetünk. Vizsgáltuk

többek között a rendszer lehajlását, a karok és a hajtásrendszerek torziós merevségét, valamint a robot összetett pályák leírását követő visszaállási pontosságát.

4. SÍKKERES (SV2) HAJTÁSRENDSZEREK MÉRÉSI EREDMÉNYEI

A méréseket a síkkerekes hajtóművel szerelt egységekkel kezdtük, ahol elsőként különböző terhelésen és fordulatszámokon vizsgáltuk az áramfelvételt. A kapott értékek a terhelés függvényében 2,5-7,5 [A] között ingadoztak. Az 5. ábrán jól látható, hogy a motor által felvett áram növekvő fordulatszám és terhelés esetén nő, azonban csak csökkenő mértékben.



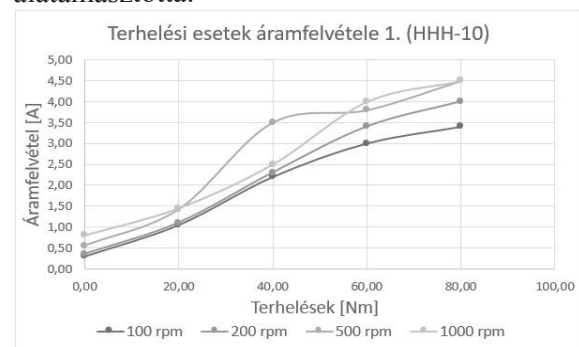
5. ábra: SV2-10 hajtásrendszer áramfelvétele

A vezérlőegység maximális terhelése, vagyis 10 [A] áram felvétele mellett 500 [1/min] fordulatszámra a fékkel szerelt hajtásrendszer 183 [Nm], míg a felépítésében nagyon hasonló, de fék nélküli verzió 175 [Nm] forgató-nyomaték leadására volt képes, amelyek igen magas értékek ekkora befoglaló méretű hajtásokhoz viszonyítva. Belső hőmérséklet mérésére kizárólag a síkkerekes egységeknél van lehetőség, csak ezen típusok rendelkeznek beépített hőmérő szenzorral. Az elvárásoknak megfelelően mind a hőkamera, mind a szenzor az eltelt idővel arányosan növekvő hőmérsékletet jelezett. Végül a hajtóművek visszaállási pontosságáról és torziós merevségéről is értékes adatokat gyűjtöttünk. A visszaállási pontosság ellenőrzéséhez 10,5 [m] távolságra vetítettük a mérőpad karjára erősített lézermutató jelét. A kart vízszintes helyzetből kitérítettük (60-90°), majd azonos értékkel visszairányítottuk, végül a falon lévő jelek eltérését leolvastuk. A kezdő- és végpont közötti eltérés alapján a hajtásrendszerek visszaállási pontossága 0,0055°. A kapott eredmények ellenőrzéséhez a kihajtó oldali enkóder jelét is vizsgáltuk, amely a fékes hajtóműnél 0,0035°, a fék nélkülinél 0,0036° eltérést mutatott. Torziós

merevség tekintetében az SV2-10 hajtóműnél 0,07 [arcmin/Nm] értéket kaptunk, 35 [Nm] maximális terhelés mellett. Ez az érték kimagasló a jelenleg elérhető precíziós hajtóművek között.

5. HENGERES KERES (HHH) HAJTÁSRENDSZEREK MÉRÉSI EREDMÉNYEI

A hengeres kerekes hajtásrendszerek egyik nagy előnye, hogy a hengeres rugalmas elem könnyebben deformálható, ezáltal kisebb erő hat a gördülő elemekre, mint a sík tárcsa esetében. Ezt az üzem közben tapasztalt alacsonyabb, 0,3-4,5 [A] közötti áramfelvétel értékek és a jobb mechanikai hatásfok is alátámasztotta.

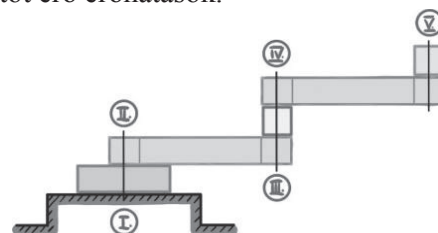


6. ábra: HHH-10 hajtásrendszer áramfelvétele

A kisebb veszteségek miatt a hajtóműház hőmérsékletének emelkedése is csekély, a legmagasabb hőmérséklet a kezdeti ingadozást követően 27 [°C] alatt marad. Ezen hajtóművek visszaállása a lézeres mérések alapján hasonló, a kihajtó oldali enkóder szerint viszont 0,0044° körüli, így tehát néhány ezred fokkal pontosabb, mint síkkerekes társaiké.

6. ROBOTKARON VÉGZETT MÉRÉSEK

A kísérleti manipulátor karon három fontos mérést végeztünk el. Beszerelésre került egy OnRobot HEX-H hattengelyes erő/nyomaték szenzor, amelynek köszönhetően nagy pontossággal, valós időben voltak kirajzoltathatók a robotot érő erőhatások.



7. ábra: Kísérleti robotkar kitüntetett pontjai

Elsőként a manipulátor lehajlását vizsgáltuk a 7. ábrán látható kitüntetett pontokban. Az eredmények azt mutatták, hogy az I-II. pontban lévő síkkerekes hajtómű deformációja lényegesen kisebb, mint a két kar között lévő hengeres kerekes egységé.

Teszteket végeztünk a csuklópontok, valamint a teljes rendszer torziós merevségének megállapítására, amelyhez a robot egységes oldalirányú terhelésére volt szükség. A hattengelyes szenzor segítségével rögzíthetők, majd normálhatók voltak a terhelésekhez tartozó elmozdulások.

Végül ellenőriztük, hogy a robot összetett pályák leírását követően mekkora pontossággal képes a kijelölt pontra visszatérni. Ehhez a vezérlőben meghatároztunk egy pályát, majd a lehajlásnál és torziós merevség mérésénél alkalmazott lézeres jelöléssel megfigyeltük, hogy egy, illetve két ciklust követően mekkora eltérést tapasztalunk.

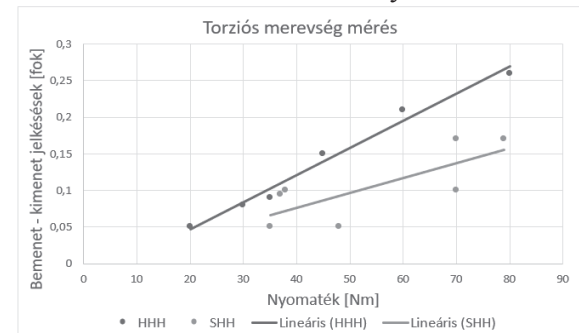
7. EREDMÉNYEK ÉRTÉKELÉSE, ÖSSZEHASONLÍTÁSA

A vizsgálatok elvégzését követően összehasonlításra kerültek a mérési eredmények. Fontos megjegyezni, hogy a szervomotorok LCR műszerrel mért induktivitás és rezisztencia értékei mind a négy hajtásrendszerrel eltértek a katalógusban megadottaktól, így a méréseket a korrigált értékekkel végeztük el.

A síkkerekes hajtásrendszerek működése láthatóan stabil, hiszen esetükben folyamatos terhelés mellett konstans áramfelvételt tapasztaltunk, azonban a terhelés növelésével fajlagos áramfelvételük csökkent, így az is megállapítható, hogy a síkkerekes hajtómű üzemeltetése alacsony terhelés mellett kevésbé gazdaságos. A síkkerekes egységek torziós merevsége nagyobb, visszaállási pontosságuk pedig $0,0035^\circ$, amellyel robusztusabbnak és pontosabbnak bizonyultak, mint hengeres kerekes társaik.

A hengeres kerekes hullámhajtóművel szerelt egységek indítási nyomatéka alacsony, a terhelés növelésével pedig meredeken nő az áramfelvétel, amely arra enged következtetni, hogy ezen hajtóművek főként alacsony terhelésen működtethetők gazdaságosan. Torziós merevségük a rugalmas elem kialakításából adódóan kisebb, visszaállási pontosságuk pedig $0,0044^\circ$, ezáltal valamivel kevésbé pontosak, mint a síkkerekes hajtóművek. A 8. ábrán jól látható, hogy a terhelés növelésével

mekkora volt a sík- és hengeres kerekes hajtóműveknél tapasztalt szögeltérés. Fontos azonban megjegyezni, hogy a kapott visszaállási pontosság és torziós merevség értékek mindkét esetben igen jónak számítanak a konkurens termékekhez viszonyítva.



8. ábra. Sík- és hengeres kerekes hajtásrendszerek különböző terhelésen vett szögeltérése

A kísérleti manipulátoron végzett mérések azt mutatják, hogy a hajtásrendszerek összetett szerkezetük miatt nagyobb mértékben deformálódtak, mint a robot karjai, azonban a lehajlás kinyújtott állapotban továbbra is igen kis mértékű. A torziós merevség tekintetében is hasonló következtetések voltak levonhatók. Különösen jó eredményeket kaptunk a robot visszaállási pontosságának mérésénél, ugyanis a manipulátor két teljes ciklus lefuttatása után is $0,05^\circ$ -os pontossággal állt vissza a kiindulási pozícióba.

8. ÖSSZEFOGLALÁS

A K.K.K. 99 Kft. által kifejlesztett precíziós hullámhajtómű egységeken elvégzett tesztek és mérések eredményei alapján elmondható, hogy a robotkar és a hajtásrendszerek a várt paramétereknek megfelelően működtek, igazodnak a precíziós alkalmazásokhoz. A projekt során szerzett tapasztalatok és következtetések alapján jövőbeli terveink között szerepel a hajtóművek további finomhangolása, valamint egy hajtásrendszer termékcsalád összeállítása.

9. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] www.harmonic-drive.com
- [2] Krisch R.: Síkkerekes hullámhajtóművek fejlesztése, PhD értekezés, BME, 2010.
- [3] Kardos Sz., Krisch R.: Síkkerekes hullámhajtómű alapelemeinek optimalizálása GÉP 2015/6. pp. 65-68.

DRÓN TÖMEGÉNEK CSÖKKENTÉSE ÉS HATÓTÁVJÁNAK NÖVELÉSE GENERATÍV TERVEZÉSSSEL

WEIGHT REDUCTION AND RANGE INCREASE OF UAV USING GENERATIVE DESIGN

Seregi Bálint Leon demonstrátor, balint.seregi@gmail.com
Dr. Ficzer Péter, egyetemi adjunktus, ficzer.peter@kjk.bme.hu

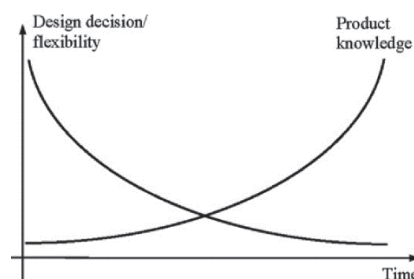
ABSTRACT Generative design has the potential to be optimized with different parameters by a design method based on artificial intelligence, by defining the design problem. The use of this method on a drone frame is to be presented with an explanation of the various design phases. The goal of the optimisation was to be able to fit a battery with a larger capacity onto the UAV and compensate its increasing weight with the reduction of the drone frame using a generative algorithm. As the production possibilities were limited, the adaptation to the selected manufacturing technology was also taken into account during the optimization.

1. BEVEZETÉS

A gépészeti tervezés egy komplex folyamat. A mérnöknek egy konstrukció tervezése során nem csak a funkcionális elvárások kielégítésére és a biztonságra kell tervezni, hanem a költségekre, felhasználói igényekre, élettartamra és gyárthatóságra is figyelnie kell. Éppen ezért egy termék tervezésekor több fajta változat megalkotása után választja ki a legoptimálisabb, minden igénynek elégségesen megfelelő verziót. A rapid prototyping elterjedésének köszönhetően már lehetőség van gyorsan legyártani és tesztelni mindegyik változatot. Ennek ellenére megfigyelhető a tervezési paradoxon jelensége, mely a termék ismeretének és a tervezési döntések viszonyát mutatja az idő függvényében a termék tervezésétől a gyártásig (1. ábra) [1]. Ennek a mérnöki hatásnak szintén kiemelkedő befolyása van a költségekre, legnagyobb részt a tervezési fázisban és a gyártás előkészítésben. A paradoxon kiküszöbölésére alkalmas a rapid prototyping. Ennek főbb okai:

- növeli a hatékonyabb kommunikációt a tervezők között a több és gyorsabb iterációkkal
- csökkenti a fejlesztési időt
- csökkenti a költséges hibák esélyét (rejtett hibák)

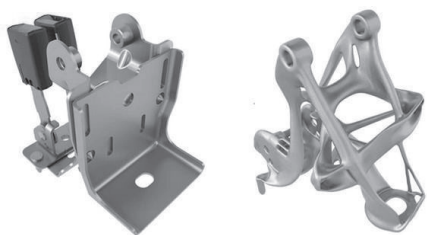
- növeli a termék élettartamát a szükséges funkciók hozzáadásával és a felesleges funkciók kiküszöbölésével a tervezés elején
- lehetővé teszi a termék korai javítását már a koncepció fázisában



1. ábra A tervezési paradoxon

Az additív, azaz anyaghozzáadással járó gyártástechnológia merőben különbözik az elődje, a szubtraktív technológiától. A forgácsolás történetében, mikor megjelent a számítógépes vezérlés (Computer Numeric Control), a technológia nagyot ugrott előre hatékonyságban, termelékenységekben és pontosságban is. Megjelentek az 5-tengelyes gépek, valamint a 6-tengelyes robotkarok is, melyek esetében a szerszám és a megmunkálandó anyag a korlátozó tényezők. Vannak ugyanis olyan geometriák, melyet nem tud legyártani még a 6-tengelyes robotkar sem, mivel egyszerűen a szerszám nem fér oda egyes konkáv területekre. Az a keményebb, nehezen megmunkálható anyagok esetén pedig szükség van erősebb anyagból készült szerszámra, szerszám kialakításra és különleges megmunkálási paraméterekre is. Továbbá a leválasztott anyagmennyiségtől függően a forgács, mint veszteség jelenik meg. [2] Korunk technológiai ipari kihívásai egyre nagyobb méreteket öltenek. Egyre kisebb tömegű és térfogatú alkatrészekre van szükség a megfelelő szilárdsági tulajdonságok megtartása vagy javítása mellett. Ezek mellett a

szűkülő határidők betartása is egyre nagyobb kihívást jelent. Ezekre a generatív tervezés kínál megoldást. A technológiával több külön részegységből álló összeállításokat egy alkatrészre lehet összevonni, ami a szerelési és gyártási időt csökkenti. Gyakran az így megtervezett alkatrészeknek kedvezőbb szilárdsági tulajdonságaik vannak, mint a több részegységből álló összeállításoknak. A kisebb tömeg kevesebb anyagfelhasználást jelent és a járművekben hatékonyabb. Mivel ez egy automatizált tervezési folyamat, ezért jelentősen kevesebb időt igényel, mint a hagyományos tervezés, így sok munkaórát meg lehet spórolni és lerövidül a termék piacra kerülési ideje.



2. ábra. Az eredeti és a generatív konstrukció

Leggyakrabban a járműipari felhasználásokról lehet olvasni, ahol egy vagy több alkatrészből egy tömeg csökkentett konstrukciót alkotnak. Ez közlekedési szempontból nyilvánvaló, hiszen környezeti hatást és költségeket csökkentő megoldás a kisebb fogyasztás és nagyobb fékteljesítmény miatt. A General Motors-nál például egy új optimalizált üléstartót terveztek, amely egy szabványos autóalkatrész, amely rögzíti a biztonsági öv rögzítőit az ülésekhez és az üléseket a padlóhoz. Míg előzőleg ez konzol nyolc darabból volt összeillesztve, a generatív szoftver több mint 150 alternatív mintával állt elő, amelyek érdekes formákból álltak (4. ábra). A nyolc helyett egy rozsdamentes acélból készült darab, a GM által választott 40 %-kal könnyebb és 20 %-kal erősebb konstrukció lett mint ez előző hagyományosan tervezett konzol. [3] A tömegcsökkentés bemutatására egy kisméretű drón vázának átalakításához a generatív algoritmust használjuk fel. A cél, létrehozni egy kisebb méretű röpképes drónt egy generatív tervezett vázzal, ezzel csökkentve a gép tömegét. Az ok pedig, hogy egy adott teljesítményt leadó motorral felszerelt gépnek a maximális sebessége nagyrészt a gép össztömegétől is függ, tehát ennek minimalizálása kulcs szempont. Az akkumulátor tömegét sajnos nem lehet elég effektíven csökkenteni, mivel ennek változtatása

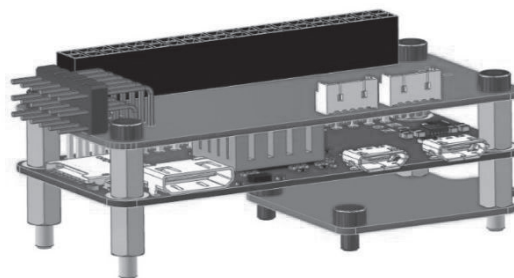
negatívan jelentkezik az elérhető hatótávon, ha kisebb akkucsomagot alkalmazunk. Éppen ezért a vázat akkora tömeggel szeretnénk csökkenteni, hogy az egy nagyobb akkucsomaggal is azonos tömegű legyen, ezzel növelve a hatótávot. A motor mérete szempontjából kedvező, hogy kereskedelmi forgalomban kaphatóak nagy teljesítményű, de kis méretű kivitelek. A vezérlés és elektronika szempontjából pedig a szükséges ESC-ket (Electronic Speed Controller) tartalmazza és egy PXFmini autopilot kártyát, ami a Raspberry Pi Zero fedélzeti számítógéphez csatlakoztatva elvégzi a létfontosságú funkciókat, mint a stabilizálás és az RC kapcsolat létrehozás.

2. MÓDSZER

Mivel a négy motor teljesítménye 2800 grammos teherbírást eredményez, ez jelenti a drón kritikus tömegét, ami alatt kell maradni a tervezés során. A váz nélküli tömeg, tehát az egyéb alkatrészek, mint a motorok, nyomtatott áramkörök és az akkumulátor összesen 404 grammot nyomnak. Ez a megengedett tömeg egy hetede, mely azt is jelenti, hogy a drón nagyobb sebességet is el tud érni, valamint a fogyasztása is kedvezőbb még a váz minimalizált tömegével is. A váz anyaga ABS műanyagból készül, melynek paramétereit (1. táblázat) fogjuk felhasználni a váz generálásakor is

1. táblázat ABS műanyag mechanikai tulajdonságai [4]

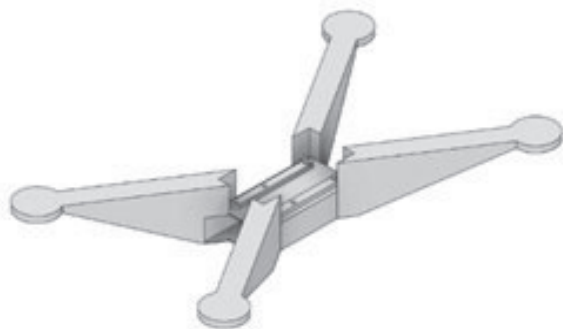
Young modulus [GPa]	2.24
Szakítószilárdság [MPa]	29.6
Sűrűség [g/cm ³]	1.06
Poisson együttható	0.38



3. ábra. Az elektronika a drón agya, melyről a jármű teljes vezérlése történik

Először egy alapkoncepció létrehozása szükséges. Az elektronikát lehetőség van egy tömbként kezelni a kialakításuknak köszönhetően. (3. ábra). Az akkumulátor elhelyezése az elektronika alá kerül a motorok síkjá alatt 38 mm-

rel, mivel ezzel a tömegközéppont is ez alá a sík alá kerül, így egy stabilabb repülést biztosítva egy adott fokig, mint egy inga. A tervezés szempontjából szükség van egy alap modellre, melyen meg kell adni a megmaradó régiókat, rögzítési pontokat és terheléseket. A megmaradó régiók jelentik azokat a területeket, melyhez az algoritmus nem nyúlhat, nem módosíthatja. Esetünkben ez a motorok rögzítési pontjai, melyen a kerek tárcsák a nagyolt modellen. Továbbá az elektronikát két bordához szeretnénk rögzíteni, melyeket szintén megmaradónak adunk meg, az akkumulátor dobozának a falával egyetemben. Rögzített kényszerként a bordákban elhelyezett furatokat adtuk meg, ezzel lekötve a modell összes szabadsági fokát. A terheléseket a motorok rögzítési pontjaira adtuk meg, 7 N-nal felfelé, mellyel a motorok felhatjőerejét szimuláljuk. Egy másik terhelési esetben pedig az akkumulátor súlyát szimulálva, a korongokat rögzítettük és a központi sík felületre került a terhelés 14 N nagysággal. Mivel a legveszélyesebb terhelések nem a tervezett, normál menetciklus alatt keletkeznek, hanem a váratlan meghibásodásokból vagy repülési balesetekből adódó erők, így a legrosszabb eset (Worst-case-scenario) kockázatelemzési elvét felhasználva, további három terhelési esetet definiáltunk, melyek frontális, oldal és 45 fokos irányból való becsapódást vizsgálnak akkora terheléssel, mely a drón vázát érné egy 6 méterről való zuhanás végén a becsapódás pillanatában. Ennek értéke kb. 307 N, melyet a tárcsákra definiáltunk, esetenként különböző szögekkel.



4. ábra. A nagyolt modell, melyet kezdőformának használunk fel

A szimulációhoz kezdeti geometriaként a nagyolt modellt sdtuk meg, hogy az algoritmus egy ilyen jellegű geometriával kezdje az optimalizálást. Ez a megmaradó és akadály régiók mellett engedi kissé befolyásolni a geometriát. Ha az általunk

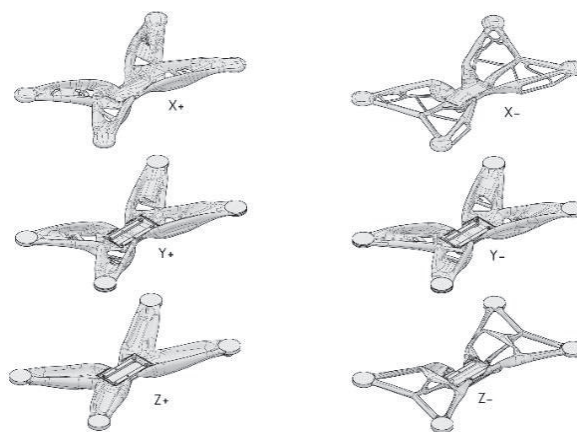
megadott kezdeti geometria eleve nem felel meg a terheléseknek, akkor az algoritmus ettől el fog térni, tehát a kialakuló geometriát csak a megmaradó és akadály régiókkal lehet kontrolálni, ha például kritikus, hogy a generált modellnek milyen irányú és mekkora kiterjedése lehet.



5. ábra. A megmaradó régiók (zölddel) és az akadály geometria (pirossal)

3. VIZSGÁLAT

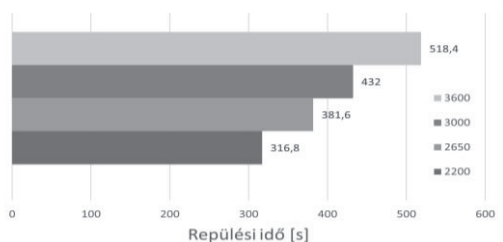
A tömegcsökkentésnek köszönhetően lehetőség van egy nagyobb kapacitású akkumulátort helyezni a drónra, mellyel több repülési időt érhetünk el.



6. ábra. A generált eredmény a lehetséges építési irányukkal

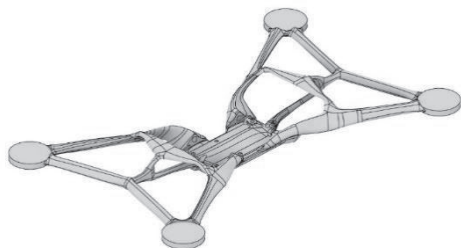
Az alap koncepció szerint a 2200 mAh-s akkumulátort tartalmaz a drón, de a tömegcsökkentésnek köszönhetően egy nagyobb kapacitású csomag felhasználása is lehetőség nyílt úgy, hogy az össztömeg nem növekszik. A 2200 mAh-ás csomagnak 168 gramm a tömege, az ennél egy lépcsővel magasabb kapható kapacitás a 2650 mAh-ás csomag, melynek tömege 232 gramm. Az össztömeg ezzel csökken, mivel a váz tömegén többet csökkentettünk, mint amennyi a két akkumulátor tömegének a különbsége. A generatív váz tömege 79 g. A

kapacitásnövekedéssel elért repülési idő pedig ezzel akár 65 másodperccel növekedhet. (7. ábra)



7. ábra. Elérhető repülési idő a különböző kapacitású akkumulátorokkal

Kiválasztásra a Z- építési irányú modell lett kiválasztva. (8. ábra) A legnagyobb ébredő feszültség ott jelentkezett, ahol a felhasználó által megadott megmaradó régiók és a program által generált részek találkoznak. Ennek további csökkentése érhető el a megmaradó régiók pontosabb megválasztásával, valamint a szimulációk többszöri iterálásával, illetve a biztonsági tényező növelésével. További fontos tervezési paraméter, az orientáció gyártás esetén. Mivel az ABS ma már igen elterjedt a hobbi 3D nyomtatós körökben és a piacon kapható FDM nyomtatók is megfelelő minőségben tudnak nyomtatni, így az algoritmust additív gyártásra való optimalizálásra is be lett állítva. Ez esetben a szoftver figyelembe veszi a rétegek orientációját a terhelésekhez képest, így a kialakult geometriát ennek megfelelően a lehető legerősebbre kívánja alakítani. Ez mind a tervező, mind a szoftver részéről fontos paraméter, mivel az egyes orientációk között a megengedett legnagyobb feszültség értéke akár a másfélszerese is lehet [5]



8. ábra. A kiválasztott váz, mely tömegben és merevségben is megfelel a meghatározott feladathoz

4. ÖSSZEGZÉS

A generatív tervezéssel történő tömegcsökkentés került bemutatásra egy drón esetében. Látható volt, hogy ezzel a módszerrel egy hatékonyabb koncepció létrehozására tettünk szert. A generatív tervezés megfelelő használata számos téren nyújt segítséget egy új vagy egy már meglévő koncepció

kialakításában. A járművek tömegének csökkentése mindig is fontos szempont volt az iparban, így ennek egyre szélesebb használata ezen a téren várható. Az e-mobilitás terén is sok segítséget jelenthet, mivel a legnagyobb probléma mindig az akkumulátorok mérete és tömege, mely nagyban kihat a fogyasztásra és a hatótávra is. Bár egy személyautó esetében a tömegcsökkentés komplexebb, a bemutatott példa jól tükrözi, hogy ez egy forradalmi megoldás lehet a jövő járműiparára nézve. Más szempontból pedig fontos az is, hogy a megnövekedett számítási kapacitásoknak köszönhetően már sokkal több típusú koncepciót tudunk összehasonlítani, ezzel is megadva a lehetőséget, hogy a lehető legoptimálisabb megoldást válasszuk tervezéskor.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A bemutatott kutató munka az Arkance Systems HU Kft. támogatásával valósult meg.

6. IRODALOM

- [1] Chang, K.H.: Product Performance Evaluation using CAD/CAE (Academic Press), 2013, URL <https://books.google.hu/books?id=tc47vqyr4GACL>.
- [2] Siva Rama Krishna and P.J. Srikanth. Evaluation of environmental impact of additive and subtractive manufacturing processes for sustainable manufacturing. Materials Today: Proceedings, 45:3054–3060, 2021. ISSN 2214-7853. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.12.060>. , International Conference on Advances in Materials Research - 2019.
- [3] Alderton, M.: Driving a lighter, more efficient future of automotive part design, 2021, <https://www.autodesk.com/customer-stories/general-motors-generative-design> Accessed: 2021.06.21
- [4] Martinetti, Margaryan, van Dongen: Simulating mechanical stress on a micro Unmanned Aerial Vehicle body frame for selecting maintenance actions, Procedia Manufacturing, 2018, p 61-66, ISSN 2351-9789
- [5] Y. Tanoto, J. Anggono, I. Siahaan, W. Budiman: The effect of orientation difference in fused deposition modeling of ABS polymer on the processing time, dimension accuracy and strength, AIP Conference Proceedings, 2017, <https://doi.org/10.1063/1.4968304>

A SZIGMOID GÖRBÉK MULTIDISZCIPLINARITÁSA

THE MULTIDISCIPLINARITY OF SIGMOID CURVES

Szabó Ferenc János, PhD, 3515 Miskolc Egyetemváros, Gép- és Terméktervezési Intézet

ÖSSZEFOGLALÁS (ABSTRACT, INHALT). A cikk többféle, szigmoid jellegű (S-alakú) görbét mutat be. A görbék sokféle jelenség leírására alkalmasak, tulajdonságaikat megismerve a vizsgált jelenségek viselkedése, lefolyása mélyebben megismerhetővé válik, előrejelezhetőek lehetnek, ami számos esetben nagyon hasznos lehet. Ennek szemléltetésére a cikkben konkrét példák találhatók, az élet különböző területeiről származó jelenségek vizsgálatára.

1. BEVEZETÉS

A növekedési vagy telítődési jelenségeket leíró, S-alakú formázó görbéket szigmoid (azaz s- jellegű) görbéknek is nevezik. Ezek a görbék az élet számos területén használatosak az ilyen jelenségek leírására, tanulmányozására, sőt ezek alapján trendek is azonosíthatók, vagy egy jelenség jövőbeli alakulására vonatkozó kijelentések, következtetések is megfogalmazhatók. Ezeket a görbéket akár méltán nevezhetnénk multidiszciplináris görbéknek is, mivel számos tudományterület vizsgálatoknál találkozhatunk velük (biológia – populációdinamika, közgazdaságtan – termékek életciklus görbéje, orvostudomány – daganatok növekedése, környezetvédelem – légköri szennyezés és tengerek műanyagszennyezettsége, agrár alkalmazások – halállományok növekedése, erdőgazdálkodás, optimum kereső algoritmusok iterációtörténeti függvénye). A szigmoid görbékkel végzett vizsgálatokra számos példát találhatunk a szakirodalomban:

A szigmoid görbék felfedezése és vizsgálata az 1700-as évek végére tehető, Malthus (1798) [1] munkásságához kapcsolódóan, aki azt mondta ki, hogy bármilyen biológiai faj (így az ember is) létszámának pillanatnyi növekedése függ attól, hogy éppen mennyi az aktuális létszám. Bevezette a belső növekedés üteme nevű paramétert (növekedési ráta, r). Ha r értéke állandó, akkor a populáció időbeli növekedését leíró függvény exponenciális növekedést ír le. Ez nagy térségekben, zavartalanul szaporodó fajokra igaz. Napjainkban az ilyen növekedésre ad példát Gordon E. Moore 1965-ös, a számítógépek kapacitásának 1,5 évenkénti megduplázódására vonatkozó törvénye [2], vagy az internet felhasználók számának növekedése. Az exponenciális növekedési ütem azonban nem tartható fenn zavartalanul hosszú távon. Pierre-Francois Verhulst belga matematikus (1847) [3] megoldotta azt az esetet, amikor a populációknak van egy bizonyos szaturációs (telítődési) szintje, K . Erre az esetre értelmezte és bevezette a logisztikus növekedés fogalmát. A növekedési folyamat kezdetén az exponenciális növekedéshez hasonló a viselkedés. A telítődés elérésével a növekedés leáll, azaz a populáció létszáma egy konstans értéken állandósul, ami a szaturáció jelensége. Ez a korlátozott térben lezajló növekedési folyamatok modellje. Pearl és Reed szerzőpáros 1920-ban az USA népességének előrejelzésére [4] használta és felelevenítette a logisztikus növekedés vagy logisztikai görbe elnevezéseket. A görbe S alakja alapján honosodott meg a szigmoid (s- alakú) görbék elnevezés.

A szigmoid görbék közelítésekor szükség van a regressziós együttható számítására, hogy látható, számszerűsíthető és ellenőrizhető legyen a közelítés jósága. A regressziós

együtthatót lineáris közelítés esetére a legkönnyebb kiszámolni, ezért célszerű az S alakú görbét olyan transzformációnak alávetni, amivel az alakja egyenessé alakítható, például a logaritmus alkalmazásával. Egy ilyen transzformációt dolgozott ki Fisher és Pry (1971) [5]. A Fisher- Pry transzformáció lényege, hogy alkalmazva a $F = N/K$ transzformációt, akkor $\ln(F/(1-F)) = rt + b$, tehát a logisztikus függvény helyett egy egyenest kapunk, melynek meredeksége r . Az egyenesre pedig már könnyen kiszámítható a regressziós együttható.

Olyan esetekre, amikor a növekedési folyamat során a kezdeti időszakban sem exponenciális a növekedés, Bertalanffy (1938) végzett vizsgálatokat [6] és létrehozta a Bertalanffy-féle növekedési görbét, amit cápák testhosszának növekedési üteme vizsgálatára használt. Később kiderült, hogy ez a görbe haszonnal alkalmazható különféle halállományok vizsgálatára és az erdőgazdálkodásban is, 2003-ban pedig Kozuko és társai [7] az orvostudományban daganatos sejtek szaporodásának vizsgálatára alkalmazták. Richards 1959-ben [8] a Bertalanffy görbét módosította és a növények növekedésének vizsgálatára is alkalmassá tette.

A szigmoid görbék közgazdaságban, iparban és terméktervezésben, termékek bevezetésének, életciklusának vizsgálatában való alkalmazhatóságát teszik lehetővé Mansfield (1961) [9] és Rogers (1962) [10] eredményei az innovációk terjedésének és az ipari technológiai eljárások bevezetési sebességének vizsgálatára vonatkozóan. Jang, Show- Ling és munkatársai (2005) [11] kevert modell létrehozásával 29 OECD ország és Tajvan esetében vizsgálták a mobiltelefonok elterjedését, mely szintén szigmoid függvényre vezetett.

Meyer (1994) [12] arra hívta fel a figyelmet, hogy létezhetnek olyan pulzáló folyamatok, amikor egy növekedési folyamatra épülve egy újabb kezdődik (biológusztikus, tri- logisztikus, multi- logisztikus növekedés). Erre épül Silverberg és Lehnert (2003) munkája [13] az evolúciós gazdasági növekedés modelljére vonatkozóan. A szigmoid görbék társadalomtudományi jelenségekre való alkalmazására érdekes példákat találhatunk Nikosz (2009) munkájában [14].

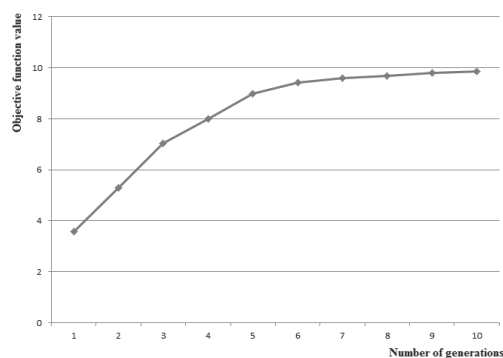
A szigmoid görbéket, deriváltjaikat és integráljukat Szabó többféle területen is alkalmazza: Kimutatta, hogy a különböző sportágak világsúcs- eredményeinek száz éves történetét bemutató görbe szintén szigmoid görbe (2011) [15], valamint értelmezte a különböző technikai fejlesztéseknek az eredmények görbéjére gyakorolt hatását. A szigmoid görbék tulajdonságainak, az egyenletekben szereplő paramétereknek, a görbék deriváltja, integrálja vizsgálatával (2017) [16] egy szempontrendszerrel fejlesztett ki (EBSYQ, Evolutionary Based System for Qualification of Group Achievements, azaz csoportok teljesítményének evolúciós alapú összehasonlító és minősítő módszere), amely objektív, jól számszerűsíthető módon, finom különbségeket is kimutatva lehetővé teszi különböző tanulói csoportok, vagy támogatásra jelentkezők, állásinterjú résztvevők, egymással versengő csoportok minősítését, rangsorolását. A módszer széleskörű alkalmazhatóságát mutatja, hogy hatékonyan alkalmazható optimumkereső algoritmusok, módszerek összehasonlításához is (2018)[17], vagy ugyanazon módszer többféle beállításainak

összehasonlítására, miközben nem szükséges a módszer többszöri futtatásának elvégzése, a futásidő többszöri végigvárása, hanem a görbék korai szakasza alapján történő közelítések felhasználásával ennek az időnek kétharmada is megtakarítható. Ez a multidiszciplináris optimálás korszakában esetleg több nap időnyereséget is eredményezhet. Szintén a szigmoid görbék multidiszciplinaritását, rugalmasságát emeli ki, hogy a világ és Európa műanyag- gyártásának utóbbi évtizedekre vonatkozó görbéjét vizsgálva, amelyek szintén szigmoid jellegűt mutatnak, becslést és jövőképet ad (2019) [18] a tengerek, óceánok műanyagszennyezettségének jövőbeli alakulásáról. Szabó az említett vizsgálatokhoz kifejlesztett egy közelítési módszert, melynek során a görbék legkisebb négyzetek elve szerinti közelítését optimumkeresési problémaként írja fel, melyben a célfüggvény az eltérések összege, aminek a minimumát keressük, a változók pedig a szigmoid görbék egyenletében szereplő paraméterek, melyeknek a Nelder- Mead [19] optimumkereső algoritmussal keresi meg a legkisebb eltéréseket adó értékeit. Ennek során a Fisher- Pry transzformációt is felhasználja, így a közelítés jószágának ellenőrzéséhez megadja a regressziós együttható értékét is. A regressziós együttható értékének összehasonlításából az is eldönthető, hogy a vizsgált jelenség viselkedése inkább a logisztikus függvényhez, vagy esetleg a Bertalanffy függvényhez van-e közelebb. A szigmoid görbék közelítésére Kehl és Sipos [21] mutat be példákat. Az EBSYQ módszer tanulói csoportok összehasonlítása történő alkalmazását mutatja be Rézsó Ferencné [20], zárthelyit megíró hallgatók teljesítményének vizsgálatával. A továbbiakban tekintsünk néhány konkrét példát, jelenségek szigmoid görbékkel történő vizsgálatára.

2. OPTIMUMKERESŐ ALGORITMUSOK ITERÁCIÓS GÖRBÉJE

Az optimumkereső algoritmusok a kitűzött célfüggvény szélsőértékét igyekeznek megtalálni, adott feltételek kielégítése mellett. Ehhez egy olyan módszert, folyamatot követnek, amelyet minél többször elvégezve, egyre közelebb kerülünk a keresett szélsőértékhez. Ennek a folyamatnak az az előnye, hogy nem szükséges a létező összes lehetséges kombináció vizsgálata, mert az nagyon hosszadalmas lenne, hanem az alkalmazott ötletes gondolatmenet kevesebb számítással jut majd el az optimumig. Ezt a folyamatot az algoritmus alkalmazói igyekeznek minél jobban figyelemmel kísérni, követni, mivel nagyon fontos, hogy az adott eredmény eléréséhez az algoritmus hányszor értékeli ki a célfüggvényt, hányszor ellenőrizi a feltételeket, hány iterációt végez, stb. A feltételek és/vagy a célfüggvény számítása napjainkban hosszas végeleges számításokat igényelhet, tehát az a cél, hogy az optimális megoldáshoz ezeket minél kevesebbszer számolja ki az algoritmus. Az algoritmus számítási folyamatának megfigyeléséhez gyakran használják az iterációtörténeti görbét (1. ábra), ami az iterációk számának növekedése függvényében a célfüggvény legjobb értékének változását írja le. Maximum keresés esetén tehát a legnagyobb elért célfüggvény érték változását adja. Az algoritmus tartalmazhatnak több olyan paramétert is, amelyeknek beállítása, megváltoztatása gyorsíthatja, lassíthatja a működését, illetve javíthatja fontos tulajdonságait (lokális optimumra való ráfutás veszélye, stb). Ezen a beállítások legjobb értékeinek, az értékek legjobb kombinációjának megtalálásához az optimumkeresési folyamatot többször, többféle beállításokkal is el kell végezni, amelyekből a legjobb viselkedést biztosító kombináció kiválasztható. A multidiszciplináris optimálás megjelenésével ma már olyan nagy, sok számítást igénylő modellek is vizsgálhatók, melyek esetén a számítási folyamat akár több hetet is

igénybe vehet. Ezt a többhetes folyamatot kellene többször is elvégezni, hogy összehasonlíthassunk többféle algoritmus- beállítást, többféle paraméter- kombinációt, a legjobb beállítás megtalálásához. Ezt a hosszadalmas kísérletezési folyamatot lehet rövidíteni, ha felismerjük, hogy az optimumkereső algoritmusok iterációtörténeti görbéje az optimális megoldáshoz történő fokozatos közeledés miatt egy telítődő, szigmoid típusú görbe, és elindítva a folyamatot, a görbét közelítve a kezdeti eredményekből következtetéseket vonunk le arra nézve, hogy milyen gyorsan működik az algoritmus, milyen célfüggvény- optimum lenne várható a folyamat végén, azaz nem kellene végigvárni a több hetes futásokat ahhoz, többféle beállításokat összehasonlítsunk. Ezzel felére, vagy szerencsés esetben akár harmadára is csökkenthető lehet a tesztelés, numerikus kísérletek, beállításkeresési folyamat időszükséglete.



1. ábra. Egy jellemző iterációtörténeti görbe

1. Táblázat. A görbékézelítés hatékonysága

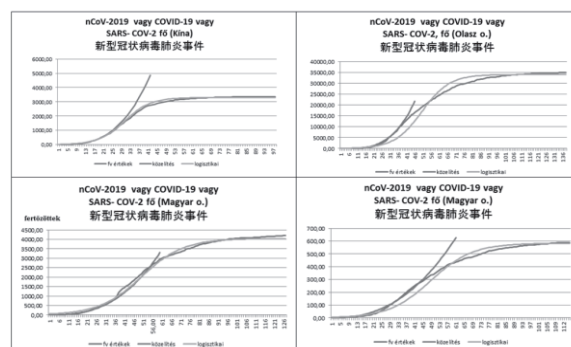
	K	r	c
Eredeti görbe	10	0,41	1,0
Közelítés 4 ponttal	9,88	0,39	0,97

Az 1. táblázatból látható, hogy a teljes futást (10 iteráció) kifejező iteráció történet görbét 4 pontból sikerült jó minőségben közelíteni, tehát a vizsgálat idejét az eredeti időszükséglet 25%-ára csökkentettük. A K, r és c paraméterek a görbe egyenletének paraméterei, az eredeti és a 4 ponttal közelített görbe nagyon közel esik egymáshoz, a regressziós együttható 0.998475631. A görbe egyenlete:

$$y = \frac{K}{1 + ce^{-rx}} \quad (1)$$

3. AZ ÚJ TÍPUSÚ KORONAVÍRUS TERJEDÉSÉNEK VIZSGÁLATA

A 2. ábra a SARS-COVID-19 vírus által okozott fertőzések és halálozások alakulását mutatja, az első hullám esetén, azaz 2020 március-augusztus közötti időszakban.

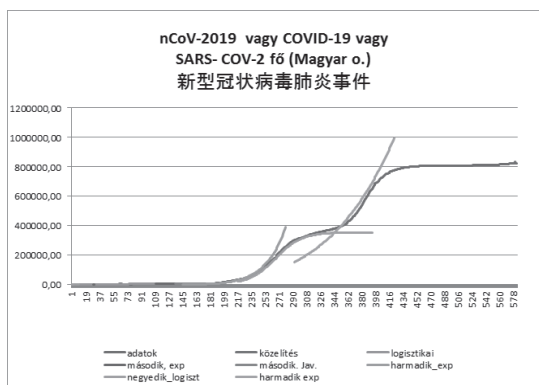


2. ábra. A COVID-19 első hullám görbéi

A 2. ábrán a betegség időbeli alakulásának folyamata látható, a kínai és olasz görbe az elhunytak számának időbeli növekedését mutatja, a magyar görbék a fertőzöttek számát és a halálozások számát mutatják. A görbék lefolyása nagyon jellegzetes, a logisztikai görbét követik. Ezeknek a görbéknek a tanulmányozása és napi szinten történő követése, közelítése mutatott rá arra a nagyon fontos tényre, hogy a teljes görbe két részből áll, a korlátlan fejlődés szakaszából és a telítődés, vagyis korlátozott fejlődés szakaszából, ami a leállásig tart. Amíg a korlátlan fejlődés szakaszán vagyunk, addig semmit nem szabad mondanunk a görbe második részéről, mert még nem történtek meg azok az intézkedések, amik a korlátozott fejlődést okozzák majd. Visszaülva az optimális algoritmusokra, a korlátlan fejlődés szakaszában még nem léptek működésbe a tervezési feltételek, ezért ebben a szakaszban nem lesz pontos az optimalizációs folyamat kimenetelének előrejelzése sem. Ha ezt figyelembe vesszük, sokat javíthatunk az előrejelzés pontosságán és megbízhatóságán.

A vírus logisztikai görbéjének közelítésével már viszonylag korai szakaszban látható a „végkifejlet”, azaz mennyi lesz a leállásig fellépő halálozási szám, illetve a fertőzöttek számának alakulása. Ez nagy segítség lehet az egészségügyi szakemberek számára, hiszen jó pontossággal előre jelezhető a kapacitások (ágyszám, ápoló személyzet, orvosok, stb) szükséges mennyisége, hatékonyabban tervezhető a védekezés.

A közreadott járványügyi adatokra végzett görbéközelítések eredményeként előállnak a görbék egyenletében szereplő paraméterek, amelyek pontos, számszerű értékekkel mutatják a görbék jellemzőit (növekedési sebesség, elérhető maximum, hol válik el a korlátlan és a korlátos fejlődés szakasza, stb), ezek alapján összehasonlíthatók lehetnek az egyes országok, vagy egy-egy országon belül különféle régiók vírusellenes intézkedései, védekezésük hatékonysága is.



3. ábra. Az első három hullám és a negyedik kezdete 2021 október 7-én (Magyar fertőzöttek száma)

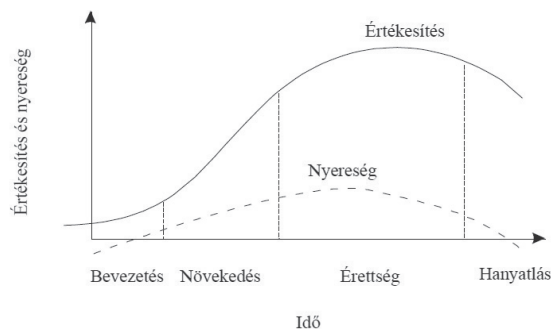
A további hullámok görbéi a bilogisztikus, illetve trilogisztikus görbét követik (3. ábra), sőt, e cikk írásakor, 2021 október elején kezdődőben van a negyedik hullám is, tehát még további emeletek épülhetnek egymásra. Ezek a görbék külön – külön is vizsgálhatók és összehasonlíthatók, így ugyanazon régió különböző betegség- hullámai hasonlíthatók össze.

4. VILÁGTENGEREK MŰANYAGGAL TÖRTÉNŐ SZENNYEZŐDÉSÉNEK VIZSGÁLATA

A tengerekben műanyag szennyeződés olyan műanyag termékekből származik, amelyeket valamikor megvásároltak az emberek, de már nem lesz rájuk szükség, és eldobták, esetleg különböző illegális lerakókban helyezték el, stb. A műanyag termékek kb a 10%-a végzi a tengerekben

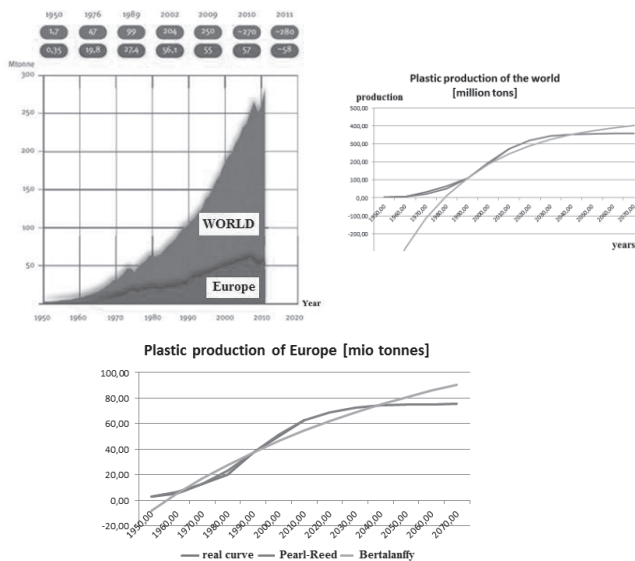
különböző szennyeződések okozva. Ezt figyelembe véve, tehát érdemes figyelni a műanyag termékek termelésének alakulását, mert ezeknek a tizede válik majd a tengerekben szennyeződéssé.

A műanyag termékekre, mint minden termékre, alkalmazható a logisztikai görbe, azaz a termék piacának van egy kezdeti, gyors növekedési szakasza, majd ez lelassul, végül megszűnik a növekedés, sőt ezután meredek csökkenés indulhat be, vagy akár ki is vonhatják a terméket a piacról (4. ábra).



4. ábra. A termékek életciklus-görbéje logisztikai görbe

Mivel a termékek bizonyos hányada (10 %) válik szennyeződéssé a tengerekben, ezért a szennyeződés volumenének görbéje is logisztikai görbét kell, hogy volumenének (5. ábra) [22].



5. ábra. A világ és Európa műanyag termelésének alakulása 1950 és 2000 között

A görbe közelítése módot ad arra, hogy akár 30- 40 évvel előre megbecsülhető legyen a szennyezés mértékének alakulása. Ha nemcsak a logisztikai görbével végezzük el a vizsgálatokat, hanem a Bertalanffy- féle növekedési görbével is (ennek nincs kezdeti gyors növekedési szakasza), akkor azt tapasztaljuk, hogy a logisztikai görbével történő előrejelzés egy derülátó, csökkenő, telítődő jövőképét ad, viszont a Bertalanffy görbe egy agresszívabb növekedést, borulátó jövőképét mutat. A borulátó görbe kissé jobb regressziót mutat a világ termelését tekintve, az európai termelésre inkább a logisztikai görbe, a derülátóbb jövőkép érvényes. Ennek oka talán a környezetudatosságban, a lebomló, környezetkímélő technológiák, az újrafelhasználás nagyobb európai

elterjedésében kereshető. Afrikában, Dél- Amerikában ez kevésbé jellemző tendencia.

5. KÖVETKEZTETÉSEK

A szigmoid görbék az élet többféle jelenségét is képesek leírni, ezért joggal nevezhetjük őket fokozottan multidiszciplináris görbéknek. A telítődési, növekedési jelenségek vizsgálata a szigmoid görbékkel jól leírható, így haszonnal alkalmazhatók az optimumkereső algoritmusok iterációtörténetének vizsgálatára, a COVID-19 koronavírus megbetegedések és halálozások számának időbeli változásának leírására, vagy a termékek életciklusának tanulmányozására is. A többféle jelenségeknek a görbéken keresztül történő mélyebb megértése, leírása lehetőséget ad arra, hogy a görbék tulajdonságainak , jellemzőinek újabb és újabb jelentését, újraértelmezését végezhessük el, ami a vizsgált jelenség viselkedését is új megvilágításba helyezheti, újabb ötleteket, meglátásokat adhat. Ilyen pl. a korlátlan fejlődés és korlátos fejlődés határpontjának fontossága, a koronavírus görbéjében felfedezve adódott, hogy ez előtt a pont előtt nem lesz elég pontos a görbe alapján végzett előrejelzés, ez használható az optimumkereső algoritmusok tervezési feltételek mellett történő vizsgálatához is. A koronavírus több hullámos viselkedése az újabb és újabb mutációk, variánsok kialakulásához köthető, ez a jelenség a terméktervezés során adhat ötletet a terméktervezők számára, hiszen a termékciklus vége felé, amikor a termék piaca nem növekszik kielégítően, vagy esetleg csökken, akkor újabb variánssal, egy „ütős” továbbfejlesztéssel újabb felütás érhető el.

6. IRODALOM

- [1] Malthus, T.: *An Essay on the Principle of Population*. Printed for J. Johnson in St Paul's Church- Yard, Londondn, 1798.
- [2] Moore, E. G.: *Cramming more Components onto Integrated Circuits*. Electronic Magazine 38 (8):pp. 114- 117, 1965.
- [3] Verhulst, P.- F.: *Deuxieme memoire sur la loi d'accroissement de la population*. Mémoires de l'Académie Royale des Sciences, des Lettres et des Beaux- Arts de Belgique. 20. 1- 32, 1847, Retrieved 18 February 2013.
- [4] Pearl, R.; Reed, L. J.: On the Rate of Growth of the Population of the US since 1790 and its Mathem. Representation. *Proc. of the National Academy of Sciences*. Vol. 6. No 6. pp. 275-288, 1920.
- [5] Fisher, J. C., Pry, R. H.: A Simple Substitution Model of Technological Change, *Technological Forecasting and Social Change*, 3. pp. 75- 88, 1971.
- [6] Bertalanffy, L.: Principles of Theory of Growth. In: *Fundamental Aspects of Normal and Malignant Growth*. Amsterdam. pp. 137-259, 1960.
- [7] Kozuko, F., Bajzer, Z.: Combining Gompertzian Growth and Cell Population Dynamics, *Mathematical Biosciences*, 185 pp. 153- 167, 2003.
- [8] Richards, F. J.: *A Flexible Growth Function for Empirical Use*. Journal of Experimental Botany, 10, pp. 290- 300. 1959. <http://dx.doi.org/10.1093/jxb/10.2.290>
- [9] Mansfield, E.: Technical Change and the Rate of Imitation. *Econometrica*, Vol. 29, No.4. pp. 741- 766. October, 1961.
- [10] Rogers, M. E.: *Diffusion of Innovations*. (Third edition). The Free Press, Macmillan Publishing Co. Inc., New York, USA. p. 236. 1962.

- [11] Jang, S.L., Dai, S. C., Sung, S.: The pattern and Externality Effect of Diffusion of Mobile Telecommunications: the Case of OECD and Taiwan. *Information Economics and Policy*, 17, pp. 133-148, 2005.
- [12] Meyer, W. B., Turner, B. L. (editors): *Changes in land use and land cover: a global perspective*. Cambridge University Press, pp. 537 + Xi , 1994. ISBN 0 521 47085 4.
- [13] Silverberg, G., Lehnert, D.: Evolúciós káosz: növekedés és fluktuációk az „alkotó rombolás” Schumpeter- féle modelljében. In: Fokasz Nikosz (szerk.): *Káosz és nemlineáris dinamika a társadalomtudományokban*. Typotex kiadó, 2003.
- [14] Nikosz, F.: *Növekedési görbék, társadalmi diffúzió, társadalmi változás*. http://www.socialnetwork.hu/cikkek/FokaszDiffuzio_o.pdf Legutóbbi felkeresés: 2019. nov. 22.
- [15] Szabó, F. J.: Analógia a sport- világcúcsok története és az evolúciós optímáló algoritmusok iteráció- története között. *GÉP*, LXII; 9- 10., pp. 28-31. , 4p. (2011).
- [16] Szabó, F. J.: Evolutionary Based System for Qualification and Evaluation of Group Achievements (EBSYQ). *International Journal of Current Research*, ISSN: 0975-833X, Vol. 9, Issue 08, pp. 55507 – 55516, August, 2017. www.journalcra.com/sites/default/files/21246.pdf
- [17] Szabó, F. J.: Optimumkereső algoritmusok iterációtörténetének vizsgálata. *GÉP*, 69. (4), pp. 82- 85. 2018. (ISSN 0016- 8572)
- [18] Szabó, F. J.: Application of sigmoid curves in environmental protection. In: Szita Tóthné, Klára, Jármai Károly, Voith Katalin (szerk.): *Solutions for Sustainable Development: Proceedings of the 1st International Conference on Engineering Solutions for Sustainable Development*, (ICESSD 2019). London, Egyesült Királyság / Anglia: CRC Press, pp. 1- 7, 7p. 2019.
- [19] Nelder, J. A., Mead, R.: A simple method for function minimisation. *Computer Journal* 7. : pp 308- 313. doi: 10.1093/comjnl/7.4.308, 1965.
- [20] Rézsó F.-né: Sigmoid görbék alkalmazása tanulói csoportok eredményeinek vizsgálatához. *Multidiszciplináris tudományok, 10. kötet., (2020) 3 sz. pp. 195-211*. <https://doi.org/10.35925/j.multi.2020.3.25>
- [21] Kehl, D.; Sipos, B.: A telítődési, a logisztikus és az életgörbe becslése Excel parancsfájll segítségével. *Statistikai Szemle*, Vol. 87. No 4, 2009.
- [22] http://www.plasticseurope.org/documents/document/20121120170458-final_plasticsthefacts_nov2012_en_web_resolutio.pdf Legutóbbi megtekintés: 2019 január 22.

MEZŐGAZDASÁGI MELLÉKTERMÉKEK HASZNÁLATÁVAL KÉSZÜLT KOMPOZITOK VIZSGÁLATA EVŐESZKÖZÖK GYÁRTÁSÁHOZ

TESTING COMPOSITES USING AGRICULTURAL BY- PRODUCTS FOR THE PRODUCTION OF CUTLERY

Ungár Péter¹, Dr. Kovács Sándor², Havas Zsuzsanna³

ABSTRACT

This paper describes a process that has resulted in an apricot seed shell reinforced polylactic acid (PLA) composite that can be used to make forks and knives. As part of the process, the composition of the material was determined using Digimat software, and manufacturability was investigated using injection moulding simulations. The mechanical properties were investigated using finite element simulations and compared with measurements. An additional goal is the use of the developed composite in additive manufacturing

1. BEVEZETÉS

A cikk egy olyan folyamatot mutat be, melynek során egy barackmaghéjjal erősített politejsav (PLA) alapú kompozit anyag jön létre, melyből villa és kés gyártható, amik megfelelnek a termékkel szemben támasztott mechanikai szilárdságra vonatkozó előírásoknak. További cél a kompozit additív gyártásban való felhasználása, melyhez jelen munka egy megelőző kutatás része. A pozitív eredmények esetén indokolt a fejlesztett kompozit additív gyártással való részletes vizsgálata.

A folyamat részeként az anyagösszetételt Digimat szoftver segítségével határoztuk meg, majd fröccsöntés szimulációkkal vizsgáltuk a gyárthatóságot mind próbatest, mind végtermék szintjén. A szilárdsági jellemzőket végeselemes szimulációkkal vizsgáltuk, melyeket mérésekkel hasonlítottunk össze. Jelen cikk a folyamat szimulációs oldalára fókuszál.

A környezetvédelem és tudatosság népszerűbbé válásával megjelent az igény olyan mezőgazdasági melléktermékek alkalmazására korszerű, környezetbarát polimer kompozitok alapanyagaként, melyekkel fenntartható

végtermékek állíthatók elő. Egy lehetséges felhasználása ezeknek a tisztán műanyag, egyszerűhasználatos evőeszközök kiváltása.

Vizsgálatunk során mezőgazdasági melléktermékként a sárgabarackmag héja, valamint a dióhéj került elemzésre. Ezek mechanikai tulajdonságainak meghatározására a [1]-[9] cikkek szerzői különböző módszereket alkalmaztak. A leggyakrabban használt a nyomóvizsgálat volt, melyet eltérő nedvességtartalom, terhelési sebesség, terhelési irány mellett végeztek el.

2. ANYAGÖSSZETÉTEL

Az anyagösszetétel vizsgálatához összesen 450 különböző beállítású Digimat FE (Finite Element) szimuláció készült el. Az FE-modul lényege, hogy egy téglatestben adott paraméterek mellett a program létrehozza az erősítő szemcséket, így adott terhelési esetre kapott alakváltozás-erő görbéket végeselemes módszerrel határozza meg.

A kompozit anyagmodell szimulációk során 3 mátrixanyagot, 2 erősítő anyagot, 3 szemcsealakot, 5 szemcseméretet és 5 töltöttségi szintet vizsgáltunk. A mátrixanyagok, valamint az erősítő anyagok Poisson-tényezőjének és rugalmassági modulusának meghatározása laboratóriumi vizsgálatokkal történt. A dióhéj és barackmaghéj anyagmodelljét egy-egy kezdeti, előzetesen létrehozott kompozit próbatest szakítóvizsgálatával validáltuk.

A kezdeti elképzelés szerint a három mátrixanyag polisztirol (PS), politejsav (PLA) és polipropilén (PP) volt. A töltöttségi szint tömegszázalékban 10-20-30-40 % és 50 %. A szemcseméret eloszlása alapján kiválasztható, hogy milyen eloszlású és méretű töltőanyag az -

¹ tudományos munkatárs, Bay Zoltán Alkalmazott Kutatási Közhasznú Nonprofit Kft., Szerkezetintegritás és Gyártástechnológia Osztály

² vezető kutató, Bay Zoltán Alkalmazott Kutatási Közhasznú Nonprofit Kft., Szerkezetintegritás és Gyártástechnológia Osztály

³ termékfejlesztési specialista, Inno-Comp Kft., Alkalmazástechnika

optimálisabb. A Digimat szimuláció során a terhelés nyomás irányú volt.

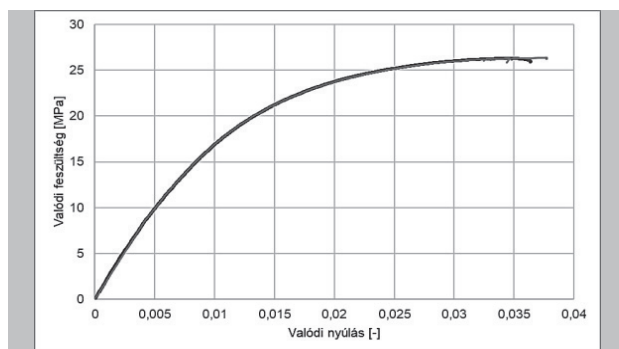
Az eredmények alapján a PP alapú kompozitok rugalmasabb, míg a PLA és PS alapú kompozitok ridegebb viselkedést mutattak. A PS további vizsgálatát elvetettük, mert környezetvédelem szempontjából hátrányosabb, mint a PLA és szilárdsági szempontból sem mutatott előnyösebb tulajdonságokat.

A próbatestes vizsgálatokhoz 6 kompozitot választottunk ki, melyek közül 2 kopolimer PP, 2 homopolimer PP és 2 PLA alapú volt. A barackmaghéj előnyösebbnek bizonyult a diónál. Az ideális töltöttségi szint PP esetében 30 %-os, míg PLA-nál 20 %-os volt. A szimulációk eredményei azt mutatják, hogy a finom szemcseméret kedvezőbb a nagyobb szemcsemérethez képest. Ez alól az egyik kopolimer PP alapú kompozit képez kivételt.

3. PRÓBATESTES VIZSGÁLATOK

A végtermékek vizsgálatához az anyagok képlékeny szakítógörbéire volt szükség. Ehhez próbatestes szakításokat kellett végezni. A gyárthatóság vizsgálata lehetővé tette, hogy a 6 kompozitból kiválasszuk a 3 legmegfelelőbbet, mellyel a végtermékek vizsgálatát el lehetett végezni. A fejlesztett kompozitokat összehasonlítottuk meglévő, iparban használt kompaund anyagokkal is.

A végtermékek vizsgálata céljából az MSC Marc vége-selemes programban létrehozott anyagmodelleket szükséges validálni. Ehhez a szakítóvizsgálatok szimulációi mérésekkel kerültek összehasonlításra, melyek jó egyezést mutattak, ahogy azt az 1. ábra is mutatja az egyik homopolimer PP alapú anyagnál.



1. ábra. Szakítóvizsgálatok mérési és szimulációs eredményei az egyik homopolimer PP alapú kompozitnál

A fröccsöntés szimulációkhoz a Moldex3D programot használtuk fel. A szabványos szakítóprobatetek szimulációja

mellett a vízfelvételi próbatetek modellezése is megtörtént. Az anyagokat több szempont alapján rangsoroltuk, melyek közül a legfőbb szempont a kitöltési nyomás, átlagos teljes deformáció, és a síktól való maximális eltérés volt.

A fröccsöntési szimulációk eredményei alapján kiválasztott három kompozit a finom szemcseméretű kopolimer PP, az egyik homopolimer PP és az egyik PLA alapú anyag lett.

4. VÉGTERMÉKEK VIZSGÁLATA

A kifejlesztett anyagokból prototípustermékek, villák és kések készültek. Gyártástechnológiai vizsgálatokat végeztünk Moldex3D-vel, valamint Design of Experiment (DOE) kísérlettervezéses módszerrel optimalizáltuk a folyamatok paramétereit. Elkészítettük a mechanikai vége-selemes szimulációkat a prototípus termékekre a jellemző igénybevételek figyelembevételével. Ehhez a próbatesteken validált anyagmodelleket használtuk. A szimulációkat összehasonlítottuk laboratóriumi mérésekkel.

4.1 Fröccsöntés szimulációk

A Moldex3D modell elkészítésekor elős lépés a CAD geometriák importálása, továbbá a szerszám geometriájának definiálása volt. A szimuláció mindkét prototípus termékhez egy 20 fészkes szerszámmal készült el, ahogy azt a 2. ábra is szemlélteti. Az elosztócsatorna 3 elágazást tartalmaz, míg a szimmetrikus kialakítás ellenére sem egyezik meg a fröccsnyomás minden fészkekben.



2. ábra. 20 fészkes elrendezés villa fröccsöntés szimulációjának esetére

A fröccsöntés szimulációk előnye, hogy a szerszám módosítása nélkül vizsgálhatóak meg különböző gátelrendezések, paraméterek, geometriai módosítások hatásai. Egy új termék gyártása előtt költséghatékony művelet, ha a próbagyártás előtt szimulációval támogatjuk meg a tervezési folyamatot.

A technológiai paramétereket a kezdetifuttatáshoz a Moldex3D által javasolt értékeknek vettük fel. A kísérlettervezési optimalizálás során a szoftver ezen kezdeti szimulációs eredményeket felhasználva, adott mennyiségű változó (kitöltési idő (kitöltés sebessége), utánnomási idő, olvadék hőmérséklete, a szerszám hőmérséklete) iterálása mellett többszöri futtatásra hajtódik végre mindaddig, míg a célértékként előírt teljes vetemedés minimalizálás be nem következik. Egy ilyen kisebb DOE mátrixhoz 9+1 futtatás szükséges. Ez összesen a két prototípusnál és három anyagnál 60 futást eredményezett.

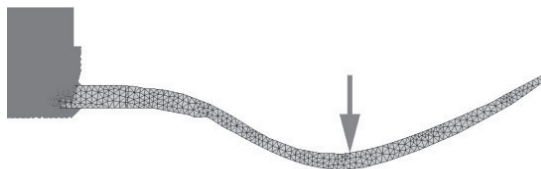
A DOE szimulációk során megkapjuk a megadott változók S/N arányát, vagyis a jel/zaj szintet. Ez megadja, hogy a paraméterek megváltoztatása milyen mértékben befolyásolja a célértéket. A nagyobb S/N arány jelenti a kedvezőbb beállítást. Ezek alapján definiálható az optimalizált paraméter kombináció.

A teljes vetemedés átlagának csökkenése a két PP alapú anyagnál villa geometriával 12 % és 5 % volt, míg késnél 7 % és 2 %. A PLA és barackmaghéj kombinációjánál ez az érték villánál 26 % a kiinduló szimulációhoz képest. A késnél a Moldex3D által javasolt kezdeti beállításai voltak a legkedvezőbbek.

4.2 Végeselemes szimulációk

A folyamat során fontos szempont volt a mechanikai szilárdsági megfelelés, illetve az evőeszköz felhasználásakor fellépő terhelések esetén a termék szerkezetintegritása. Ehhez a [10] kereskedelmi cikk leírás villánál két vizsgálatot, késnél egy vizsgálatot írt elő, melyeket egy saját elrendezéssel is kiegészítettünk.

Az első vizsgálat a villa flexibilitás vizsgálata, mely során a termék megfogása a száron, a terhelése a fogak tövénél történik, ahogyan azt a 3. ábra is vázolja.

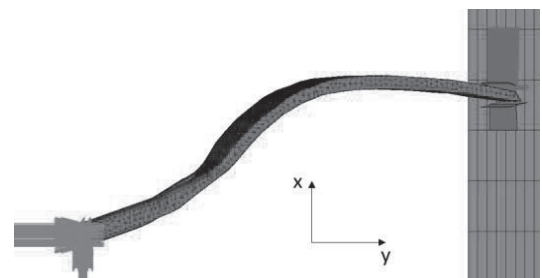


3. ábra. Villa fogtövének terhelése

Az előírás szerint a megfogás a fogak tövétől 50,8 mm-től indul. A terhelés megoszlik a csomópontokon, így a keresztmetszet mentén egyenletes. Az előírás szerint 4,44 N-nál a villa lehajlása nem haladhatja meg a 22,225 mm-t.

A második vizsgálat a villánál a fogak terhelhetősége volt. Ehhez a terheléseket a villa fogainak a végétől számított 6,35 mm-re kell elhelyezni. Az előírás szerint 4,44 N-os tömeget kell dróton egy bemetszett részben elhelyezni. A villa fogai megfelelőek, hogyha nem törnek el és nem lesz olyan nagy az alakváltozás, hogy a terhelés lecsússzon róla. A szimuláció során hogyha a fogak és a vízszintes sík pozitív szöget zárnak be egymással, a villa megfelel.

A villa harmadik típusú vizsgálata a valódi használat során fellépő terhelést szimulálja. Ehhez a villa szárát megfogva egy terhelő felülettel nyomjuk össze a darabot. A szára 70 °-os szöget zár be a vízszintessel. A fogak végének megtámasztására a szimulációban további felületek kerültek kialakításra, ahogy az a 4. ábra is látható. Eredményül egy erő-elmozdulás diagramot kapunk, valamint azt az erőt, melynél a villa károsodást szenved.



4. ábra. Villa terhelhetőségi vizsgálata

A késnél - a villához hasonlóan - a rugalmasságot szükséges vizsgálni, melyhez a befogást úgy kell elvégezni, hogy 101,6 mm legyen szabad a kés végétől számítva. A terhelést a kés hegyétől 12,7 mm-re kell elhelyezni. Az előírás szerint a kés megfelel, hogyha a lehajlása 4,44 N hatására nem haladja meg a 38,1 mm-t.

A másik két vizsgálati módszer a kés használata során fellépő terhelés szimulálása. A villához hasonló módon a kést is egy felülettel terheljük, mellyel a kés szára a vízszintessel 70 °-ot, illetve 25 °-ot zár be.

A szimulációk eredményeit az 1. táblázat foglalja össze. Az erő-elmozdulás görbék a mérésekkel összehasonlítva jó egyezést mutattak.

A két PP alapú kompozit közül a homopolimer PP mátrixanyagú volt a kedvezőbb szilárdság és gyárthatóság szempontjából is. A PLA alapú anyag megfelelt minden elvárásnak és erősebb volt a másik két kompozitnál. Az alapanyag előállítása a környezetvédelem

szempontjából ennél a legkedvezőbb. Összességében a továbbiakban ezzel az anyaggal érdemes dolgozni.

1. táblázat. Mechanikai szimulációk eredményei

Mennyiség	Mátrix-anyag	Érték	Megjegyzés
Villa fogtövének terhelése			
Lehajlás [mm] Határ 22,225 mm	kopo. PP	9,604	Megfelel
	homo. PP	8,684	Megfelel
	PLA	4,28	Megfelel
Villa fogainak terhelése			
Maximális lehajlás [mm]	kopo. PP	21,168	Megfelel
	homo. PP	18,05	Megfelel
	PLA	8,021	Megfelel
Villa terhelhetőségi vizsgálata			
Maximális erő [N]	kopo. PP	31,55	/
	homo. PP	40,9	
	PLA	78,43	
Kés oldalirányú terhelési vizsgálata			
Lehajlás [mm] Határ 38,1 mm	kopo. PP	37,723	Határon van
	homo. PP	30,863	Megfelel
	PLA	14,379	Megfelel
Kés terhelhetőségi vizsgálata 70 °-ban			
Maximális erő [N]	kopo. PP	20,74	/
	homo. PP	34,54	
	PLA	48,76	
Kés terhelhetőségi vizsgálata 25 °-ban			
Maximális erő [N]	kopo. PP	23,81	/
	homo. PP	27,73	
	PLA	38,48	

5. ÖSSZEFOGLALÁS

Jelen cikk bemutatott egy folyamatot, mely során három lehetséges mátrixanyagból és két erősítő anyagból kiválasztásra került 6 darab kombináció, mellyel próbatestes és szimulációs vizsgálatokat végeztünk el. Ezek eredményei alapján 3 anyaggal kétféle prototípusterméket elemeztünk gyárthatóság és mechanikai tulajdonságok szempontjából. Így jutottunk el egy olyan anyaghoz, melyből mezőgazdasági melléktermékeket felhasználva környezetkímélő módon lehet fröccsöntéses technológiával a felhasználásnak megfelelő szerkezeti

tulajdonságokkal rendelkező evőeszközöket gyártani. A továbbiakban a pozitív eredmények nyomán indokolt a fejlesztett anyag additív gyártásban való felhasználásának vizsgálata.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutatás a Nemzeti Kutatási, Fejlesztési és Innovációs Alap támogatásával valósult meg az „Alkalmazás orientált anyag-, technológia-, elméleti és vizsgálati módszerek fejlesztése - a tudásintenzív hazai ipar fejlődésének szolgálatában” című és TKP2020-NKA-18 számú projekt keretében. Köszönjük az együttműködést szakmai partnerünknek, az Inno-comp Kft.-nek.

7. IRODALOM

- [1] BRAGA, G.C et al.: Mechanical behaviour of macadamia nut under compression, 1999.
- [2] FAROOGH S., MOHAMMADALI H. D.: mechanical behaviour of Walnut under Cracking Conditions, Journal of Applied Sciences, 2008., ISSN 1812-5654
- [3] E. ALTUNTAS, Y. ÖZKAN; Physical and Mechanical Properties of Some Walnut (Juglans regia L.) Cultivars, International Journal of Food Engineering, 2008.
- [4] SEZAI E. et al.: Comparison of Some Physico-Mechanical Nut and Kernel Properties of Two Walnut (Juglans regia L.) Cultivars, 2011., ISSN 0255-965X
- [5] KOYUNCU, MA., K. EKINCI, E. SAVRAN: Cracking characteristics of walnut. Biosyst. Eng., 2004.
- [6] HOJAT A., HAMZEH F. AND HOSSEIN M.: Some Physical and Mechanical Properties of Apricot Fruits, Pits and Kernels (C.V Tabarzeh), University of Tehran, 2008., ISSN 1818-6769
- [7] HOJAT A., HAMZEH F. AND HOSSEIN M.: Post Harvest Physical and Mechanical Properties of Apricot Fruits, Pits and Kernels (C.V. Sonnat Salmas) Cultivated in Iran, University of Tehran, 2009.
- [8] KUBILAY V., FARUK Ö.: Mechanical behaviour of apricot pit under compression loading, Cukurova University, Turkey, 2004.
- [9] OLANIYAN, A. M., OJE, K.: Some aspects of the mechanical properties of shea nut, Biosystems Engineering, 2002.
- [10] A-A-3109B, kereskedelmi cikk leírás, 2006.

HOSSZIRÁNYBAN MOZGÓ, ÁLLANDÓ NAGYSÁGÚ FÜGGŐLEGES ERŐVEL TERHELT VÁLTOZÓ MEREVSÉGŰ ÉS CSILLAPÍTÁSÚ WINKLER-ALAPZATHOZ RÖGZÍTETT GERENDATARTÓ DINAMIKÁJA

DYNAMICS OF A BEAM SUPPORTED BY A WINKLER FOUNDATION OF VARIABLE STIFFNESS AND DAMPING LOADED BY A LONGITUDINALLY MOVING VERTICAL STEADY FORCE

Zábori Zoltán, PhD - Zobory István, Dr. Sc. professzor emeritusz

ABSTRACT

This paper deals with an approximate computation method for simulating the vertical displacement of an elastically supported Euler-Bernoulli beam on an inhomogeneous parameter Winkler foundation loaded by a longitudinally moving vertical steady force. The elaborated numerical solution is based on the Galerkin-method.

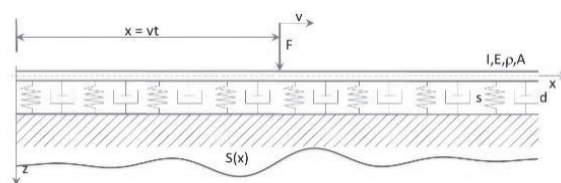
1. BEVEZETÉS

Jelen tanulmány egy pályairányban időben állandó sebességgel haladó és állandó nagyságú függőleges erőhatással terhelt, a hosszkoordináta szerint inhomogén merevségű és csillapítási tényezőjű *Winkler*-alapzatra erősített *Euler-Bernoulli* gerenda dinamikai elemzését tűzte ki célul. A kialakított modell a vasúti pálya-jármű rendszer dinamikai folyamatainak elemzéséhez szolgáltató előzetes megoldást. A gerendamodell mozgását leíró parciális differenciálegyenletet numerikus úton, első lépésben időfüggetlen függőleges irányú és sínpárt reprezentáló gerendán tovahaladó erőterhelés alkalmazásával oldjuk meg. Célunk a vizsgált inhomogén paraméteres alátámasztású gerendamodell parciális differenciálegyenletének a Galjorkin-féle numerikus közelítő módszerrel való megoldása a nyomvezetéses gépészeti rendszerek általános kezelésének megalapozásához.

2. A GERENDATARTÓ MOZGÁSEGYENLETÉNEK MEGOLDÁSA

A gerendamodell vizsgálatát motiváló vasúti vágány egyszerűsített dinamikai modelljét az 1. ábra mutatja. Itt az x helykoordináta szerint változó merevségi (esetleg csillapítási) paraméterrel bíró, azaz inhomogén *Winkler*-alapzatra erősített sínpár, és az

ezen $v = \text{állandó}$ sebességgel tovagördülő kerékpár függőleges kerékereje, az F erő jelenik meg. A rendszermodell matematikai leírása egy változó együtthatójú, negyedrendű lineáris inhomogén parciális differenciálegyenlettel történik [1]. Az egyenlet megoldására Galjorkin közelítő módszerét alkalmazzuk.



1. ábra A változó alátámasztási merevségű sínpár alkotta gerendán v sebességgel haladó F kerékterhelés

Állandó v sebességgel haladó és időben állandó F függőleges terhelőerő esetén az $s(x)$ inhomogén merevségű *Winkler*-alapzathoz kapcsolódó gerenda ismertetlen $z(x, t)$ függőleges kitérésére felírt parciális differenciálegyenlet az 1. ábra szerinti $\{x, t\}$ koordinátarendszerben az

$$IE \frac{\partial^4 z(x, t)}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 z(x, t)}{\partial t^2} + d \frac{\partial z(x, t)}{\partial t} + s(x)z(x, t) = F(t)\delta(x - vt) \quad (1)$$

alakot ölti, ahol I a sínpárt megjelenítő gerenda keresztmetszetének a hajlítás tengelyére vett másodrendű nyomatéka, E a sín-gerenda anyagának rugalmassági modulusza, A a sín-gerenda keresztmetszeti felülete, ρ a sín-gerenda anyagának sűrűsége, d a támasztó feltér hosszegységre eső csillapítási tényezője ($[d] = \frac{Ns}{m^2}$), s a támasztó feltér hosszegységre eső merevsége ($[s] = \frac{N}{m^2}$), F a konstans sebességgel tovamozgó állandó nagyságú függőleges erő, míg δ a Dirac-féle disztribúciót [8] jelöli. A feladat megoldás

dásához célszerű áttérni az x irányban (vízszintesen) v -állandó sebességgel mozgó $\{\xi, t\}$ koordinátarendszerre a $\xi = x - vt$ új változó bevezetésével. Ekkor az ismeretlen függőleges gerendakitérés függvény a mozgó koordinátarendszerben a $z_s(\xi, t)$ jelöléssel jelentkezik. Ekkor az (1) parciális differenciálegyenlet az alábbi alakot nyeri [2], [4], [5], [7]:

$$IE \frac{\partial^4 z_s}{\partial \xi^4} + \rho A (v^2 \frac{\partial^2 z_s}{\partial \xi^2} - 2v \frac{\partial^2 z_s}{\partial \xi \partial t} + \frac{\partial^2 z_s}{\partial t^2}) + d (\frac{\partial z_s}{\partial t} - v \frac{\partial z_s}{\partial \xi}) + s(\xi + vt, t) z_s = F \delta(\xi). \quad (2)$$

A gerenda mozgására vonatkozó két peremfeltétel:

$$\lim_{\xi \rightarrow \pm\infty} z_s(\xi, t) = 0. \quad (3)$$

3. AZ INHOMOGÉN WINKLER ALAPZATRA ERŐSÍTETT GERENDAMODELL EGYENLETÉNEK KÖZELÍTŐ MEGOLDÁSA

Vezessük be a gerenda hossza mentén értelmezett legalább kétszer folytonosan differenciálható egyváltozós $\varphi(\xi)$ függvényt, amely a teljes számegyenesen négyzetesen integrálható és kielégíti a (3) peremfeltételeket.

Ismeretes, hogy a $(-\infty, \infty)$ intervallumon értelmezett, a (3) peremfeltételeket kielégítő és négyzetesen integrálható $f(\xi)$ és $g(\xi)$ függvény $S(f, g)$ skalár szorzatát az alábbi impropius integrál kifejezés definiálja [3], [9]:

$$S(f, g) = \int_{-\infty}^{\infty} f(\xi) g(\xi) d\xi. \quad (4)$$

Első lépésként tegyük fel, hogy a $z_s(\xi, t)$ valóban megoldása a (2) parciális differenciálegyenletnek és szorozzuk meg skalárisan a megoldandó (2) egyenlet mindkét oldalát a most bevezetett tulajdonságú $\varphi(\xi)$ függvénnyel. Ekkor az

$$S(IE \frac{\partial^4 z_s}{\partial \xi^4} + \rho A (v^2 \frac{\partial^2 z_s}{\partial \xi^2} - 2v \frac{\partial^2 z_s}{\partial \xi \partial t} + \frac{\partial^2 z_s}{\partial t^2}) + d (\frac{\partial z_s}{\partial t} - v \frac{\partial z_s}{\partial \xi}) + s(\xi + vt) z_s, \varphi(\xi)) = S(F \delta(\xi), \varphi(\xi)). \quad (5)$$

t -paraméteres algebrai egyenletet kapjuk. Az egyenlet bal oldalán a skaláris szorzás első tényezőbeli linearitását alkalmazva a következő alakra jutunk:

$$\begin{aligned} & IES \left(\frac{\partial^4 z_s}{\partial \xi^4}, \varphi(\xi) \right) + \rho A v^2 S \left(\frac{\partial^2 z_s}{\partial \xi^2}, \varphi(\xi) \right) \\ & - 2\rho A v S \left(\frac{\partial^2 z_s}{\partial \xi \partial t}, \varphi(\xi) \right) + \\ & + \rho A S \left(\frac{\partial^2 z_s}{\partial t^2}, \varphi(\xi) \right) + d S \left(\frac{\partial z_s}{\partial t}, \varphi(\xi) \right) - \\ & - d v S \left(\frac{\partial z_s}{\partial \xi}, \varphi(\xi) \right) + S(s(\xi + vt) z_s, \varphi(\xi)) = \\ & = S(F \delta(\xi), \varphi(\xi)) \quad (6) \end{aligned}$$

A további tárgyalásunkhoz fontos tény, hogy a skalár szorzatot jelentő impropius integrálokban az

integrandusbeli ξ szerinti parciális deriváltak átalkíthatók, éspedig a parciális integrálás szabályának alkalmazásával. Könnyen beláthatóak az alábbi deriválás áttolási összefüggések:

- 1) $IES \left(\frac{\partial^4 z_s(\xi, t)}{\partial \xi^4}, \varphi(\xi) \right) = IE \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\partial^4 z_s(\xi, t)}{\partial \xi^4} \varphi(\xi) d\xi = IE \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\partial^2 z_s(\xi, t)}{\partial \xi^2} \frac{d^2 \varphi(\xi)}{d\xi^2} d\xi$
- 2) $\rho A v^2 S \left(\frac{\partial^2 z_s(\xi, t)}{\partial \xi^2}, \varphi(\xi) \right) = \rho A v^2 \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\partial^2 z_s(\xi, t)}{\partial \xi^2} \varphi(\xi) d\xi = -\rho A v^2 \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\partial z_s(\xi, t)}{\partial \xi} \frac{d\varphi(\xi)}{d\xi} d\xi$
- 3) $-2\rho A v S \left(\frac{\partial^2 z_s(\xi, t)}{\partial \xi \partial t}, \varphi(\xi) \right) = -2\rho A v \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\partial^2 z_s(\xi, t)}{\partial \xi \partial t} \varphi(\xi) dx = 2\rho A v \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\partial z_s(\xi, t)}{\partial t} \frac{d\varphi(\xi)}{d\xi} d\xi$
- 4) $-d v S \left(\frac{\partial z_s(\xi, t)}{\partial \xi}, \varphi(\xi) \right) = -d v \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\partial z_s(\xi, t)}{\partial \xi} \varphi(\xi) d\xi = d v \int_{-\infty}^{\infty} z_s(\xi, t) \frac{d\varphi(\xi)}{d\xi} d\xi$

Vizsgáljuk most azon skalár szorzatokat, amelyekben az ismeretlen $z_s(\xi, t)$ függvény vagy annak a t idő szerinti parciális deriváltjai fordulnak elő a következő jelölések bevezetésével:

$$a(t) = \rho A S \left(\frac{\partial^2 z_s(\xi, t)}{\partial t^2}, \varphi(\xi) \right), \quad (7)$$

$$b(t) = S \left(\frac{\partial z_s(\xi, t)}{\partial t}, \varphi(\xi) \right) + 2\rho A v \frac{d\varphi(\xi)}{d\xi}, \quad (8)$$

$$\begin{aligned} c(t) = & IES \left(\frac{\partial^2 z_s(\xi, t)}{\partial \xi^2}, \frac{d^2 \varphi(\xi)}{d\xi^2} \right) - \\ & - \rho A v^2 S \left(\frac{\partial z_s(\xi, t)}{\partial \xi}, \frac{d\varphi(\xi)}{d\xi} \right) + \\ & + S(z_s(\xi, t), s\varphi(\xi + vt)) + d v \frac{d\varphi(\xi)}{d\xi}. \quad (9) \end{aligned}$$

Fentiek alapján a (2) differenciálegyenlet mindkét oldalán a $\varphi(\xi)$ függvénnyel vett skalár szorzatát tekintjük. A jobb oldalon $S(F \delta(\xi), \varphi(\xi)) = F \varphi(0)$ eredmény írható, ugyanis a skalár szorzat dménye: $\int_{-\infty}^{\infty} F \delta(\xi) \cdot \varphi(\xi) d\xi = F \varphi(0)$. Végül is, ha $z_s(\xi, t)$ az (5) egyenlet megoldása, akkor az

$$a(t) + b(t) + c(t) = F \varphi(0) \quad (10)$$

időfüggő algebrai egyenlőségnek minden t időpontban fenn kell állnia.

Az előzőekben a szerepeltetett $\varphi(\xi)$ függvényről a legalább kétszeri folytonos differenciálhatóság és a $(-\infty, +\infty)$ intervallumon fennálló négyzetes integrálhatóság Ez a követelmény igen sok, eltérő szerkezetű függvénnyel kielégíthető. Temészetes, hogy valamely a differenciálhatósági feltételnek és a

négyszetes integrálhatósági feltételnek megfelelő, továbbá a bevezetett skalárszorzatra nézve ortonormált $\{\varphi_i(\xi)\}_{i=1}^{\infty}$ függvényrendszer elemei megfelelnek a feltételeknek. Ismeretes, hogy *ortonormált* függvénysorozat esetén a sorozatból vett tetszőleges függvénytárhoz a skalár szorzatokra kapott szám teljesíti a megadott

$$S(\varphi_i(\xi), \varphi_j(\xi)) = \delta_{ij} = \begin{cases} 0 & \text{if } i \neq j \\ 1 & \text{if } i = j \end{cases} \quad (11)$$

tulajdonságot, ahol δ_{ij} Kronecker-féle szimbólum. Megjegyezzük, hogy ha a két függvény ortonormált, akkor azok lineárisan függetlenek is.

4. NUMERIKUS MEGOLDÁS GALJORKIN MÓDSZERÉVEL

Az inhomogén Winkler alapzathoz kapcsolt gerendaként modellezett vasúti pályának a mozgó kerék-pár okozta F pályamenti időfüggő helyzetéhez kötött, v sebességgel mozgó koordináta-rendszerben a kialakuló függőleges $z_s(\xi, t)$ kitéréseit a (2) parciális differenciálegyenlet írja le. A támasztómező pályahossz-menti függőleges merevségének $s(x)$ inhomogenitása alkalmas szerkezetű alapfüggvény eltolási, dilatációs és amplitudóbeállítási transzformációs paraméterek rendszerével építhető be a modell differenciálegyenletébe. A (2) egyenlet numerikus közelítő megoldásával azt határozzuk meg, hogy a kiinduláskor a szimulációban tekintetbe vett pályamerevség paraméterek mellett a sín gerenda $\xi = 0$ helyei függőleges kitérése miképp alakul.

Jelen tárgyalásunkban rögzített paraméterekkel bíró támasztómerevség függvény esetére vizsgáljuk a parciális differenciálegyenlet numerikus közelítő megoldását. A megoldás során alapvetően támaszkodunk a 3. pontban bemutatott eljárásra, miszerint az n -számú különböző, a peremfeltételeknek eleget tevő legalább kétszer folytonosan differenciálható $\varphi_i(\xi)$ függvényekkel a (2) parciális differenciálegyenlet mindkét oldalát sorozatosan skalárisan megszorozzuk a (4)-szerinti skalárszorzat definíció alkalmazásával. Így n -számú t -függő algebrai egyenletet nyerünk. Az n -számú függvénynek egy *ortonormált* $\varphi_1(\xi), \varphi_2(\xi), \dots, \varphi_n(\xi)$ függvénysorozat első n -függvényét célszerű választani. Ismeretes, hogy az ortonormált függvénysorozat elemei lineárisan függetlenek is, így ez a véges indexig tekintett függvénysorozat az ismeretlen $z_s(\xi, t)$ L_2 függvényterületbeli konstrukciójához közelítő ortonormált bázist szolgáltat.

Galjorkin módszere szerint a (3) peremfeltételeket kielégítő, ortonormált és így egyben lineárisan független elemű $\varphi_1(\xi), \varphi_2(\xi), \dots, \varphi_n(\xi)$ függvények (a bázisfüggvények) rendszerét felhasználva a gerenda differenciálegyenletének közelítő megoldását a bázisfüggvények *egyelőre határozatlan időfüggést mutató együtthatójú lineáris kombinációja* alakjában állítjuk elő:

$$z_s(\xi, t) = \sum_{j=1}^n T_j(t) \varphi_j(\xi). \quad (12)$$

Ezt a hipotetikus megoldásformát (*Ansatz*-ot) a szükséges parciális deriválások elvégzése után behelyettesítjük a korábban nyert azon n -számú algebrai egyenletbe, amelyeket a differenciálegyenlet mindkét oldalának a $\varphi_1(\xi), \varphi_2(\xi), \dots, \varphi_n(\xi)$ függvényekkel való sorozatos skaláris szorzásával a (10) szerinti alakban állítottunk elő.

A szükséges behelyettesítések és a (11) ortogonalitási feltételek figyelembe vételével az n számú eddig határozatlan $T_1(t), T_2(t), \dots, T_n(t)$ együttható függvényre egy másodrendű közönséges differenciálegyenlet-rendszerre vonatkozó kezdeti érték probléma adódik, amely numerikusan megoldható:

$$\sum_{j=1}^n [\ddot{T}_j(t) a_{ij} + \dot{T}_j(t) b_{ij} + T_j(t) c_{ij}(x)] = F \varphi_i(0), \quad i = 1, 2, \dots, n.$$

$$T_j(t_0) = T_{j0}, \quad j = 1, 2, \dots, n. \quad (13)$$

A továbbiakban a kapott (13) közönséges, lineáris, változó együtthatós differenciálegyenlet-rendszert (DER) mátrixegyütthatós alakban írjuk fel:

$$\mathbf{A} \ddot{\underline{T}}(t) + \mathbf{B} \dot{\underline{T}}(t) + \mathbf{C}(t) \underline{T}(t) = \underline{F}. \quad (14)$$

A szereplő együttható mátrixok a bázisfüggvényrendszer elemeiből és azok derivált függvényei skalár szorzataiból felépülő elemekkel, valamint egyes skalár szorzatokba beépülő pályamerevség inhomogenitási függvénnyel vannak meghatározva:

$$\begin{aligned} \mathbf{A} &= [\rho A S(\varphi_j, \varphi_i)]_{i=1, \dots, n}^{j=1, \dots, n} \\ \mathbf{B} &= [2\rho A v S(\varphi_j, \varphi'_i)]_{i=1, \dots, n}^{j=1, \dots, n} + [dS(\varphi_j, \varphi_i)]_{i=1, \dots, n}^{j=1, \dots, n} \\ \mathbf{C}(t) &= [IES(\varphi''_j, \varphi''_i) - \rho A v^2 S(\varphi'_j, \varphi'_i) + dS(\varphi_j, \varphi'_i) + S((\xi + vt)\varphi_j, \varphi_i)]_{i=1, \dots, n}^{j=1, \dots, n} \\ \underline{F} &= F[\varphi_1(0), \varphi_2(0), \dots, \varphi_n(0)]^T. \end{aligned}$$

A keresett $T_1(t), T_2(t), \dots, T_n(t)$ időfüggő együttható függvények rendszerét a (14) közönséges differenciálegyenlet-rendszerre vonatkozó kezdeti érték probléma numerikus megoldásával nyerjük.

A tekintetbe vett $\varphi_1(\xi), \varphi_2(\xi), \dots, \varphi_n(\xi)$ függvények egy ortonormált függvénysorozat első elemei. Számos vizsgálat tapasztalata azt mutatja, hogy célszerű a *Hermite*-polinomokból (<https://hu.wikipedia.org/wiki/Hermite-polinomok>) kiindulni [9]. A *Hermite*-polinomok generálására az alábbi képzési utasítás szolgál:

$$H_n(\xi) \stackrel{def}{=} (-1)^n e^{\xi^2} \frac{d^n}{d\xi^n} (e^{-\xi^2}), \quad n = 0, 1, 2, \dots$$

Ismeretes, hogy a *Hermite*-polinomok a $\rho(\xi) = e^{-\xi^2}$ súlyfüggvényre nézve ortogonális függvényrendszert alkotnak, azaz:

$$\int_{-\infty}^{\infty} H_i(\xi) H_j(\xi) \rho(\xi) d\xi = 0, \quad \text{ha } i \neq j.$$

Az n -edik Hermite-polinom norma-négyzetére érvényes, hogy:

$$\|H_n(\xi)\|^2 = \int_{-\infty}^{\infty} e^{-\xi^2} [H_n(\xi)]^2 d\xi = 2^n n! \sqrt{\pi},$$

$$n = 0, 1, 2, \dots$$

A továbbiakban célszerű a súlyfüggvény nélküli skalár szorzatos tárgyalást lehetővé tenni. Tekintettel az $e^{-\xi^2} = e^{-\frac{\xi^2}{2}} e^{-\frac{\xi^2}{2}}$ összefüggésre a $\left\{H_n(\xi) e^{-\frac{\xi^2}{2}}\right\}_{n=0}^{\infty}$

ortogonális függvény rendszer a normával való osztás után az ortonornáltság követelményét kielégítő új formájú

$$\varphi_n(\xi) = (2^{n-1}(n-1)! \sqrt{\pi})^{-\frac{1}{2}} H_{n-1}(\xi) e^{-\frac{\xi^2}{2}},$$

$$n = 1, 2, \dots$$

ortonormált függvényt sorozat adódik, mivel érvényes, hogy a fenti $\{\varphi_i(\xi)\}_{i=1}^{\infty}$ függvény sorozat elemeire fennáll, hogy

$$\int_{-\infty}^{\infty} \varphi_n(\xi) \varphi_m(\xi) d\xi = \delta_{nm},$$

ahol δ_{nm} a Kronecker-szimbólum. A most kimutatott ortonormáltságból következik, hogy a $\{\varphi_i(\xi)\}_{i=1}^{\infty}$ függvényt sorozat elemei lineárisan függetlenek is a $(-\infty, +\infty)$ intervallumon négyzetesen integrálható függvények lineáris terében.

Kimutatható [1] szerint $\{\varphi_i(\xi)\}_{i=1}^{\infty}$ függvényt sorozat elemei kielégítik az alábbi

$$\left(\frac{n+1}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \varphi_{n+1}(\xi) - \xi \varphi_n(\xi) + \left(\frac{n}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \varphi_{n-1}(\xi) = 0,$$

rekurzív egyenletrendszert, vagy átalakítás után az

$$x^2 \varphi_n(\xi) = \frac{1}{2} [(n+1)(n+2)]^{\frac{1}{2}} \varphi_{n+2}(\xi) + (2n+1) \varphi_n(\xi) + [n(n-1)]^{\frac{1}{2}} \varphi_{n-2}(\xi).$$

rekurzív egyenletrendszert. A fentiekén túl érvényes még a $\{\varphi_i(\xi)\}_{i=1}^{\infty}$ függvényt sorozat elemeinek első és második deriváltjainak magukkal a $\{\varphi_i(\xi)\}_{i=1}^{\infty}$ elemeivel való kifejezését megadó rekurzív egyenlet pár:

$$\varphi_n'(\xi) = \sqrt{2n} \varphi_{n-1}(\xi) - x \varphi_n(\xi),$$

$$\varphi_n''(\xi) = (\xi^2 - 2n - 1) \varphi_n(\xi).$$

A fenti kifejezésekből a már bemutatott skalár szorzatos kifejezések érvényesítésével meghatározhatjuk a korábban bevezetett \mathbf{A} tömeg, \mathbf{B} csillapítási és \mathbf{C} merevségi mátrixokat könnyen adódik, hogy:

$$\mathbf{A} = \rho \mathbf{A} \mathbf{E},$$

ahol \mathbf{E} $n \times n$ méretű egységmátrix.

A \mathbf{B} csillapítási mátrix konstans elemű tridiagonális mátrix, ennek elemeit az alábbi módon számíthatjuk ki:

$$b_{i,i} = 2\sqrt{2i} \rho A v + d, \quad b_{i,i-1} = -\sqrt{2i} \rho A v,$$

$$b_{i,i+1} = -\sqrt{2(i+1)} \rho A v.$$

A \mathbf{C} merevségi mátrix előállításához három rész mátrixból tevődik össze:

$$\mathbf{C} = \mathbf{C}^{(1)} + \mathbf{C}^{(2)} + \mathbf{C}^{(3)},$$

A $\mathbf{C}^{(1)}$ és $\mathbf{C}^{(2)}$ mátrixok csak konstans elemeket tartalmaznak. A $\mathbf{C}^{(1)} = [c_{i,j}^1]$ mátrix elemeit a következő képletek szolgáltatják:

$$c_{i,i-4}^1 = \frac{IE}{4} [i(i-1)(i-2)(i-3)]^{\frac{1}{3}},$$

$$c_{i,i-2}^1 = -\frac{IE}{2} (2i-1) [(i(i-1))]^{\frac{1}{2}},$$

$$c_{i,i}^1 = \frac{3IE}{4} (2i^2 + 2i + 1),$$

$$c_{i,i+2}^1 = -\frac{IE}{2} (2i+3) [(i+1)(i+2)]^{\frac{1}{2}},$$

$$c_{i,i+4}^1 = \frac{IE}{4} [(i+1)(i+2)(i+3)(i+4)]^{\frac{1}{2}}.$$

A $\mathbf{C}^{(2)} = [c_{i,j}^2]$ mátrix elemeit a következő adják meg:

$$c_{i,i-2}^2 = -\frac{\rho A v^2}{2} [i(i-1)]^{\frac{1}{2}},$$

$$c_{i,i}^2 = \frac{\rho A v^2}{2} (2i+1),$$

$$c_{i,i+2}^2 = -\frac{\rho A v^2}{2} [(i+1)(i+2)]^{\frac{1}{2}}.$$

A sínpárt alátámasztó féltérlet jellemző támasztó $s(\xi)$ merevség inhomogenitását behozó $\mathbf{C}^{(3)} = [c_{i,j}^3]$ mátrix elemei a következő integrálkifejezésekkel meghatározottak

$$c_{i,j}^3(t) = \int_{-\infty}^{\infty} s(\xi + vt) \varphi_i(\xi) \varphi_j(\xi) d(\xi).$$

A (14) közönséges lineáris differenciálegyenlet-rendszer az \mathbf{A} tömegmátrix, a \mathbf{B} csillapítási mátrix és $\mathbf{C}(t)$ merevségi mátrixfüggvény ismeretében numerikusan megoldható.

A (14) közönséges differenciálegyenlet-rendszer megoldásából a (12) Galjorkin-féle Ansatz szerint előállítható a singerenda $z_s(\xi, t)$ kitérését megadó $\sum_{j=1}^n T_j(t) \varphi_j(\xi)$. közelítő megoldás. A (14) differenciálegyenlet-rendszer numerikus megoldásánál különösen körültekintően kell eljárni a megoldás numerikus stabilitása érdekében. A numerikus megoldás lépésközét tapasztalataink szerint elegendően kicsire kell választani ($\Delta t = 0,00001 \dots 0,000005s$).

Az (12) szerinti megoldás ismeretében adódik a terhelőerővel együttmozgó pályapont közelítő függőleges kitérését megadó

$$z_s(0, t) = \sum_{j=1}^n T_j(t) \varphi_j(0)$$

időfüggvény, valamint a vízszintesen v sebességgel haladó, konstans F terhelőerővel együttmozgó gerendakeresztmetszet függőleges gyorsulását megadó

$$\ddot{z}_s(0, t) = \frac{d^2}{dt^2} \left(\sum_{j=1}^n T_j(t) \varphi_j(0) \right) = \sum_{j=1}^n \ddot{T}_j(t) \varphi_j(0)$$

időfüggvény. Az így kapott függőleges gyorsulás szolgálhat alapul az ismeretlen $s(x)$ pályamerevség-függvény lefutásának paraméter-identifikációval tör-

ténő meghatározásához [9].

5. A GERENDAJELLEMZŐ PARAMÉTEREK HELYFÜGGŐVÉ VALÓ KITERJESZTÉSE

A további tárgyalásunkhoz a prizmatikus síngerenda függőleges mozgását leíró negyedrendű parciális differenciálegyenletben szereplő tömegsűrűségi és a lineáris féltér csillapítási-és merevségi paramétereiket a pálya hosszkoordináta mentén változóknak tekintjük.

$$IE \frac{\partial^4 z(x,t)}{\partial x^4} + \rho(x)A \frac{\partial^2 z(x,t)}{\partial t^2} + d(x) \frac{\partial z(x,t)}{\partial t} + s(x)z(x,t) = F\delta(x - vt), \quad (15)$$

ahol $\rho(x)$ a sín anyagának a pálya hosszkoordináta szerint változó sűrűsége, $d(x)$ pedig a féltér a derenda hosszkoordináta mentén változó csillapítása, $s(x)$ pedig a féltér merevsége. A 2. pont szerinti helyettesítést alkalmazva a (15) parciális differenciálegyenlet a v sebességgel mozgó koordinátarendszerben az alábbi alakot ölti:

$$IE \frac{\partial^4 z_s(\xi,t)}{\partial \xi^4} + \varrho(\xi + vt)A \left[\frac{\partial^2 z_s(\xi,t)}{\partial \xi^2} v^2 - 2 \frac{\partial^2 z_s(\xi,t)}{\partial \xi \partial t} v + \frac{\partial^2 z_s(\xi,t)}{\partial t^2} \right] + d(\xi + vt) \left[\frac{\partial z_s(\xi,t)}{\partial t} - \frac{\partial z_s(\xi,t)}{\partial \xi} v \right] + s(\xi + vt)z_s(\xi,t) = F\delta(\xi). \quad (16)$$

A síngerenda mozgására vonatkozó peremfeltételek változatlanok maradnak:

$$\lim_{\xi \rightarrow \pm\infty} z_s(\xi, t) = 0. \quad (17)$$

A 3. pontban alkalmazott eljárás alkalmazásával a (16) differenciálegyenlet mindkét oldalát skalárisan beszorozva az ortonormált rendszer valamely $\varphi_j(\xi)$ alakú elemével adódik, hogy

$$\begin{aligned} & \int_{-\infty}^{\infty} \varrho(\xi + vt)A \sum_{i=1}^n \varphi_i(\xi) \varphi(\xi) \ddot{T}_i(t) d\xi \\ & + \left[-2v \int_{-\infty}^{\infty} \varrho(\xi + vt)A \sum_{i=1}^n \varphi_i'(\xi) \varphi_j(\xi) \dot{T}_i(t) d\xi \right. \\ & \left. - v \int_{-\infty}^{\infty} d(\xi + vt) \sum_{i=1}^n \varphi_i(\xi) \varphi_j(\xi) \dot{T}_i(t) d\xi \right] \\ & + \left[\int_{-\infty}^{\infty} IE \sum_{i=1}^n \varphi_i''(\xi) \varphi_j''(\xi) T_i(t) d\xi \right. \\ & + v^2 \int_{-\infty}^{\infty} \varrho(\xi + vt)A \sum_{i=1}^n \varphi_i''(\xi) \varphi_j(\xi) T_i(t) d\xi \quad (15) \\ & \left. - v \int_{-\infty}^{\infty} d(\xi + vt) \sum_{i=1}^n \varphi_i'(\xi) \varphi_j(\xi) T_i(t) d\xi \right. \\ & \left. + \int_{-\infty}^{\infty} s(\xi + vt) \sum_{i=1}^n \varphi_i(\xi) \varphi(\xi) T_i(t) d\xi \right] = F\varphi(0) \end{aligned}$$

Ekkor a $T_i(t)$ függvények és deriváltjainak együtt-
hatói az alábbi módon adódnak:

$$a_{i,j}(t) = \int_{-\infty}^{\infty} \varrho(\xi + vt)A \varphi_i(\xi) \varphi_j(\xi) d\xi, \quad (16)$$

$$b_{i,j}^{(1)}(t) = -2v \cdot \int_{-\infty}^{\infty} \varrho(\xi + vt)A \varphi_i'(\xi) \varphi_j(\xi) d\xi,$$

$$b_{i,j}^{(2)}(t) = -v \int_{-\infty}^{\infty} d(\xi + vt) \varphi_i(\xi) \varphi_j(\xi) d\xi,$$

$$c_{i,j}^{(1)} = IE \cdot \int_{-\infty}^{\infty} \varphi_i''(\xi) \varphi_j''(\xi) d\xi,$$

$$c_{i,j}^{(2)}(t) = v^2 \cdot \int_{-\infty}^{\infty} \varrho(\xi + vt)A \varphi_i''(\xi) \varphi_j(\xi) d\xi,$$

$$c_{i,j}^{(3)}(t) = -v \cdot \int_{-\infty}^{\infty} d(\xi + vt) \varphi_i'(\xi) \varphi_j(\xi) d\xi,$$

$$c_{i,j}^{(4)}(t) = \int_{-\infty}^{\infty} s(\xi + vt) \varphi_i(\xi) \varphi_j(\xi) d\xi.$$

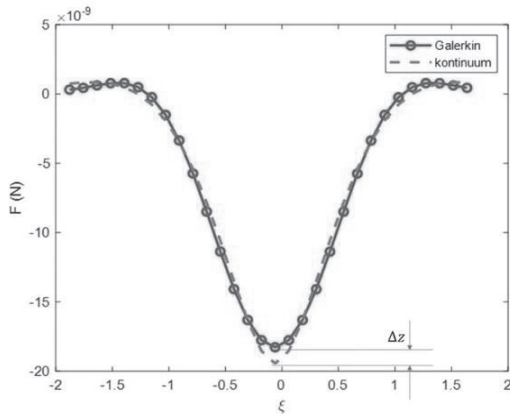
Fenti integrálok közelítő kiszámításával a

$$\mathbf{A}(v, t) \ddot{\underline{T}}(t) + \mathbf{B}(v, t) \dot{\underline{T}}(t) + \mathbf{C}(v, t) \underline{T}(t) = \underline{F}, \quad (18)$$

változó együtthatójú, másodrendű, inhomogén közönséges differenciálegyenlet-rendszer numerikus megoldásával előáll a gerendakitérés

$$z_s(\xi, t) = \sum_{j=1}^n T_j(t) \varphi_j(\xi)$$

közelítő megoldása.

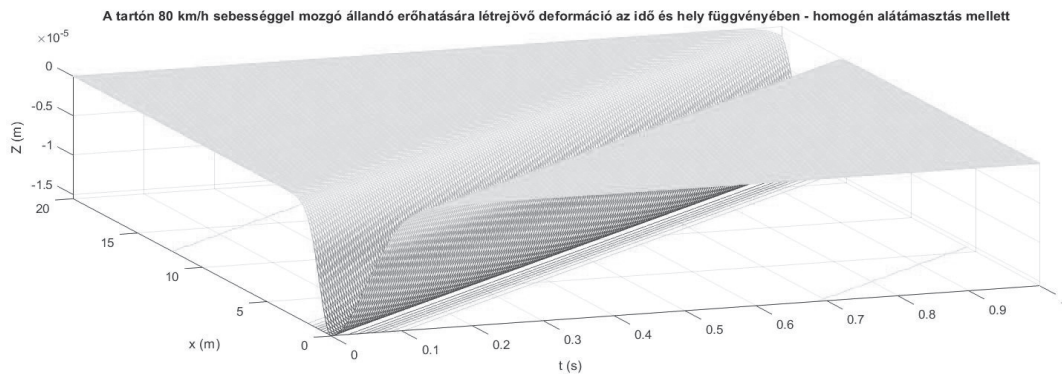


2. ábra A bemutatott számítási eljárás eredménye $n = 7$ esetre ($v = 80 \text{ km/h}$, $F = \text{állandó}$)

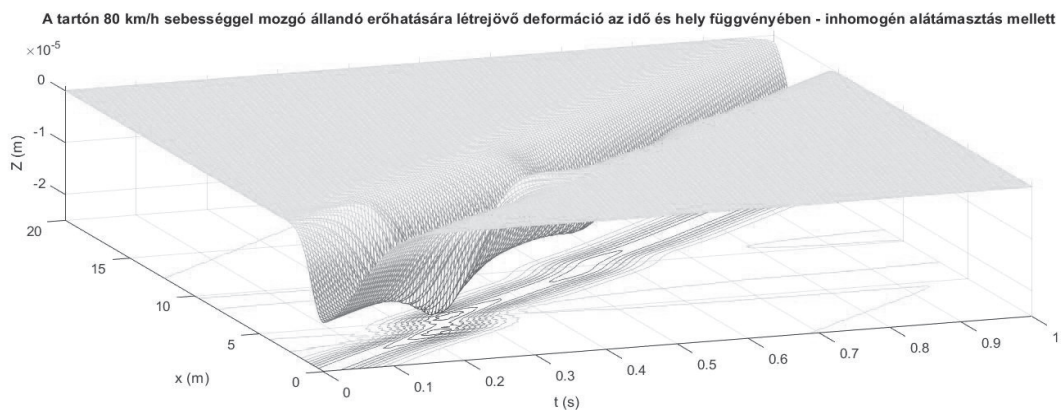
A 2. ábrán látható a Winkler alapzathoz kapcsolt kontinuum gerendamodellből az (1) egyenlet $z(\xi, t)$

és a fentiekben bemutatott számítási eljárás eredményeként $n = 7$ esetre nyert $z_s(\xi, t)$ megoldásfüggvények összevetése állandó nagyságú, v sebességgel haladó F erőhatás mellett. Megállapítható, hogy az bázisfüggvények n számának növelésével csökken a kétféle modellből számított, az erőbevezetés helyén számított elmozdulásértékek relatív hibája. A bemutatott $n = 7$ esetben 6%, míg $n = 8$ esetben ez 4%-ra csökken.

Végezetül a 3. ábrán bemutatjuk a tartó idő és hosszkoordináta által meghatározott alapsík feletti elmozdulásfüggvény térbeli diagramját, ahol a tartógerenda alátámasztása homogén merevségű és csillapítási tényezőjű, amelyen egy állandó nagyságú F terhelőerő mozog $v = 80 \text{ km/h}$ sebességgel, míg a 4. ábrán ugyanilyen nagyságú és ugyancsak $v = 80 \text{ km/h}$ sebességgel mozgó erő egy inhomogén alátámasztású tartón történő mozgás során idő és hosszkoordináta függvényében kialakuló lehajlásfüggvényét mutatja.



3. ábra A gerenda idő-hosszkoordináta menti elmozdulásfüggvény térbeli diagramja



4. ábra A gerenda idő-hosszkoordináta menti elmozdulásfüggvény térbeli diagramja

6. ÖSSZEFOGLALÓ MEGÁLLAPÍTÁSOK

Számítási algoritmus került kidolgozásra a változó merevségű Winkler alapzaton alátámasztott kontinuum gerendaként tekintett pályán állandó függőleges erőhatással terhelt mérőkerékpár dinamikai modellezésére;

A bemutatott eljárás alapját képezi egy innovatív vasúti pályaminősítő járműi konstans erővel a pályához szorított mérőkerékpárjának ágytokon mért gyorsulásjel ismeretében a pálya alátámasztás merevségi paraméter pályahossz menti eloszlásának közelítő meghatározására paraméteridentifikációs módszerrel [4], [7].

6. IRODALOM

- [1] **Destek, M.:** A vasúti pálya-jármű rendszer kölcsönhatásainak vizsgálata rendszerelméleti megközelítésben. Közlekedéstudományi Szemle, No. 6, Budapest, 1974, p.271-276.
- [2] **Kisilowski, J. - Sowinski, B.:** Problems of Simulating Vehicle Motion by Mathematical Models. In: *Advanced Railway Vehicle System Dynamics*, (Ed. by Prof. J. Kisilowski and Prof. K. Knothe), Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warsaw, 1991, p.93-139.
- [3] **Zobory, I. - Zoller, V. - Zábóri, Z.:** Time Domain Analysis of a Railway Vehicle Running on a Discretely Supported Continuous Rail Model at a Constant Velocity, *Z. angew. Math. Mech.* 76, S4, 1996, p.169-172.
- [4] **Zobory, I. - Zábóri, Z.:** Track Qualification Method and Its Realisation Based on System Dynamics, *Proceedings of the 5th Mini Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies, VSDIA 1996*, (Ed. by Prof. I. Zobory). BME Department of Railway Vehicles, Budapest, 1997, p.173-181.
- [5] **Zoller, V. – Zobory, I.:** On the Dynamics of the Railway Track/Vehicle System in the Presence of Inhomogeneous Rail Supporting Parameters. *Proceedings of the 10th Mini Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies VSDIA 2006*. (Ed. by Prof. I. Zobory). BME Department of Railway Vehicles, Budapest, 2007, p.117-122. (ISBN:9789634209683)
- [6] **Zobory, I.:** A vasúti pálya-jármű rendszer dinamikája - mérése - minősítése. *Közlekedéstudományi Szemle 2015*, No1, Budapest, 2015, p. 6-18.
- [7] **Zábóri, Z. - Zobory, I.:** Track Qualification Method by Using System Dynamics Based Parameter Identification. *Proceedings of the 16th MINI-Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies (VSDIA 2018)*, (Ed. by Prof. I. Zobory), BME ITS Budapest, 2019, p.173-185.

[8] **Cristescu, R. – Marinescu, G.:** Bevezetés a disztribúcióelméletbe és alkalmazásaiba, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1969.

[9] <https://hu.wikipedia.org/wiki/Hermite-polinomok>

VÁLTOZÓ PARAMÉTERŰ WINKLER-ALAPZATRA RÖGZÍTETT GERENDATARTÓN GÖRDÜLŐ KERÉK FÜGGŐLEGES MOZGÁSVISZONYAINAK ELEMZÉSE

ANALYSIS OF THE VERTICAL MOTION CONDITIONS OF A WHEEL ROLLING ON A BEAM FIXED ON WINKLER-FOUNDATION OF VARIABLE PARAMETERS

Zábori Zoltán, PhD - Zobory István, Dr. Sc. professzor emeritusz

ABSTRACT

This paper deals with the dynamical examination of a complex system model consisting of an elastically supported beam, of a wheel being in rolling contact with the beam through linear vertical contact-spring (Hertzian spring) and damper, and of a mass representing the vehicle superstructure connected with the wheel through vertical suspension spring and damper of linear characteristics. A numerical solution method is introduced for solving the hybrid differential equation system of the dynamical model by using Galerkin's method.

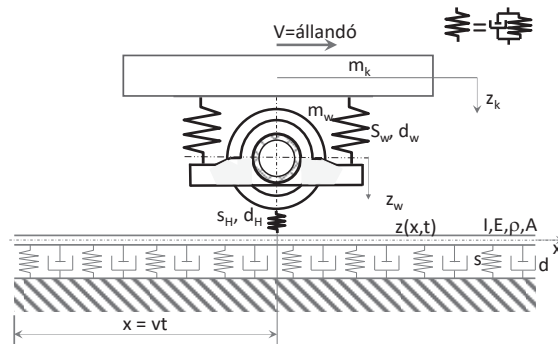
1. BEVEZETÉS

Jelen tanulmány egy felülről lineáris rugón és csillapítón átvitt, függőleges erőhatással terhelt, de pályairányban állandó sebességgel haladó vasúti kerékpár a pálya hosszkoordináta szerint inhomogén merevségű (és csillapítási tényezőjű) *Winkler*-alaplapon fekvő, *Euler-Bernoulli* gerendával modellezett sínparájával Hertz-rugón keresztül megvalósuló rugalmas és disszipatív kapcsolat elemzését tűzte ki célul. A vasúti kerékpár, illetve a sínpar alkotott alrendszerek között a rugalmas és disszipatív kapcsolat modellezése révén a két alrendszer egyetlen dinamikai rendszerként hybrid differenciálegyenlet-rendszerrel kezelhető. A gerendamodell mozgását leíró parciális differenciálegyenletet numerikus úton, Galjorkin közelítő módszerével oldjuk meg [2], így módon a rendszer mozgási viszonyainak meghatározását egy közönséges differenciálegyenlet-rendszer numerikus megoldására vezetjük vissza.

2. HERTZ-RUGÓN KERESZTÜL CSATOLT RENDSZER BEMUTATÁSA

Tekintsük az 1. ábrán látható kötött tömegű dinamikai rendszer modelljét, amely egy felül elhelyezkedő, a kocsiszekrényt modellező tömegeből, ahhoz lineárisan rugalmasan és disszipatíván kapcsolódó, a vasúti jármű nyomállványra szerelt kerékpárját reprezentáló merev testből [1], [4], valamint az

ehhez ugyancsak rugalmas és disszipatív Herti kontakton keresztül kapcsolódó, a sínpart modellező, változó merevségű és csillapítású Winkler alapzaton támasztott Euler-Bernoulli gerendából áll.



1. ábra: A vizsgált dinamikai rendszer modellje

A kerékpárra felírható függőleges irányú mozgásegyenlet:

$$m_w \cdot \ddot{z}_w = -F(t) - s_w \cdot (z_w - z_k) - d_w \cdot (\dot{z}_w - \dot{z}_k) + m_w \cdot g \quad (1)$$

ahol m_w a kerékpárt tartalmazó nyomállvány tömege, z_w a függőleges irányú elmozdulása, s_w , illetve d_w a kerékpárt állványhoz kapcsoló lineáris rugók eredő merevsége, illetve csillapítási tényezője, g a nehézségi gyorsulás, $F(t)$ pedig a Hertz-rugón a kerékpárra átható időfüggő függőleges érintkezési (kontakt) erő.

A kocsiszekrényt reprezentáló merev testre felírható mozgásegyenlet:

$$m_k \cdot \ddot{z}_k = +s_w \cdot (z_w - z_k) + d_w \cdot (\dot{z}_w - \dot{z}_k) + m_k \cdot g \quad (2)$$

A sínpar hely- és időfüggő függőleges mozgását pedig az

$$IE \frac{\partial^4 z(x,t)}{\partial x^4} + \rho(x)A \frac{\partial^2 z(x,t)}{\partial t^2} + d(x) \frac{\partial z(x,t)}{\partial t} + s(x)z(x,t) = F(t)\delta(x-vt) \quad (3)$$

változó együtthatós negyedrendű parciális differenciálegyenlet írja le, ahol IE a sínpart megjelenítő gerenda állandó értékű hajlítási merevsége, $\rho(x)$ gerenda anyagának sűrűsége, A gerenda keresztmetszetének területe, $s(x)$ és $d(x)$ a Winkler alapzat helyfüggő alátámasztási merevsége és csillapítási tényezője ($[s] = \frac{N}{m^2}$, $[d] = \frac{Ns}{m^2}$, $[Q] = \frac{kg}{m^3}$). Pe-

remfeltételként a $\lim_{\xi \rightarrow \pm\infty} z(x, t) = 0$ reláció érvényes.

A $v = \text{állandó}$ sebességgel x irányban mozgó kerékpár hosszirányban $\xi = x - vt$ új változó helyettesítésével a $z_s(\xi, t) = z(x - vt, t)$ az alábbi alakot ölti a sínpár függőleges elmozdulását leíró parciális differenciál-egyenlet [2]:

$$IE \frac{\partial^4 z_s(\xi, t)}{\partial \xi^4} + \rho(\xi + vt)A \left[\frac{\partial^2 z_s(\xi, t)}{\partial \xi^2} v^2 - 2 \frac{\partial^2 z_s(\xi, t)}{\partial \xi \partial t} v + \frac{\partial^2 z_s(\xi, t)}{\partial t^2} \right] + d(\xi + vt) \left[\frac{\partial z_s(\xi, t)}{\partial t} - \frac{\partial z_s(\xi, t)}{\partial \xi} v \right] + s(\xi + vt)z_s(x, t) = F\delta(\xi) \quad (4)$$

$$\lim_{\xi \rightarrow \pm\infty} z_s(\xi, t) = 0.$$

Az $F(t)$ a kerékpár-sínpár kapcsolatot modellező lineáris Hertz-rugóban/csillapítóban keletkező rugalmas és disszipatív függőleges kapcsolati erő.

A sínszal függőleges elmozdulására vonatkozó mozgó koordináta-rendszerbeli $z_s(\xi, t)$ megoldást a Galjorkin-módszer szerinti véges tagszámú szorzat-összeg alakban keressük

$$z_s(\xi, t) = \sum_{j=0}^n T_j(t) \cdot \varphi_j(\xi) \quad (5)$$

ahol közelítő megoldással, ahol a $T_j(t), j = 0, 1, 2, \dots, n$ ismeretlen időfüggő együtthatók rendre a $\{\varphi_j(\xi)\}_{j=0}^n$ ortonormált függvényrendszer elemeivel szorzódik. A megfelelő deriválások után az ismertelen $T_j(t)$ függvényekre a következő változó együtthatós lineáris inhomogén közönséges differenciálegyenlet-rendszer adódik:

$$\mathbf{A}(\xi)\dot{\mathbf{T}}(t) + \mathbf{B}(\xi)\ddot{\mathbf{T}}(t) + \mathbf{C}(\xi)\mathbf{T}(t) = \mathbf{F}(t), \mathbf{T} \in \mathbb{R}^{n+1} \quad (6)$$

A szereplő együttható mátrixokba belépnek az ortonormált függvényrendszer elemeivel képzett skalárszorzatok az alábbi összefüggések szerint:

$$\mathbf{A} = [\rho A S(\varphi_j, \varphi_i)]_{\substack{i=0, \dots, n \\ j=0, \dots, n}}$$

$$\mathbf{B} = [2\rho A v S(\varphi_j, \varphi'_i)]_{\substack{i=0, \dots, n \\ j=0, \dots, n}} + [d S(\varphi_j, \varphi_i)]_{\substack{i=0, \dots, n \\ j=0, \dots, n}}$$

$$\mathbf{C}(\xi) = [IES(\varphi''_j, \varphi''_i) - \rho A v^2 S(\varphi'_j, \varphi'_i) + d S(\varphi_j, \varphi'_i) + S(s(x)\varphi_j, \varphi_i)]_{\substack{i=0, \dots, n \\ j=0, \dots, n}}$$

$$\mathbf{F}(t) = F(t)[\varphi_0(0), \varphi_1(0), \dots, \varphi_n(0)]^T. \quad (7)$$

Az általunk tárgyalt esetben tekintetbe vett $\varphi_0(\xi), \varphi_1(\xi), \dots, \varphi_n(\xi)$ a, és így lineárisan független ortonormált függvény a $H_k(\xi); k = 0, 1, 2, \dots$ Hermite-polinomokból [10] képzett függvénysorozat első $n+1$ eleme, amelyek alakja:

$$\varphi_k(\xi) = (2^{k-1}(k-1)!\sqrt{\pi})^{-\frac{1}{2}} H_{k-1}(\xi) e^{-\frac{\xi^2}{2}}, \quad k = 0, 1, 2, \dots, n$$

Az együtthatómátrixok elemeit a fentiekben skalárszorzatokkal jelöltük ki, konkrét kifejtésük pedig az alábbi improprius integrálok segítségével számítható ki:

$$\mathbf{A} \rightarrow \left\{ a_{i,j}^{(1)} = \int_{-\infty}^{\infty} \rho(\xi + vt) A \varphi_i(\xi) \varphi_j(\xi) d\xi \right\}$$

$$\mathbf{B} \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} b_{i,j}^{(1)} = -2v \cdot \int_{-\infty}^{\infty} \rho(\xi + vt) A \varphi'_i(\xi) \varphi_j(\xi) d\xi \\ b_{i,j}^{(2)} = -v \int_{-\infty}^{\infty} d(\xi + vt) \varphi_i(\xi) \varphi_j(\xi) d\xi \end{array} \right\}$$

$$\mathbf{C} \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} c_{i,j}^{(1)} = IE \cdot \int_{-\infty}^{\infty} \varphi_i^{IV}(\xi) \varphi_j(\xi) d\xi \\ c_{i,j}^{(2)} = v^2 \cdot \int_{-\infty}^{\infty} \rho(\xi + vt) A \varphi_i''(\xi) \varphi_j(\xi) d\xi \\ c_{i,j}^{(3)} = -v \cdot \int_{-\infty}^{\infty} d(\xi + vt) \varphi'_i(\xi) \varphi_j(\xi) d\xi \\ c_{i,j}^{(4)} = \int_{-\infty}^{\infty} s(\xi + vt) \varphi_i(\xi) \varphi_j(\xi) d\xi \end{array} \right\}$$

ahol $a_{i,j} = a_{i,j}^{(1)}$, $b_{i,j} = b_{i,j}^{(1)} + b_{i,j}^{(2)}$, $c_{i,j} = c_{i,j}^{(1)} + c_{i,j}^{(2)} + c_{i,j}^{(3)} + c_{i,j}^{(4)} \forall i, j$ -re és $\mathbf{A} = a_{i,j}$, $\mathbf{B} = b_{i,j}$, $\mathbf{C} = c_{i,j}$, $i = 0, 1, \dots, n, j = 0, 1, \dots, n$.

Az $F(t)$ kapcsolati erőfüggvény a linearizált Hertz-rugóval összekötött kerék-sín kapcsolatból az alábbi összefüggéssel adódik:

$$F(t) = \left[-s_H \cdot (z_s(\xi, t) - z_w(t)) - d_H \cdot \frac{d}{dt} (z_s(\xi, t) - z_w(t)) \right]$$

amelyet részletezve azt kapjuk, hogy

$$F(t) = \left[-s_H \cdot (\mathbf{T}(t) \cdot \underline{\varphi}(0) - z_w(t)) - d_H \cdot (\dot{\mathbf{T}}(t) \cdot \underline{\varphi}(0) - v \cdot \mathbf{T}(t) \cdot \underline{\varphi}'(0) - \dot{z}_w(t)) \right]$$

Tekintettel arra, hogy a nyomállvány-, illetve a sínpár alrendszer együttese teljes rendszert alkot, amelyre külső, explicite időtől függő erőhatás nem működik. Mivel mindkét alrendszer esetében lineáris rendszerrel van dolgunk, kézenfekvő, hogy a két rendszerre vonatkozó mozgásegyenleteket egyetlen egyenletrendszerbe, mégpedig egyetlen, változó együtthatójú, homogén lineáris közönséges differenciálegyenlet-rendszerbe foglaljuk.

Ehhez első lépésben definiáljuk a **szabad koordináták** $\underline{\mathbf{q}} = \begin{bmatrix} \mathbf{T} \\ z_w \end{bmatrix}$ kibővített vektorát. Ekkor az

együtthatómátrixok az alábbi módon alakulnak. Legyen továbbá

$$\mathbf{M}_{(n+1) \times (n+1)}(\xi) = [m_{i,j}], i = 0, 1, \dots, n; j = 0, 1, \dots, n$$

$$[m_{i,j}] = [a_{i,j}], i = 0, 1, \dots, n; j = 0, 1, \dots, n$$

$$[m_{n+2, n+2}] = m_w$$

$$[m_{n+3, n+3}] = m_k$$

$$\mathbf{D}_{(n+1) \times (n+1)}(\xi) = [d_{i,j}], i = 0, 1, \dots, n; j = 0, 1, \dots, n$$

$$[d_{i,j}] = [b_{i,j}] - d_H \cdot \underline{\varphi}(0) \cdot \underline{\varphi}^T(0), i = 0, 1, \dots, n; j = 0, 1, \dots, n$$

$$\mathbf{S}_{(n+1) \times (n+1)}(\xi) = [s_{i,j}], i = 0, 1, \dots, n; j = 0, 1, \dots, n, n+1, n$$

$$[s_{i,j}] = [c_{i,j}] - s_H \cdot \underline{\varphi}(0) \cdot \underline{\varphi}^T(0) + v \cdot d_H \cdot \underline{\varphi}'(0) \cdot \underline{\varphi}^T(0), i = 0, 1, \dots, n; j = 0, 1, \dots, n$$

ahol a $z_s(\xi, t)$ teljes deriváltja lép be:

$$\frac{d}{dt}[z_s - z_w] = \frac{\partial z_s}{\partial t} + \frac{\partial z_s}{\partial x} \cdot v - \frac{dz_w}{dt}$$

és

$$\underline{\varphi}(0) = \begin{bmatrix} \varphi_0(0) \\ \varphi_1(0) \\ \varphi_2(0) \\ \vdots \\ \varphi_n(0) \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned} \text{továbbá} \quad & s_{i,n+2} = -s_H \cdot \underline{\varphi}(0), i = 0, 1, \dots, n, \\ s_{n+2,j} = -s_H \cdot \underline{\varphi}^T(0), j = 0, 1, \dots, n, \quad & s_{n+2,n+2} = \\ s_H + s_w, \quad s_{n+2,n+3} = -s_w, \quad s_{n+3,n+2} = -s_w, \\ s_{n+3,n+3} = 2s_w \quad \text{és} \quad d_{i,n+2} = -d_H \cdot \underline{\varphi}(0), i = \\ 0, 1, \dots, n, \quad d_{n+2,j} = d \cdot \underline{\varphi}^T(0), j = 1, 1, \dots, n, \\ d_{n+2,n+2} = d_H + d_w, d_{n+2,n+3} = -d_w, d_{n+3,n+2} = \\ -d_w, d_{n+3,n+3} = 2d_w. \end{aligned}$$

A megoldandó változó együtthatós másodrendű homogén lineáris differenciálegyenlet az alábbi formát ölti:

$$\mathbf{M}(\xi)\ddot{\underline{q}}(t) + \mathbf{D}(\xi)\dot{\underline{q}}(t) + \mathbf{S}(\xi)\underline{q}(t) = \underline{0} \quad (8)$$

amelyet a változó együtthatóra tekintettel – esetünkben numerikusan oldunk meg adott kezdeti érték-vektor mellett.

A kezdeti értékek meghatározása

$$\text{Legyen adott a } z_s(\xi, t) = \sum_{j=0}^n T_j(t) \cdot \varphi_j(\xi) \quad (5 \quad 4)$$

szerinti megoldásfüggvény és annak idő szerinti deriváltja a $t = 0$ időpontban, azaz legyen adott a

$$z_s(\xi, t = 0) = \sum_{j=0}^n T_j(t = 0) \varphi_j(\xi) = z_{s0} \quad \text{adott,}$$

illetve az $\dot{z}_{s0}(\xi) = \frac{\partial}{\partial t} z_s(\xi, t = 0) = \sum_{j=0}^n [\dot{T}_j(t = 0) \varphi_j(\xi) - v \cdot T_j(t = 0) \varphi'_j(\xi)]$. Átírva vektoros formába a fenti kifejezéseket azt kapjuk, hogy

$$z_{s0}(\xi) = \underline{T}(0) \cdot \underline{\varphi}(\xi), \quad \text{illetve} \quad \dot{z}_{s0}(\xi) = \underline{\dot{T}}(0) \cdot \underline{\varphi}(\xi) - v \cdot \underline{T}(0) \cdot \underline{\varphi}'(\xi).$$

Ebből a $\underline{T}(0)$, illetve $\underline{\dot{T}}(0)$ meghatározása az alábbi módon lehetséges: szorozzuk $\underline{\varphi}^T(\xi)$ -vel a fenti egyenletet

$$z_{s0}(\xi) \cdot \underline{\varphi}^T(\xi) = \underline{T}(0) \cdot \underline{\varphi}(\xi) \cdot \underline{\varphi}^T(\xi)$$

majd a jobboldalon előálló mátrix inverzével (ha ez létezik) ismét megszorozzuk az egyenletet:

$$\underline{T}(0) = \left[\underline{\varphi}(\xi) \cdot \underline{\varphi}^T(\xi) \right]^{-1} \cdot \underline{\varphi}^T(\xi) \cdot z_{s0}(\xi)$$

Hasonlóképpen a kezdeti feltétel másik komponense, az elmozdulásfüggvény első deriváltja az alábbi eljárással számítható ki:

$$\dot{z}_{s0}(\xi) \cdot \underline{\varphi}^T(\xi) = \underline{\dot{T}}(0) \cdot \underline{\varphi}(\xi) \cdot \underline{\varphi}^T(\xi) - v \cdot \underline{T}(0) \cdot \underline{\varphi}'(\xi) \cdot \underline{\varphi}^T(\xi),$$

amelyet a $\left[\underline{\varphi}(\xi) \cdot \underline{\varphi}^T(\xi) \right]^{-1}$ inverzmátrix-szal beszorozást követően a következő egyenletet kapjuk:

$$\begin{aligned} \underline{\dot{T}}(0) &= \left[\underline{\varphi}(\xi) \cdot \underline{\varphi}^T(\xi) \right]^{-1} \cdot \underline{\varphi}^T(\xi) \cdot \dot{z}_{s0}(\xi) + \\ &+ v \cdot \left[\underline{\varphi}'(\xi) \cdot \underline{\varphi}^T(\xi) \right] \cdot \left[\underline{\varphi}(\xi) \cdot \underline{\varphi}^T(\xi) \right]^{-1} \cdot \underline{T}(0) \end{aligned}$$

A fent bemutatott eljárás többletű rendszer esetében is alkalmazható.

Az állapotér az alábbi módon írható fel:

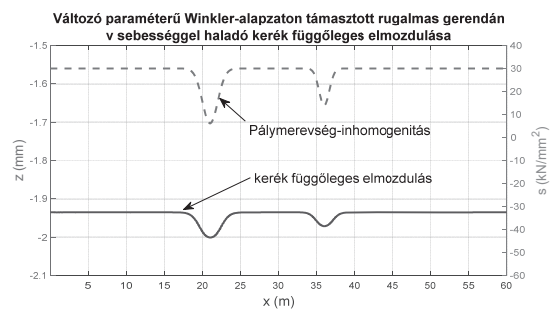
$$\underline{Y} = \begin{bmatrix} \underline{\dot{T}} \\ \underline{\dot{z}}_w \\ \underline{\dot{z}}_k \\ \underline{T} \\ z_w \\ z_k \end{bmatrix}, \in R^{2(n+3)}$$

és $\dot{\underline{Y}} = \Phi(\underline{Y})$, valamint $\underline{Y}(0) = \underline{Y}_0$. Fenti differenciálegyenlet-rendszer közelítő megoldása előállítható alkalmasan választott numerikus módszerrel, például Euler módszerével:

$$\underline{Y}(t_{i+1}) = \underline{Y}(t_i) + \Phi(\underline{Y}(t_i)) \cdot \Delta t.$$

3. SZÁMÍTÁSI EREDMÉNYEK

A 2. ábrán az 1. ábra szerinti modell csapágytokra számított függőleges elmozdulását ábrázoltuk egy előre adott pályamerevség inhomogenitáson adott állandó v sebességgel történő áthaladás esetére.



2. ábra: A kerék függőleges elmozdulása és a pályamerevség alakulása

A 2. ábrán bemutatott szimulációs számítási eredmény egy hybrid (kontinuum és diszkrét) alrendszerből álló vasúti pálya-jármű rendszer mozgásfolyamatait mutatja az idő függvényében a fentiekben bemutatott Galjorkin-féle módszer segítségével. A szimuláció során előre adott pályamerevség-inhomogenitás függvény esetében $v = 120 \text{ km/h}$ sebességgel mozgó, rugalmasan befogott kerékpár csapágytokjára számított függőleges elmozdulás-befutott út függvényét ábrázoltuk.

A kerékpár tömege $m_w = 1300 \text{ kg}$, Hertz-rugó merevsége: $s_H = 2 \cdot 450 \cdot 10^6 \text{ N/m}$, csillapítási tényezője a kerék-járműrés kéttömegű rendszer kritikus csillapításának 1%-a, $d_H = 0,264 \text{ kNs/mm}$.

A kerékpárt felülről $s_w = 2 \cdot 1 \text{ kN/mm}$ merevségű rugón keresztül a kocsiszekrény vizsgált kerékpárra eső része terheli (17000 kg). Ily módon a sínparra – a vágányra

$$F = m_k \cdot g + m_w \cdot g \approx 180 \text{ kN}$$

($g = 9,81 \text{ m/s}^2$) állandó nagyságú súlyerő működik.

Az ábrából leolvasható, hogy a kerékpár csapágyok függőleges statikus elmozdulása 1,93 mm –re adódik, míg az inhomogén (lecsökken) pályame-revségi helyeken való áthaladáskor ez 2 mm-re növekszik, amely merevség-inhomogenitás parametrikus gerjesztésként azonosítható.

A módszer alkalmazása során lehetővé vált a hibrid rendszer két alrendszerének rugalmas és disszipatív kapcsolatával (jelen esetben Hertz-rugóval és csillapítóval) meghatározott csatolás erőátadási és mozgás folyamatainak numerikus kezelése.

4. IRODALOM

- [1] Destek, M.: A vasúti pálya-jármű rendszer kölcsönhatásának vizsgálata rendszerelméleti megközelítésben. Közlekedéstudományi Szemle, Budapest, 1974. No. 6, p.271-276.
- [2] Kisilowski, J. - Sowinski, B.: Problems of Simulating Vehicle Motion by Mathematical Models. In: Advanced Railway Vehicle System Dynamics, (Ed. by Prof. J. Kisilowski and Prof. K. Knothe), Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warsaw, 1991., p.93-139.
- [3] Zobory, I. - Zábóri, Z.: Track Qualification Method and Its Realisation Based on System Dynamics, Proceedings of the 5th Mini Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies, VSDIA 1996, (Ed. by Prof. I. Zobory). BME Department of Railway Vehicles, Budapest, 1997, p.173-181.
- [4] Zobory, I. – Békefi, E. - Zábóri, Z.: Simulation Backed Identification of Vertical Track Stiffness Functions by Using Wavelets, Proceedings of the 6th Mini Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies, VSDIA 1998, (Ed. by Prof. I. Zobory). BME Department of Railway Vehicles, Budapest, 1998, p.151-159. (ISBN:963 420 635 2)
- [5] Zobory, I: A vasúti pálya-jármű rendszer dinamikája - mérése - minősítése. Közlekedéstudományi Szemle, Budapest, 2015, No1, p.6-18.
- [6] Zábóri, Z.: Dynamics with Longitudinally Varying Track Stiffness Proceedings of the 9th Mini Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies, VSDIA 2004, (Ed. by Prof. I. Zobory). BME Department of Railway Vehicles, Budapest, 2006. p.119-126. (ISBN:963 420 875 4)
- [7] Zábóri, Z.: Vasúti pályaminősítő eljárás továbbfejlesztett rendszerdinamikai szimuláción alapuló paraméteridentifikációval. Tanulmányok a vasúti járművek és a járműrendszeranalízis témaköreiből, Öt Évszak Kft., Budapest, 2019, p.144-151.
- [8] Zobory, I. - Zoller, V. - Zábóri, Z.: Time Domain Analysis of a Railway Vehicle Running on a Discretely Supported Continuous Rail Model at a Constant Velocity, Z. angew. Math. Mech. 76, S4 (1996), p.169-172.
- [9] Zobory, I. - Zoller, V.: Dynamic Response of a Periodically Supported Railway Track in case of a Moving Complex Phasor Excitation, Progress in Industrial Mathematics at ECMI 96. (Edited by Morten Brøns, Martin Philip Bendsøe and Mads Peter Sørensen)B.G. Teubner Stuttgart, p.85-92.
- [10] <https://hu.wikipedia.org/wiki/Hermitepolinomok>

MOZGÁSÉRZÉKELŐVEL ELLÁTOTT, ÖNMŰKÖDŐ HARMONIKA AJTÓ EGÉSZSÉGÜGYI, SZOCIÁLIS ÉS AKADÁLYMENTESÍTÉSRE KÖTELEZETT INTÉZMÉNYEK SZÁMÁRA

AUTOMATIC ACCORDION DOOR WITH MOTION SENSOR FOR HEALTHCARE, SOCIAL AND ACCESSIBILITY INSTITUTIONS

Nagy Sándor
Okleveles gépészmérnök
email: n.sandor.szie@gmail.com

SUMMARY

After reviewing the status of health conditions, based on my market researches, I designed the folding door equipped with a motion detector, which is in line with all legal requirements and met with all user-based requirements. The readiness/worthiness of the product were certified by multiple methods, such as simulations and mechanical calculations.

After it was met with all of the expectations from mechanical and physical point of view, the next were the economical calculations in order to prove the feasibility.

As a result, The adjustment is in line with all expectations, I hope it will be in production as soon as possible.

1. BEVEZETÉS

Az egészségügyi önműködő harmonika ajtó fejlesztése időszerű téma, mivel az egészségügyi intézményekben szintenként minimum 2db átjáró ajtó önműködő kivitelezése kötelező, melyek működésük közben biztosítják a dolgozók és a páciensek zavartalan mozgásterét, akár áramszünet esetén is. Biztosítani kell a tartalék áramforrással történő működtetést és a manuális kezelhetőséget is. Ezen feltételek biztosításával saját fejlesztésű ajtószervezetet alakítottam ki, mely megfelel a teljes körű biztonsági feltételeknek is. További feladatomból az átfogó piackutatás és a projekthez kötődő jogszabályok feltárása. Különböző koncepciókat alakítottam ki a kivitelezésre, melyeket döntési mátrixban súlyozottan értékeltem és az összesítésnek megfelelően

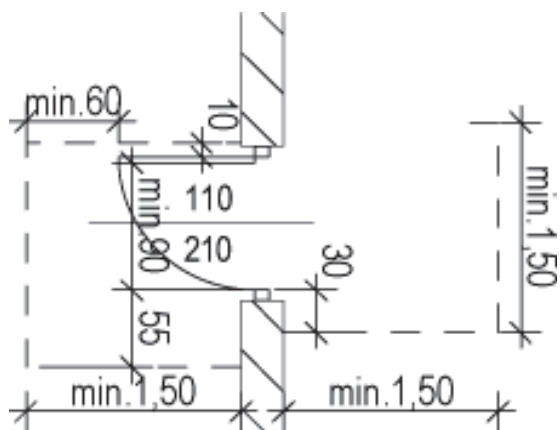
dolgoztam ki a tervet szabványosítható formátumban. A végterméket számításokkal értékeltem gazdasági és biztonsági szempontok alapján. Gazdasági szempontokban kiemelten figyelembe vettem a piaci versenyben megfelelő hely biztosítását és a tényleges megtérülési rátát. Biztonsági ellenőrzést a leginkább terhelés alatt álló egyedi alkatrészekre végeztem el, majd a kutatásaim alapján legsérülékenyebb pontokat vizsgáltam meg ezáltal igazolva a termék (vonóelem, ajtóvasalat) szilárdságát.

2. BETARTANDÓ JOGSZABÁLYOK

Az új kialakítású harmonika ajtó esetében a hatályos jogszabályok közül a 253/1997. (XII.20.), kormányrendeletre alapozva jött az ötlet, mely az országos településrendezési és építési követelményeket foglalja magába. [1]

A jogszabály a 61. és 62.§ tér ki a nyílások, nyílászárók, üvegfalak, vészkijáratok minimális követelményeire, különös tekintettel a mozgássérült személyekre és az egészségügyi intézményekre.

A 62.§(5) pontja szerint a közhasználatú építményben az akadálymentes közlekedésre is alkalmas falnyílás vagy ajtó szabad mérete 0,90/1,95 m-nél kisebb nem lehet. (1. ábra)



1. ábra: akadálymentesített ajtó területfoglalása

A (7) pont értelmében a mellvéd tervezése és megvalósítása során biztosítani kell a rendeltetésszerű használat melletti kiesés elleni védelmet. Ugyancsak ez a jogszabály mondja ki, hogy akadálymentes használatra könnyen kezelhető, nagy erő kifejtést nem igénylő nyílászárókat kell beépíteni, szükség esetén automatikus nyitást biztosítva.

3. PIACKUTATÁS

3.1. Egészségügyi intézmények felmérése

Több egészségügyi intézményt személyesen szemrevételeztem, majd dokumentáltam a mozgássérültek számára kialakított helyiségek ajtó szerkezeteit.



2. ábra: Régi beltéri ajtó rögzítő szerkezete

Személyes vizsgálatok alapján begyűjtöttem a fejlesztés szerkezeti kialakításának leginkább megterhelt pontjait (2. ábra), hol várható a legnagyobb fizikai terhelés, károsodás. (3. ábra)



3. ábra: Régi beltéri ajtó sarkeleme

Rögzítettem, hogy nemcsak az ajtó mozgatása a fő feladat, hanem a külső fizika terhelésnek is meg kell felelni, ami nemcsak a beteghordók munkájának következtében alakulhat ki, hanem a mozgássérült, akár demens páciensektől is származhat.

3.2. Jelenleg beszerezhető automata ajtók

Következő lépésben a piackutatást a már meglévő, alkalmazható ajtó nyitókra terjesztettem ki, hogy felmérjem mind gazdaságilag mind szerkezetileg minek feleljen meg a fejlesztés.

Jelenlegi alkalmazásban lévő és beszerezhető megoldások:

- Automata lengőajtó,
- Automata oldalirányba mozgó tolóajtó.

A felsoroltak kielégítik az automata működés elvárásait, de erős hátrányuk a működésükhöz szükséges terület igény, mely veszélyeztetheti, illetve hátráltathatja a mozgássérültek közlekedését.

3.3. Magyarország egészségügyi intézményei

Piaci elemzésem végső pontja, egy befektetői összegzés volt, melyben felmértem a magyarországi befektetési lehetőséget, a fejlesztési szükségességét:

167 kórház → 67 806 kórházi ágy
 → ≈ 6 780 betegszoba;
 835 idős otthona → 57 000 ellátott
 → ≈ 26 500 szoba;

A felmérésem eredményeként megállapítható, hogy összesen Magyarországon 33280db ajtó fejlesztésére van szükség.

4. FEJLESZTÉS

A fejlesztésem tárgya egy Önműködő harmonikaajtó (4. ábra), amely teljes mértékben megfelel a 253/1997. (XII.20.) kormányrendeletnek [1] és az ISO 7193-1985 szabványnak [2]. Emellett a vevő érdekeit prioritásként kezeltem. Ezáltal fejlesztésem az előbbi fejezetekben említett hátrányok kiküszöbölésének alapja, miközben célorientáltan a gazdasági előnyökre is fókuszáltam, hogy minél több szempontból keltsem fel a befektetők érdeklődését.

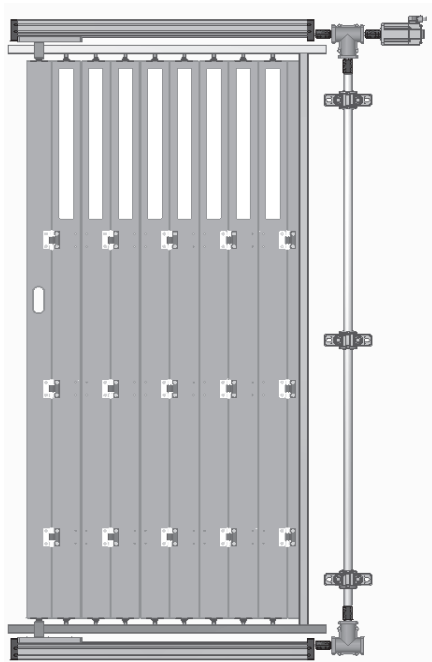
4.1. Harmonika ajtó fémkerete

Legelső lépésben megerősítettem egy teljes fémszerkezettel az ajtókeretet, hogy külsérelmi nyomok ne következhessek be.

4.2. Szerkezeti felépítés

A fém kerettel megerősített automata harmonika ajtó főbb szerkezeti elemei a következők:

- Lineáris golyósorsós mozgató rendszer
- Meghajtó motor
- Harmonika ajtó fémkerete
- Munkavédelmi felépítés



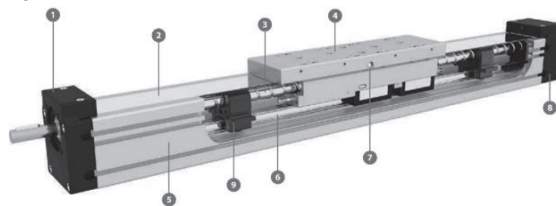
4.ábra: Önműködő harmonika ajtó

A felsorolt főbb szerkezeti elemeket a következőkben részletezem.

4.2.1. Lineáris golyósorsó

Legideálisabb mozgatórendszert egy MTV 65-típusú lineáris golyósorsós mozgató egységben

(5. ábra) látom, mely végállás érzékelőkkel van bővítve.



5.ábra: MTV 65 lineáris golyósorsós egység

1. Meghajtó blokk, lebegő csapágyazással, 2. Korrozóálló védőszalag, 3. Golyósorsó szabvány szerint, 4. Csúszka, beépített mágnesekkel, 5. Eloxált alumínium burkolat, 6. Integrált lineáris vezetőcsín, 7. Központi kenőanyag adagolás; mindkét oldalon, 8. Záró blokk, fix csapágyazással, 9. Orsó támasz.

Kiemelkedő szerkezeti elem, amely felelős mind az ajtó mozgásában, mind a biztonsági feltételek kielégítésében. További előnye, hogy hirtelen terhelés növekedés hatására azonnal visszanyílik ezáltal is segítve a biztonságos üzemeltetést.

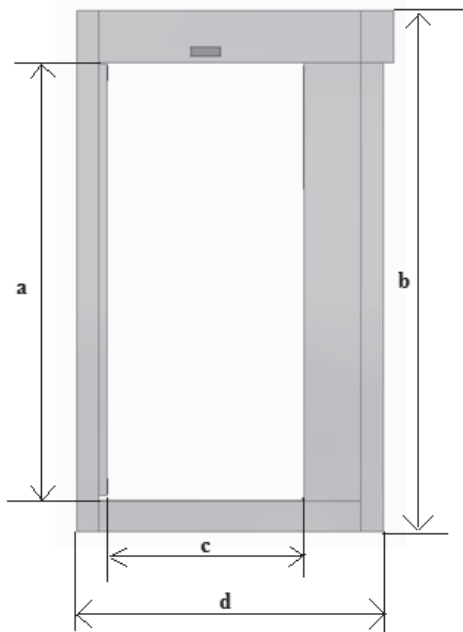
4.2.2. Meghajtó motor

A harmonika ajtó fejlesztése során a meghajtás kiválasztása külön figyelmet igényelt, mivel nemcsak az erőhatások kielégítése volt a feladat, hanem a minimális helyigény is fókuszba került.

Ezek alapján választásom egy szinkron szervomotorra esett, melynek előnye, hogy alkalmas a terhelés változásának visszajelzésére, azaz a számítógép értesítést kaphat az bekövetkezett hibáról. Ez a legjelentősebb pont a biztonság tekintetében, hogy jeladóval felszerelt rendszerével a zártkörű programozás segítségével a számítógépnek folyamatos visszajelzést képes adni az üzemiállapotáról.

4.2.3. Harmonika ajtó fémkerete

Teljes külső fémszerkezettel biztosítottam az ajtókeretet (6. ábra), ami gátolja a külső szerkezet felületi sérülését, és biztosítja a szerelhetőséget, mozgathatóságot a beépítésnél, hisz egész belső szerkezetet magában foglalja, beépíteni és rögzíteni magát a tartó keretet szükséges csak.



6. ábra: Harmonika ajtó külső keret

a - ajtómagasság 2110 mm; b - keret magasság 2300 mm;
c - ajtó szélesség belülről 905 mm; d - keret szélesség 1290mm;
Keret szerkezetének anyaga: ALMgSi1

4.2.4. Munkavédelmi felépítés

A beépített 5 db elakadásjelző jeladó (OGS-OOKG/US100) biztosítja, azon szükséges információkat, hogy bárki vagy bármi az ajtó működési területén belül tartózkodik, a szerkezet nyitott, illetve mozgó állapotában, jelzést indítson a vezérlés felé a rendszer korrigálásának érdekében. Az ajtó nyitott állapotba kerül, illetve tehermentesíti a mozgató motor szerkezetet. Ezáltal fizikai védelmet biztosítson a közlekedő személyek részére.

5. MŰSZAKI ELLENŐRZÉS

Műszaki ellenőrzés a fejlesztés egyik legfontosabb lépése, mely a mozgathoz szükséges terhelhetőségé, erőbefektetés és szilárdsági ellenőrzés szakszerűségének biztosításáról szól. Ezt a végső lépése nagyon sok esetben me már a végeelem szimulációval végzik a műszaki gyakorlatban.

5.1. Ajtó mozgathoz szükséges erőbefektetés
Mozgató tengelyre ható csavaróerő kiszámítását vittem véghez, mely tartalmazza:
Az ajtólap tömegéből származó erőt G_{lap} :

$$G_{lap} = h \cdot b \cdot v \cdot g \cdot n \cdot n_b \cdot F_s \quad (1)$$

$$G_{lap} = 55,63N$$

γ - alumínium sűrűsége ($2,7 \frac{kg}{dm^3}$),
h - ajtólap magassága (2100 mm),
b - ajtólap szélessége (100 mm),

v - ajtólap vastagsága (10 mm),
 γ - súrlódási tényező (0,15),
g - nehézségi gyorsulás értéke ($9,81 \frac{m}{s^2}$)

Golyós orsóra ható csavaróerőt F_{cs} :

$$F_{cs} = F_a \cdot tg \left(\arctg \left(\frac{P}{d \cdot \pi} \right) + \arctg(\mu) \right) \quad (2)$$

$$F_{cs} = 20,5N$$

P - menetemelkedés (2 mm)
 d_2 - tengely átmérő (12 mm)
 F_a - tengelyirányú erő (100 N)
 α - menetemelkedési szög ($3,037^\circ$)
 ρ - súrlódási félkúpszög ($8,531^\circ$)

5.2. Tengely szilárdsági méretezése

Az összetettebb konstrukcióban a harmonikaajtó akadástmentes működését két golyósorsó biztosítja. A hajtást mechanikus úton továbbítjuk a 2. golyósorsóra egy általam tervezett tengellyel, melyet ellenőriztem csavarási igénybevételre M_{cs} .

$$M_{cs} = F_{cs} \cdot \frac{d}{2} = 0,123Nm \quad (3)$$

M_{max} - hajtó motor maximális nyomatéka (6,4Nm)

Mivel $M_{cs} < M_{max}$, ezért a hajtómotor képes leadni a szükséges nyomatékot.

Tengelyterhelés csavarásra σ_{meg} :

$$\sigma_{meg} = \frac{R_{eH}}{n} = \frac{175 MPa}{2} \approx 87,5 MPa \quad (4)$$

R_{eH} - folyáshatár (175 MPa)
 R_m - szakítószilárdság (450 MPa)
n - biztonsági tényező (2)

Csavarófeszültség τ_{meg} :

$$\tau_{meg} = 0,65 \cdot \sigma_{meg} = 56,875 \approx 60 MPa \quad (5)$$

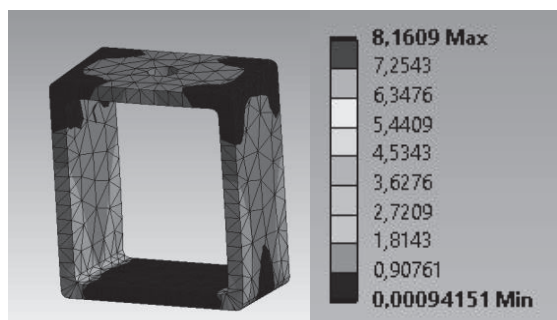
Minimális tengely átmérő d_{min} :

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{cs}}{\tau_{meg} \cdot \pi}} = 2,754mm \quad (6)$$

5.3. Végeelem Ansys szimuláció

A keletkezett redukált igénybevételi feszültséget szimuláltam le az egyedi gyártású

vonóelemen, melyre kielégítő eredményt sikerült elérni. A vonóelemre ható redukált feszültség nagyságát a következő 7. ábra szemlélteti.



7.ábra: Vonóelem ható redukált feszültség eredménye (MPa)

6. GAZDASÁGI SZÁMÍTÁSOK

Napjaink gazdasági folyamatainak mérlegelését vittem véghez, mellyel alátámasztottam a piacon feltalálható reális vevő bázist.

A valószínűsíthető eladási mennyiséget lebontottam egy évre vonatkozóan. Figyelembe vettem a prototípus, referencia termék, eladott termékek számát. Felmértem a beruházási kiadásokat, bevételeket beleértve a tervezési költséget, anyag költséget, nyereséget, bevételt és az állandó költségeket. Felmértem az első év befektetésének megtérülési idejét, azaz hány darab ajtó után lép át profitba a befektetés. Kiszámoltam a tervezési költség, prototípus és referenciaköltségét azaz, hány darab ajtó értékesítés fedezheti.

7. FEJLESZTÉS ELŐNYEI

Az automatikus működtetésű harmonikaajtó fejlesztési előnyei többek között a minimális helyigény, hogy nyitott állapot esetén a szelvényeket eltakarja a keret ezáltal nem tud sérülni és nyitott/zárt állapotban sem zavarja a szabad mozgásteret. A berendezés megfelel az 253/1997. (XII.20.) egészségügyi kormányrendelet és az ISO 7193-1985 szabvány követelményrendszerének.

További előnye, hogy a mozgássérültet, illetve demens személyt nem gátolja a mozgásban. Az ügyfél előtti automatikus nyílás/zárás vezérlése működhet egy egyszerű mikrohullámú mozgásérzékelő segítségével, de lehet kártyás, ujjlenyomat azonosítás is alkalmazni. A rendszer beállítható kézi érintőgombos vezérlésre, vagy mechanikus kezelésre is.

További előny a már kereskedelmi forgalomban lévő termékekhez képest, hogy a nyitható oldallapon keresztül egyszerűen elérhető és könnyen karbantartható.

A fémes keretszerkezet, a közlekedés során keletkező károk elkerülése érdekében fontos újdonság. Az átlátszó polikarbonát biztonsági felület 1,5 m magasan, sérülés elkerülése érdekében került kialakításra. Beépített akkumulátorral is rendelkezhet, így áramkimaradás esetén is, még akár órákig el tudja látni a funkcióját.

A kórházi automata ajtó készülhet rozsdamentes kivitelben és lehet légzáró tömítésekkel felszerelve, röntgensugarak elnyelésére szolgáló ólomtetét is tartalmazhat. Működési zajszintje 30dB alatti.

Ujjlenyomatos belépés esetén az illetéktelen személyeket távol tudja tartani. Áramszünet esetén az ajtó manuálisan kezelhető. Az önzáró golyósorsóhoz, mely feszültség kimaradás esetén kiold, így a harmonika ajtó a görgőkön könnyen mozgatható.

8. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] 253/1997. (XII.20.) kormányrendeletnek, az országos településrendezési és építési követelményekről
- [2] ISO 7193-1985, kerekesszék- maximális teljes méretek

CAD RENDSZEREK ÁLTAL GENERÁLT FOGAZOTT ELEMENK ALAKELTÉRÉSÉNEK VIZSGÁLATA

RESEARCH ON THE DEFORMATION OF TOOTHED ELEMENTS GENERATED BY CAD SYSTEMS

*Pintér Ádám Sándor**, *Dr. Sarka Ferenc***

ABSTRACT

Today's engineering design is comprehensively influenced by the design supported by design systems. With the help of components created virtually in CAD systems, it is possible to produce more accurate and better components in real life. However, there may be differences between the gears generated by each program and the gears constructed from an involute arc that we have calculated and drawn. It is important to detect these possible differences if you want to know the extent of them, because if you want to use the wheel produced by the programs to perform further calculations and simulations, you can get false results. For us, we would like to use it for finite-element analysis and we want to see if these gears generated by the programs can be used. That is why we need a gear whose tooth profile curve is certainly real, which is why we create a gear ourselves.

1. BEVEZETÉS

A mai mérnöki tervezést nagymértékben átfogja a különböző tervező rendszerek általi segítségnyújtás a mérnökök számára. Egy ilyen feladatra szeretnénk vizsgálatot készíteni, méghozzá a fogaskerek hordkép vizsgálatát véges elemes analízis segítségével. Azonban ehhez először rendelkezniünk kell egy olyan CAD modellel, amelyen végre tudjuk hajtani ezt a vizsgálatot. A jelenleg használatos CAD rendszereknek van beépített, fogazott elemek készítéséhez előre definiált program moduljuk. Azonban nem tudhatjuk, hogy az így generált fogaskerek mennyire valóságosak és a fogprofil leíró evolvens görbe mennyire egyezik meg azzal a görbével, amelyet mi is ki tudunk számolni. Lehetséges, hogy teljesen jól leírják, azonban az is előfordulhat, hogy ezek csak a vizuális megjelenítést hozzák előtérbe és nem a valós adatokra támaszkodva építik fel a profilt. Éppen ennek a vizsgálatára mi hozunk létre egy valóságos evolvens görbét, amelyet MS Excel számolótábla segítségével számolunk ki. Így ebben az esetben biztosak vagyunk abban, hogy ez helyes eredményhez fog vezetni. A számítás után a Solid Edge program segítségével létre

hozunk a mi fogazott elemünket, egy egyenes fogú fogaskereket, és ezt használjuk fel viszonyítási alapnak. Ezek után egy másik, a program fogaskerékgyártó modulja által generált alkatrészt is készítünk megegyező paraméterekkel, majd más tervező programokban is előállítunk az előzőkkel megegyező fogaskereket. Végül ezeken összehasonlítást végzünk, és kiértékeljük, hogy mennyi és milyen mértékű eltérések vannak, ha adódnak eltérések.

2. A FOGASKERÉK ELŐÁLLÍTÁSÁNAK FŐBB LÉPÉSEI

2.1. A fogaskerék geometriai adatainak meghatározása illetve evolvens ív pontjainak kiszámítás

A feladat kezdetén meg kell határozni, hogy milyen típusú fogaskeréssel dolgozunk, és ennek mik a főbb jellemzői. Ebben az esetben egy egyenes fogú fogaskereket használunk. Ennek a főbb jellemzői, melyeket megadunk [1]:

- a fogaskerék fogszáma (z)
- a modul értéke (m)
- a működő kapcsolószög (α)

A fogszámot 20 fogra választjuk, modul értékének 3mm-t veszünk fel, illetve a kapcsolószög 20° lesz. Az adatok ismeretében az [1] forrás alapján egy ellenőrzést végzünk, hogy ezen adatok alapján ne legyen alámetszett a fog. Az adatokat helyesen választottuk, az ellenőrzés alapján megfelel, nem áll fent az alámetszés veszélye ($Z_{\text{határ}}=17$). Az adatok alapján kiszámíthatóak a következő értékek [1], [2], amelyek szükségesek a geometriához.

- Osztókör átmérő (d)
- Fejkör átmérő (d_a)
- Lábkör átmérő (d_f)
- Osztóköri fogvastagság (s)
- Alapkör átmérő (d_b)

Ezeknek a segítségével már előállt a geometria. A következő lépésben meg kell határoznunk az evolvens görbe pontjainak koordinátáit. A koordináta irányok 3 komponensből, x , y , z értékekből, fognak állni. Előljáróban annyit megállapítunk, hogy a z koordináták

* mechatronikai mérnök mesterhallgató, Miskolci Egyetem Szerszám-gépezési és Mechatronikai Intézet

** egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép-és Terméktervezési Intézet

mindig 0 értéket vesznek majd fel, mivel az evolvens görbénk nem egy térbeli görbe lesz, hanem az x-y síkon fog létrejönni. Az evolvens profil úgy alakul ki, hogy a fentebb kiszámított alapkörhöz egy érintőt húzunk, és ezt az egyenest az alapkörön csúszásmentesen legördítjük. Az evolvens görbe pontjait a legördített egyenes kezdeti érintkezési pontjának mozgása írja le. Ennek a görbének a pontjait szeretnénk kiszámítani, ezt viszont nagy pontossággal, tehát sok pontra szükséges kiszámítani, hogy helyes eredményt kapjunk. Mi egy negyed körívet gördítünk le, és fokenként számoljuk ki az értékeket. A számításhoz meghatározzuk a legördülés során felvett szögértékeket is, ezt β szöggel adjuk meg. Itt kiszámoljuk a radiánban vett értékeit is. A β szög értékei lesznek a számoló tábla egyes paraméterei. Továbbá számolunk egy i paramétert is [3]. Ez az evolvens görbe involutját adja meg. Az involut érték szükséges ahhoz, hogy az evolvens görbe pontjait ki tudjuk számolni.

Az eredményeket az MS Excel segítségével számítjuk ki. Ezzel létre hoztuk az összes olyan geometriai jellemzőt, amely szükséges a CAD modell létrehozásához. Az evolvens profilhoz szükséges ív néhány koordinátáját az 1. táblázatban foglaljuk össze. Ez tetszőlegesen kivett β értékekhez tartozó számított jellemzők lesznek.

1. táblázat Evolvens ív koordinátái

β értékek	x	y	z
1	5E-05	28,195017	0
25	0,765856	30,74796	0
30	1,312285	31,79426	0
33	1,736537	32,48593	0
48	5,146939	36,4142	0
54	7,189845	38,06504	0
59	9,213023	39,40228	0
68	13,60464	41,5817	0
72	15,86392	42,40316	0
85	24,43849	44,11971	0

Ennek a táblázatnak a segítségével fogjuk tudni a Solid Edge programba behívni az összes pontot. Így a következő lépés a modell megalkotása.

2.2. A fogaskerék CAD modelljének előállítás a Solid Edge programban

A fogaskerék megalkotásához a Solid Edge 2020-as verzióját használjuk. Ennek a tervezést segítő programnak a segítségével lehet síkbeli és térbeli alkatrészeket is modellezni. Az első lépésünk az, hogy az alkalmazásban egy ISO metrikus rajzot nyitunk meg. Itt hozzuk létre először azt a vázlatot, ami segítségével ki fogjuk húzni a fogaskereket térbeli testnek. A vázlat parancsra kattintva kiválasztjuk a síkot, amelyen dolgozunk. Ez a mi esetünkben az x-y sík, mivel ebben

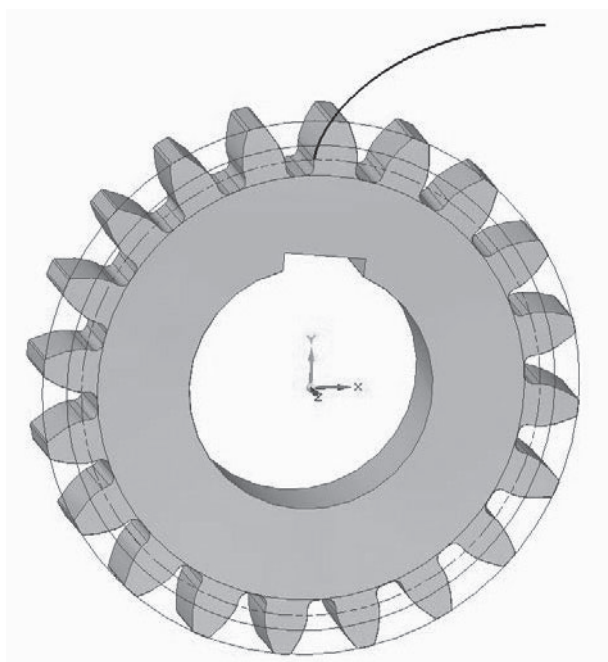
számítottuk ki az evolvens görbe pontjait, és a vastagságát az alkatrésznek csak később adjuk meg a z-irányban. Ezek után elkezdjük a fogaskerék alapjául szolgáló átmérőket megrajzolni, amelyet kiszámítottunk még a geometriai számításoknál. A rajzsík origóját használva sorra megrajzoljuk konstrukciós vonalként a fejkör, osztókör, alapkör és lábkör köreit. A következő lépés, hogy behozzuk a görbénket. A program saját maga tudja létrehozni a görbét pontokból. Ehhez a táblázatot meghívjuk a „Görbe táblázatból” [4] paranccsal. Amint kiválasztottuk a táblázatunkat előáll az evolvens ív. Az eddig elvégzett lépéseket az 1. ábra szemlélteti. A görbe kiszámított pontjai olyan közel vannak egymáshoz, hogy gyakorlatilag a pontokon átvezetett görbe típusa nem befolyásolja a görbe alakját.



1. ábra A fogaskerék alapjai

A következő szerkesztési lépés az, hogy az osztókör és az evolvens ív metszésétől lemérem az osztóköri fogvastagságot. Ennek a szakasznak a középpontján át origóból egy egyenest húzunk be. Olyan megfontolásból teszünk így, hogy ez legyen az a tükörtengely, amelyre az evolvens görbét tükrözzük, hogy a fog mindkét oldalán lévő evolvens szakaszát elő tudjuk állítani. Ezen lépés után, miután már a tükrözés megtörtént, a fog elkezd körvonalazódni. Itt a következőket tesszük: az alapkört és az evolvens ívet összekötjük egy egyenessel, a fejkör és a két ív metszeténél levágjuk az ív kintre eső részét, majd ezzel lényegében elő is állt a fog kontúrja. Persze ez még így nem teljes, mivel a fogtő lekerekítése, illetve a fejszalagnál is hiányzik a lekerekítés. A lekerekítéseket majd csak később, a kihúzás után hozzuk létre. Így a „Kihúzás” [4] parancs következik. Itt meg kell adnunk a geometriát, mely maga a kialakult fog kontúr és az alapkör egyesítésével jön létre. Az a paraméter, hogy milyen értékű legyen a z-irányban a kihúzás számunkra nem releváns, mivel nem fogjuk jelenleg vizsgálni, hogy milyen széles a fogaskerék, csak a fogprofil eltérésekre leszünk kíváncsiak. A kihúzás elvégzése után megkapjuk azt a geometriát, amely tartalmaz egyetlen kész fogat.

Természetesen még ezzel nem vagyunk készen, mivel a lekerekítéseket rá kell tennünk a fogra. Ezt „Lekerekítés” [4] paranccsal tudjuk megtenni. A fogtő lekerekítés értékét 1 mm-es rádiusra választjuk, ez természetesen csak egy olyan érték, amely tapasztalat útján fogalmazódott meg. Ennek az értéknek a meghatározása több szempont alapján is történhetett volna. A lekerekítések után ki kell osztanunk az egyetlen elkészült fogat. Ezt a „Kiosztás” [4] paranccsal tesszük meg, és körkörös kiosztást választva 360 fokon megadjuk a 20-as darabszámot. Így a fogaskeréken majdnem teljesen végeztünk. A későbbi összehasonlító vizsgálatokhoz természetes szükség van valamilyen referencia pontra. Ehhez létre hozunk egy hornyot a fogaskeréken. A tengely furatát 30 mm átmérőre választottuk, ehhez az [1] felhasználásával kiválasztottuk a megfelelő horonyméretet, ami a 10x8 méretekkel rendelkezik. Ez az utolsó lépés, hogy elkészüljön a fogaskerék. A horony megrajzolására azért van szükség, hogy a vizsgálathoz egymáshoz tudjuk pontosan illeszteni az egyes modelleket. Ennek a folyamata az, hogy az egyik fognál berajzoljuk az osztóköri fogvastagságot, és ennek a vonalnak a felezőpontján át meghúzzunk egy egyenest. Erre az egyenesre szimmetrikusan megrajzoljuk a profilt, majd „Kihúzás” [4] parancs segítségével kivonjuk az alaptestből. Az így elkészült modellt a 2. ábra mutatja be.



2. ábra Az elkészült fogaskerék

3. CAD REDSZEREK ÁLTAL KÉSZÍTETT FOGASKEREKEK

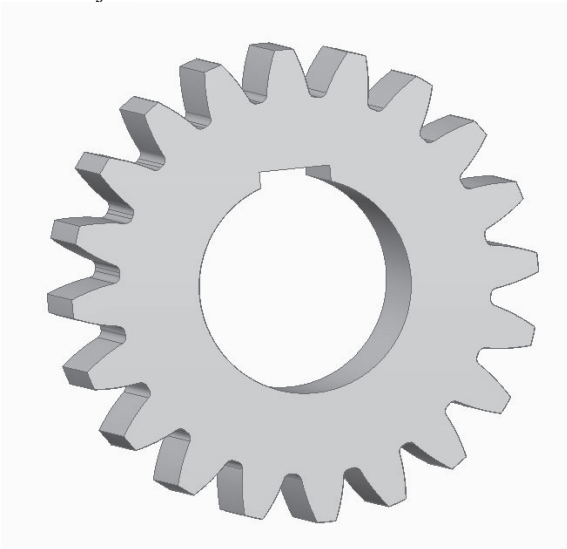
Ebben a pontban különféle, az Intézetben elérhető, szoftverek által generáltatunk fogaskerekeket. Ezek lesznek azok az elemek, amelyeket összehasonlítunk,

hogymennyire azonos a valós evolvens görbével, amelyet az előző részben hoztunk létre, vagyis milyen eltérések lehetnek a fogprofilokban. Első körben természetesen a Solid Edge programmal generálunk egy fogaskereket megfelelő paraméterek beállításával, mint a létrehozott valós alkatrész. A programban egy párbeszédablak jelenik meg, amelyben különböző adatokat kér, ezek megadása után a 3. ábrán látható fogaskerék áll elő.



3. ábra A Solid Edge által készített fogaskerék

Ez a fogaskerék első ránézésre az általunk készítettével összehasonlítható, nincsenek nagy eltérések a megjelenésben. A másik program, amelyet kiválasztunk az Autodesk Inventor 2021. Ebben is létrehozunk egy fogaskereket, amely végeredményét a 4. ábrán szemléltetjük.



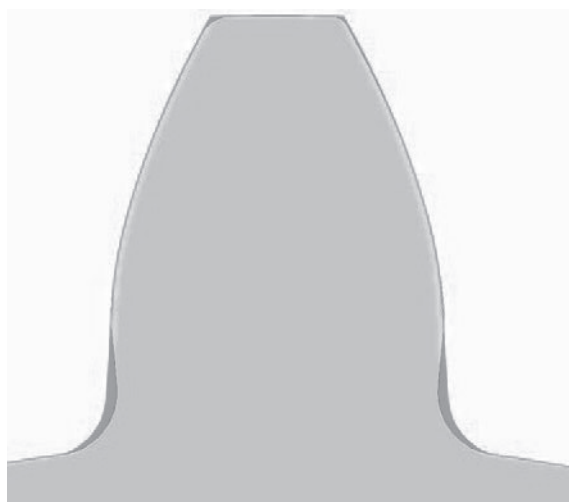
4. ábra Az Inventor által készített fogaskerék

Ezen már láthatjuk, hogy az evolvens görbét a program inkább egy egyenessel közelíti, itt már nem valóságos a szoftver által generált megjelenítés, ez szemmel látható,

így biztosan fog adódni eltérés és e miatt probléma is a későbbi szimulációkban.

4. A FOGASKEREKEK ÖSSZEHOSONLÍTÁSA

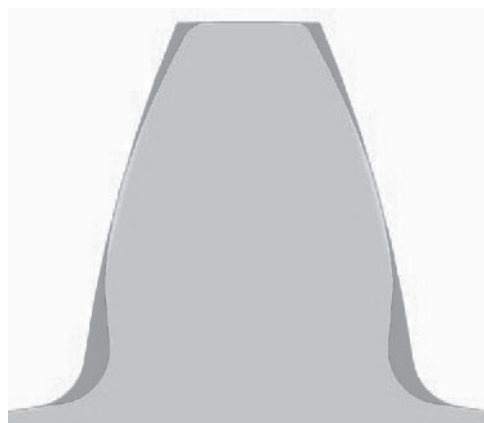
Az elkészült modelleket most már egymásra tudjuk illeszteni és megvizsgálni, hogy a fogprofilok milyen eltéréseket mutatnak a valóságos és a CAD rendszerek által generált esetekben. Ez minden esetben úgy történik, hogy a Solid Edge-ben kényszerek segítségével teljes fedésbe hozzuk a két alkatrészt, és zöld színnel jelöljük a programok által generált fogaskereket. Elsőként a Solid Edge által generált fogaskereket vesszük vizsgálat alá, amely az 5. ábrán látható.



5. ábra A fogaskerekek összehasonlítása- Solid Edge

Amint az az 5. ábrán látható, van eltérés. Ezt az eltérést úgy nézhetjük, hogy mi vonatkozik maga az evolvens ívre, és mi a fogra. Az evolvens ív a program által is megfelelően van létrehozva, lényegében minden pontban illeszkedik az általunk megrajzolttal. A fő eltérés a fogtő lekerekítés értékében adódik, és magában a kialakítás formájában. Illetve a fejszalag és az evolvens görbe között létrehozott lekerekítésnél is eltérés adódik.

A következő fogaskerek az Inventor által megrajzolt fogaskerek, amit a 6. ábrán figyelhetünk meg. Ezen az ábrán láthatjuk azt, amit már az előző pontban előre vetítettünk. A fog geometriája jelentős eltérést mutat a valósághoz képest. Az evolvens görbét ez a program egy egyenessel közelíti inkább, ami több helyen eltérést eredményez a görbe mentén. A fogtő lekerekítés is éppen ebből adódóan alakul ki másképpen, itt a fogtőnél jelentősen több anyag van jelen a generált fogaskerek és az általunk megrajzolt között. A fejszalagnál lévő lekerekítés ebben az esetben teljesen hiányzik. Ez a két eset által már le tudunk vonni következtetéseket.



6. ábra A fogaskerekek összehasonlítása- Inventor

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A vizsgált feladat során létrehoztuk a valóságos evolvens görbét, amely valós pont koordinátákból állt elő. Ennek a segítségével fogaskereket rajzoltunk meg, majd különböző programokban a beépített modullal létrehoztunk ugyanilyen elemeket. Összehasonlítás során az adódott, hogy vannak olyan programok, amelyek nem térnek el a valóságtól a profilt leíró görbében, viszont azt is láttuk, hogy van olyan program is, amely az evolvens görbét egy egyenessel közelíti. Ez problémát jelenthet abban az esetben, ha ezzel a fogaskeréssel további szimulációkat szeretnénk végezni, mivel fals eredményekhez vezethetnek. Kiváltképpen végelelemes analízis vizsgálat során, ha kapcsolódás során az érintkező alakzatok hordkép vizsgálatát végezzük. Azonban ez csak egy terület, a problémák különféle területeken más és más lehet. Tehát figyelmet kell fordítani arra, hogy a CAD rendszerek által generált fogaskerekeknél eltérések lépnek fel a valósághoz képest, és ha csak erre hagyatkozunk különböző szimulációk alapjául a későbbiekben problémákba ütközhetünk.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Az Innovációs és Technológiai Minisztérium ÚNKP-21-2. kódszámú Új Nemzeti Kiválóság Programjának a Nemzeti Kutatási, Fejlesztési és Innovációs Alapból finanszírozott szakmai támogatásával készült.



7. IRODALOM

- [1] Zsáry Árpád (1989) Gépelemek I., ISBN: 963 19 4585 5, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest
- [2] [2] Erney György (1983): Fogaskerekek, ISBN 963 10 5089 0, Műszaki Könyvkiadó, Budapest t
- [3] ANSI/AGMA 2001-D04: Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth.
- [4] Solid Edge Fundamental Publication Number: mt01413-s-1040

CSŐVÁGÁSI TECHNOLÓGIÁK ÉS ÖSSZEHASONLÍTÓ ÉRTÉKELÉSÜK

PIPE CUTTING TECHNOLOGIES AND THEIR COMPARATIVE EVALUATION

Zsidai László*

ABSTRACT

In my work, I provide an overview of widely used different industrial pipe cutters for the preparation of the development of a new explosion-proof pipe cutting machine. This development is implemented as part of a comprehensive KFI project, so I focused on the goals formulated here. These development goals, in line with the field repairs of oil and gas pipelines, are primarily automation, able to the relevant RB-ATEX explosion safety standards, and resistance to external adverse field conditions. I compare thermal, cutting, cold cutting, and jet processes in a goal-specific manner in line with the KFI project. At the end of my work, I determined the development direction in the automation (orbital drive) of the existing cold cutting technology (roller plate cutter).

1. BEVEZETÉS

Munkánk során, egy projekt keretében, robbanásbiztos csővágó berendezés fejlesztéséhez készítettünk egy áttekintést. Feltétel volt, hogy a biztonsági előírásoknak megfelelően: gáz-, és robbanásveszély-mentes csővágást biztosítsunk, a gyártókra vonatkozó ATEX 95 (94/9/EG) követelmények [1], [3], [4] figyelembevételével. A vágási technológiák közös tulajdonsága, hogy a szilárd test alakjának megváltoztatása olyan módon megy végbe, hogy az anyag részecskéinek kapcsolódását helyileg megszüntetjük. [2]

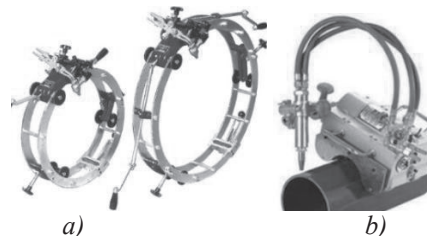
2. A CSŐVÁGÁS KIALAKULT TECHNOLÓGIÁI

A következőkben a világszerte elérhető és alkalmazott csővágó technológiák rövid bemutatása (előnyök hátrányok) következik.

2.1 Termikus (ömlesztő) gázcső darabolás

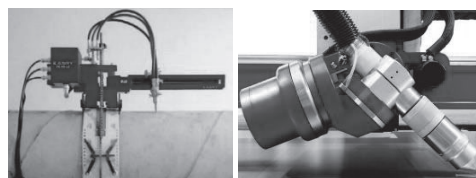
Az 1/a ábra hordozható, a csővezeték megbontása nélkül felszerelhető lángvágót mutat be. A cső körüli mozgás kézikarok segítségével érhető el. A kézi hajtás helyett elektromos meghajtás és fokozatmentes sebességszabályozás is felszerelhető [24]. Az 1/b ábra mágnes talpas vágót mutat be, amely alkalmas oxigén-acetilén vagy oxigén-propán gázzal történő lángvágásra. A rögzítés mágnes talppal történik a cső paláston,

mivel a vágás érintkezés nélküli, ezért nagyobb kényszer erők nem ébrednek. [23]



1. ábra Lángvágó csővágók (a) ZINSER az acélcsövek egyidejű vágásához és lekerekítéséhez (kúpolás/gyökölés) [24] (b) Mágnes talpas lángvágó [23]

A plazmavágási technológia szintén megjelent a csővágásban. A koncentrált 13.000-15.000 °C plazmaív a fémot megolvastja és a gázok kinetikus energiája a megolvastott fémot a vágási résből eltávolítja. A plazmavágás 0,5-150 mm-es anyagok vágására használható. [10] A plazmavágógépek területén megjelent a CNC technika is, ezt képviseli a KR-XB Pipeline gép is, amely acélcső vágásához lett kifejlesztve (2/a ábra), CNC vezérlése 2 tengely mentén ferde vagy spirál vágásokra is alkalmas. [22]



2. ábra CNC vezérlésű cső és lemez daraboló plazmavágó fejek a) KR-XB Pipeline ipari hordozható CNC plazmavágó gép acélcső vágóhoz [22] b) „Sinusz” fejjel ellátott CNC vezérlésű Plazma élettörő/gyökölő fej síklemezekhez [14]

A 2. ábra b része CNC Plazma élettörő „szinusz” fejet mutat be. [14] A plazmavágó berendezések, vezérlését felhasználva akár vízsugár vágóként is használják. [8]

2.2 Forgácsoló csővágási technológiák

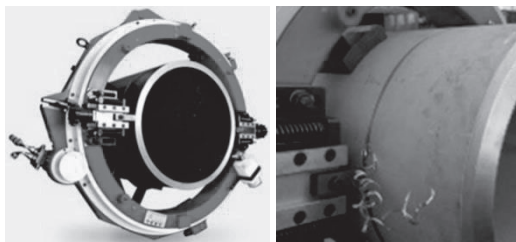
A csővágásnál több forgácsolási mód megtalálható, ilyenek az esztergálás a marás a fűrészelés és a köszörülés.

2.2.1 Esztergáláson alapuló „orbitális” csővágók

A 3. ábra a „SUPERCUTTER” pneumatikus és hidraulikus motorral is forgalmazott csővágót ábrázolja. Ez egy gyűrű eszterga, ahol a felső záró pofák állítható

* egyetemi docens, MATE-Gödöllő, Műszaki Intézet, Anyagtudományi és Gépipari Folyamatok Tanszék

átmérővel vannak ellátva, 60 mm-es falvastagságig használható. [20]



3. ábra A „SUPERCUT” csővágó és gyökölő gép és a forgácsolási zóna [20]

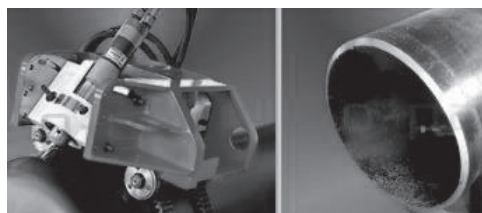


4. ábra Csővágó és élkiképző berendezések a) Metabo fűrőpisztollyal hajtott berendezés [11], b) MILLGRIP a funkciónak megfelelően tárcsamarával (vágás) és ujjmaróval (gyökölt peremkiképzés) is felszerelhető [13]

Egyszerű elektromos kéziszerszámmal hajtott gyűrűesztergás csővágókat is találunk a piacon, ilyen pld. az 4/a ábrán látható Metabo kézi fűrőpisztollyal hajtott automatikus előtolással ellátott csővágó és élkiképző berendezés. [11]

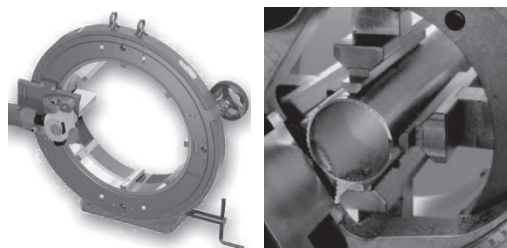
2.2.2 Marási elven működő csővágók

Nagy falvastagságú csövek vágásához a tárcsa- vagy ujjmaróval ellátott csővágók alkalmasak. Ilyen tárcsamarával működik a MILLGRIP lánchajtású gép is (4/b. ábra). Tiszta vágást biztosít az anyag beedződése nélkül 45 mm-es csőfalvastagságig. Nagy átmérő tartományokban (406 mm - 3048 mm) használható. Lánchajtása, kombinálva a négy gumírozott előtoló kerékkel lehetővé teszi, hogy a vágóegység a cső körül nagy stabilitást biztosítson és nagyon pontos vágásokat végezzen. Az ábrán látható felszerelésben állítható szögű ujjmaróval a vágott él utólagos gyökölését végzi a hegesztés előkészítéséhez. [13] Levegős működtetésű csővágó marógépeket is forgalmaznak (pld. Trav-L-Cutter) amelyek akár 1800mm csőátmérőig is használhatók. [19] Ujjmaróval szerelt csővágók is kaphatók, ilyen az 5. ábrán látható berendezés is. Ezt a gépet nagy átmérőjű csövekhez (csőátmérő= 260-3000mm) tervezték és fejlesztették ki, mint pl. vízvezeték, városi gázcső, olajcső, vízellátás és vízelvezető cső 5-20mm-es falvastagságig. Előnyei a minimális radiális helyszükséglet, a könnyű súly, a kényelmes működtetés a nagy teljesítményű hidraulikus meghajtású rendszer a fűrés-marás kombinálása a robbanás és tűzveszélyes helyeken. [5]



5. ábra Ujjmaróval működő csővágó és a vágott csőperem [5]

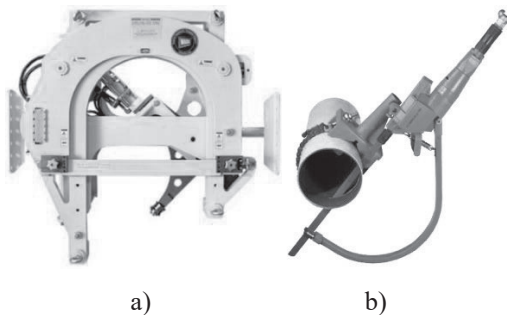
Speciális az AXXAIR csővágó/gyökölő orbitális marógépe. (6. ábra) Ideális vékony falú akár görbült csövek vágásához is. A kicsi geometriai hiba és a sima vágott felület (a korlátozott sorjázás miatt) adják a fő előnyeit. A vágható csőátmérők akár a 422 mm-t is elérheti és mobil munkaállomásként is használhatók. [12]



6. ábra Csődeformáció csökkentő orbitális gyűrűs csőmaró és a vágási zóna [12]

2.2.3 Fűrészeléssel történő csődarabolás

Az előbbi esztergáló és maró csővágókkal ellentétben, az alternáló lineáris fogácsoló főmozgást végző csővágók is elterjedtek az iparban, ezek elterjedt képviselője az ún. „Guillotine” csőfűrész (7/a. ábra).

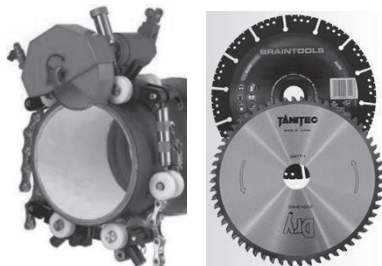


7. ábra. a) Nagyméretű Guillotine Goliath csővágó fűrész automata előtoló és rögzítő művel szerelve. [18], b) EGA-Master, alternáló fűrészlapos pneumatikus csővágó fűrész [17]

A hordozható Guillotine csőfűrészek rúdanyagok, szelvények, sínek és gerendák vágására is alkalmas masszív, mégis könnyű szerkezet. Több mérettel feddi az 50-800mm-ig terjedő átmérő tartományt. Orbitális vágási mozgású, amely kiemeli a fűrészlapot a hátrafelé löket során, így növeli a kés élettartamát. Hidraulikus hajtóművel, állítható automata előtolási sebességgel és automatikus bilincsekkel (Rapid Retract) gyorsan rögzíthetők. [18] Kézi szerszámban is találhatunk fűrészlapos pneumatikus csővágót, erre láthatunk példát

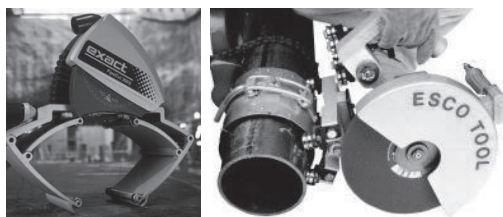
a 7/b ábrán. Hatékony és megbízható, ideális szűk helyeken történő vágáshoz. Hidraulikus és elektromos kivitelben is készül. ATEX EX I M2c T5 (levegős kivitel) ATEX EX II 2Gc T5 (hidraulikus kivitel) minősítéssel is forgalmazzák őket. [17] Az ilyen fűrészgépek előnye, hogy nincs szikra képződés, kevésbé környezet károsító és halkabbak, mint a körfűrész, akár 100 cm vastagság is átvágható. [9]

Körfűrész csővágóra mutat példát a 8. ábrán látható CS-UNITEC szikramentes (ATEX) körfűrész. Pneumatikus és hidraulikus motorral is kaphatók, ATEX tanúsítvánnyal rendelkeznek a II. Osztályba tartozó 2 GcT6-ban, Ex Zónákban való használatra. [16]



8. ábra. Szikramentes csővágó és keményfém, gyémánt körfűrész korongok [16]

Két sebességi fokozattal, állandó nyomaték, lágyindítással és túlterhelés elleni védelemmel ellátott csővágó a PipeCut 360E (EXACT), (9/a. ábra). Vágható átmérő tartománya 75 mm – 360mm, 10 mm acél falvastagságig. [6]



a) b)

9. ábra. a) A reddot tervezési díjas (2013) PipeCut 360E csővágófűrész [6], b) ESCO-TOOL Csővágó körcsiszoló [7]

Az előzőeken kívül alkalmaznak még kisebb elektromos kézi szablya, dekopir, aligátor és orr fűrészeket is.

2.2.4 Csővágás köszörüléssel/csiszolással

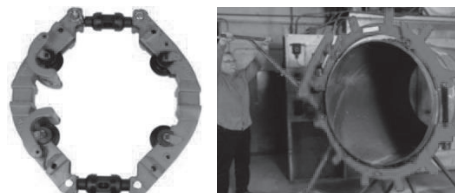
A manuális vágás elterjedt módszere a sarokcsiszoló. Az ATEX előírásoknak nem felel meg projektünkben, tehát „felnyitó” csővágáshoz nem használhatjuk. Ugyanakkor a már vágott csövek élmegmunkálásának ma is elterjedt eszköze.

A 9/b ábrán látható sűrített levegővel működtetett ESCO APS-438 vágó, akár 150 cm csőátmérőig is használható. Önközpontosító vezetópályával rendelkezik, a szabályos vágások érdekében HAZ (hőhatással bíró zóna) nélkül. Univerzális, üvegszálerezősítésű koronggal rendelkezik, amely akár

kemény fémötvözet csöveket is vág közel 10 mm falvastagságig. [7]

2.3 Csővágás hidegvágással (forgács nélkül)

Elterjedtek az olcsó, kézzel forgatható hidegvágó csővágók (ábra). A nagy átmérőjű csövekhez hosszú fogantyúval és egy speciális csavarkulccsal rendelkeznek, amellyel félfordulóként mozgatja el a vágót (10. ábra). A vágó tárcsák optimálisak a gömbrágitós és az acélcsövek számára. Minden méretben ugyanazok a vágókerekek használatosak. [15]



10. ábra. Reed csővágó szerkezete és alkalmazása [15]

2.4 Csővágás sugaras megmunkálásokkal

A sugaras megmunkálás (víz, abrazív-víz, lézer) közül a csővágásban az abrazív víz-sugaras vágás terjedt el.

Az abrazív szemcséket tartalmazó víz-sugár szikra nélkül vág, így ideális olyan alkalmazások vágásához, ahol tűz vagy robbanás veszélye áll fenn. [21] Az előbbiekre láthatunk példát a következő 11. ábrán.



11. ábra. Zinser hordozható lemezzalag pályás abrazív csővágógép [24]

3. A CSŐVÁGÓ TECHNOLÓGIÁK ÖSSZEHASONLÍTÁSA

A következőkben együttesen értékeljük a bemutatott rendszereket. A projekt célként kitűzött fejlesztés egy terepi javításoknál, szélsőséges viszonyok között használt eszköz/módszer kidolgozása. Fontos követelmény a biztonságos munkavégzés biztosítása (ATEX), ezért nagy hangsúlyt fektettünk az új korszerű technológiák által nyújtott lehetőségek megvizsgálására, hogy a terepi munkához legmegfelelőbb módszert fejleszthessük ki. Az értékelés során három értéket kap OK, - (közepes), és NO jelzéssel minden jellemző. Az értékelések három résztáblázatban csoportosítva kerülnek bemutatásra a következőkben. A termékek oszlopai alatt az értékelések darabszámái láthatók, súlyozás nélkül. Az ATEX jellemző NO értékelése kizárja az eszközt a projekten belüli tovább gondolástól, a három legkedvezőbbet javasolom további mérlegelésre

a fejlesztés tárgyát illetően. A táblázatok három részre bontva kerülnek bemutatásra.

1. táblázat. Termikus, sugaras és lemezvágás értékelés

Alapelv	Termikus eljárások		Sugaras vágások		Lemezvágás	
	Eljárások	Lángvágás	plazmavágás	Lézersugaras		Vízszugaras abr. vágás
Jellemzők						
ATEX	NO	NO	-	OK	OK	OK
Terepi alk	OK	NO	NO	-	-	OK
Felszerelés	OK	OK	-	OK	OK	OK
Cső ovalítás	OK	OK	OK	OK	OK	OK
ÁR	OK	NO	NO	NO	NO	OK
Automatizálás	-	OK	-	-	-	NO
univ. átmérő	OK	OK	OK	OK	OK	-
Gyökölés	NO	NO	-	-	-	NO
Sebesség	OK	OK	-	-	-	NO
Felületi hőmérséklet	NO	NO	NO	OK	OK	OK
Szerszám költség.	OK	OK	-	NO	OK	OK
OK	7	5	2	5	7	7
-	1	0	6	4	1	1
NO	3	5	3	2	3	3

2. táblázat. Kösörülés, fűrészelés értékelés

Alapelv	Forgácsoló eljárások I.			
	Eljárások	Sarokkösörű vágás (gépi, kézi)	Fűrészelés	
Jellemzők				
ATEX	NO	-	-	-
Terepi alk	OK	OK	OK	OK
Felszerelés	OK	OK	OK	OK
Cső ovalítás	OK	OK	OK	OK
ÁR	OK	OK	OK	OK
Automatizálás	NO	NO	OK	NO
UNIV átm	OK	-	-	-
Gyökölés	NO	NO	NO	NO
Sebesség	OK	OK	OK	OK
Felületi hőmérséklet	NO	-	-	-
Szerszám költség.	OK	OK	OK	OK
OK	7	6	7	6
-	0	3	3	3
NO	4	2	1	2

3. táblázat. Gyűrű eszterga, marás

Alapelv	Forgácsoló eljárások II.		
	Eljárások	Gyűrű eszterga	Marás
Jellemzők			
ATEX	OK	-	OK
Terepi alk	OK	OK	NO
Felszerelés	OK	OK	NO
Cső ovalítás	NO	OK	NO
ÁR	-	-	NO
Automatizálás	OK	-	OK
UNIV átm	-	OK	-
Gyökölés	OK	OK	OK
Sebesség	-	-	OK
Felületi hőmérséklet	OK	NO	OK
Szerszám költség.	NO	NO	NO
OK	6	5	5
-	3	4	1
NO	2	2	5

Eredményül a keretes fűrészelés az abráziós vizes és a körkéses hideg vágás kerül előtérbe. Megoldásként adódik a körkéses hideg vágás automatizálása az orbitális hajtás és a kézi körkéses vágás kombinációjával.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A bemutatott kutató munka a KFI_16-1-2017-0216 jelű projekt részeként valósul meg.

6. IRODALOM

- [1] Közlöny 35/2016. (IX. 27.) NGM rendelet a potenciálisan robbanásveszélyes környezetben történő alkalmazásra szánt berendezések és védelmi rendszerek vizsgálatáról és tanúsításáról
- [2] Mészáros György, Varnyú Ferenc: Gépipari Gyártástechnológiák II. - Forgácsoló mechanikai technológiák (2011) SZTE JGYPK, regi.tankonyvtar.hu
- [3] Rogers, R. L.; Broeckmann, B.; Frick, R.: Explosionsschutzdokument nach ATEX 137. = Technische Überwachung, 44. k. 1/2. sz. 2003. p. 27-31.
- [4] Szobor Albertné (összeállította): Előírások robbanásveszélyes helyek készülékeire és védőrendszereire, Munkavédelem 1.5-2.5
- [5] cp-beveling.en.made-in-china.com/product/PXjngzmVOLcr/China-Multipurpose-Chain-Pipe-Cutting-Beveling-Drilling-Milling-Machine.html
- [6] csogavofuresz.hu/termekeink/pipecut360/
- [7] hwww.escotool.com/news/pipe-cutting-saw-6-60-diameter-pipe/
- [8] northlandlaser.com/2015/10/31/aks-plasma-waterjet-at-fabtech/
- [9] szerszamblog.blogspot.hu/2016/04/gepi-fureszek-megkulonboztetes-1.html
- [10] Technik-Art 94 Kft: plazmavago.eu/plazma-technologia
- [11] wellnit.en.made-in-china.com/product/tXSEDNvjMKVi/China-Metabo-Stainless-Steel-Pipe-Cutting-Beveling-Equipment.html
- [12] www.axxair.com/thick-tubes-products/cc421
- [13] www.beveller.co.uk/catalog/cut-and-bevel
- [14] www.camachinetools.com/blog/2011/02/23
- [15] www.carid.com/reed
- [16] www.csunitec.com/saws/pipe-cutting-machines
- [17] www.egamaster.com/en/component/egamaster/category/507/Intrinsic_Safety_ATEX_/IECEX/PNEUMATIC
- [18] www.ehwachs.com/Industrial-Products/productcategory/Guillotine-Pipe-Saws-30
- [19] www.ehwachs.com/Industrial-Products/productcategory/Trav-L-Cutter-69
- [20] www.gbcindustrialtools.com/prodotti_en/pipe-cold-cutting-beveling-machines-Supercutter.html
- [21] www.rglservices.co.uk/services/
- [22] www.steelfabmachine.com/product/XB.html
- [23] www.sunbow-cut-weld.com/article.asp?id=812
- [24] www.zinser.de

CONTENTS

1. Ayham Aljawabrah, Dr. László Lovas: TEST RIG FOR AUTOMATED TRANSMISSION WITH DOG CLUTCHES	5	12. Neumann Róbert, Dr. Krisch Róbert: DEVELOPMENT OF A PRECISION DRIVE UNIT AT K.K.K. 99 KFT. TO BE UNIVER-SALLY USED AS ROBOT JOINTS WITH HIGH POWERDENSITY AND MODULAR CONSTRUCTION	53
2. Talal Alsardia, Dr. László Lovas: BOLT PRELOAD VARIATION IN CYCLIC TIGHTENING	9	13. Seregi Bálint Leon, Dr. Ficzer Péter: WEIGHT REDUCTION AND RANGE INCREASE OF UAV USING GENERATIVE DESIGN	57
3. Domonyi Erzsébet, Dr. Barányi István, Prof. Dr. Réger Mihály Antal: DEVELOPMENT OF AN UNIQUE SEMI-ADIABATIC CALORIMETER	13	14. Szabó Ferenc János: THE MULTIDISCIPLINARITY OF SIGMOID CURVES	61
4. Domonyi Erzsébet, Dr. Barányi István, Prof. Dr. Réger Mihály Antal: THERMAL CHARACTERISTICS DETERMINATION OF A CUSTOM DEVELOPED CALORIMETER	17	15. Ungár Péter, Dr. Kovács Sándor, Havas Zsuzsanna: TESTING COMPOSITES USING AGRICULTURAL BY-PRODUCTS FOR THE PRODUCTION OF CUTLERY	65
5. Fazekas Bálint, Goda Tibor: EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF RADIAL SHAFT SEALS	21	16. Zábori Zoltán, Dr. Zobory István: DYNAMICS OF A BEAM SUPPORTED BY A WINKLER FOUNDATION OF VARIABLE STIFFNESS AND DAMPING LOADED BY A LONGITUDINALLY MOVING VERTICAL STEADY FORCE	69
6. Dr. Ficzer Péter: RESEARCHES ON ADDITIVE MANUFACTURING TECHNOLOGIES	27	17. Zábori Zoltán, Dr. Zobory István: ANALYSIS OF THE VERTICAL MOTION CONDITIONS OF A WHEEL ROLLING ON A BEAM FIXED ON WINKLER-FOUNDATION OF VARIABLE PARAMETERS	76
7. Göncfalvi Balázs, Dr. Krisch Róbert: DEVELOPMENT AND MANUFACTURING OF AN EXPERIMENTAL FLAT WHEEL STRAIN WAVE GEAR UNIT AT K.K.K. 99 KFT.	31	18. Nagy Sándor: AUTOMATIC ACCORDION DOOR WITH MOTION SENSOR FOR HEALTHCARE, SOCIAL AND ACCESSIBILITY INSTITUTIONS	80
8. Horváth Richárd, Fábíán Enikő Réka, Stadler Róbert Gábor, Pinke Péter: STRENGTH AND FAILURE TESTING OF MILLING TOOLS	35	19. Pintér Ádám Sándor, Dr. Sarka Ferenc: RESEARCH ON THE DEFORMATION OF TOOTHED ELEMENTS GENERATED BY CAD SYSTEMS	85
9. Hussein Alzyod, Dr. Ficzer Péter: RESIDUAL STRESSES IN ADDITIVE MANUFACTURING	41	20. Zsidai László: PIPE CUTTING TECHNOLOGIES AND THEIR COMPARATIVE EVALUATION	89
10. Kristály Álmos, Dr. Ficzer Péter: USING 3D PRINTING TO REPLACE SIMPLE PLASTIC PARTS	45		
11. Lévai Emese Sarolta, Dr. Ficzer Péter: FIRST STEPS OF THE PROTOTYPE OF PROPELLER IN A COMPOSITE RACE BOAT	49		

GÉP

INFORMATIVE JOURNAL

for Technics, Enterprises, Investments, Sales, Research-Development, Market of the Scientific Society of
Mechanical Engineering

Dr. Döbröczöni Ádám

President of Editorial Board

Vesza József

General Editor

Dr. Jármái Károly

Dr. Péter József

Dr. Szabó Szilárd

Deputy

Dr. Barkóczy István

Bányai Zoltán

Dr. Beke János

Dr. Bukoveczky György

Dr. Czítán Gábor

Dr. Danyi József

Dr. Dudás Illés

Dr. Gáti József

Dr. Horváth Sándor

Dr. Illés Béla

Dr. Kalmár Ferenc

Dr. Orbán Ferenc

Dr. Pálincás István

Dr. Patkó Gyula

Dr. Péter László

Dr. Penninger Antal

Dr. Szabó István

Dr. Szántó Jenő

Dr. Szűcs Edit

Dr. Tímár Imre

Dr. Tóth László

Dr. Varga Emilné Dr. Szűcs Edit

Dr. Zobory István

DEAR READER,

Do allow the Dear Reader to call his/her attention to a memorable event. This year we celebrate Professor Zénó Terplán's 100th birthday; he was the initiator of the annual Seminars of Machine Designers and Product Developers. Professor Zénó Terplán was born in Hegyeshalom in 1921, continued his secondary studies in Kőszeg and Győr, graduated in 1943 from the József Nádor University of Technology and Economics in Budapest. His talent was noticed soon by Professor Géza Pattantyús (1885-1956), who employed him as a demonstrator.

Géza Ábrahám Pattantyús was a colorful, versatile individual of Hungarian mechanical engineers and general scientists, too. Academic professor, private engineer, machine designer and the highly educated man of public life. In 1910, he spent 200 days in Germany, Britain, and the United States with a Ganz travel scholarship. Professor Terplán followed Géza Ábrahám Pattantyús, considered him as a personal role model, and mentioned him with great appreciation until the end of his life.

At the national secretary meeting of the Scientific Association for Mechanical Engineering in town Téglyás in August 1972, took part 234 delegates from 110 companies and institutions, mostly senior specialists in construction activities, dealt with industrial construction work and its organization. The meeting dealing with construction and design process was initiated by prof. Dr. Zénó Terplán, prof. Dr. József Magyar and Dr. Rezső Száday chief designer, at that time.

The first meeting was held on 22-24 August, 1973 with the participation of the staff of the Department of Machine Elements of the University of Miskolc. The meeting was opened by Professor Dr. Jenő Varga, chief designer of the GANZ Company, emphasizing that there was no such event in Hungary before. He advised that the evaluation of the construction should also be addressed, as several studies dealing with the design methodology, mainly in West Germany, have been published in recent years. The authors of 15 papers argued for a coherent, productive and efficient construction work in the proceedings of the meeting. After the 1975 event, the Conference of Leading Designers was transformed into the National Seminar of Machine Designers in 1977.

During the last decade of the 20th century, the Hungarian industry was radically transformed; producer and consumer have changed places, the depreciated consumer goods became equal to machines and means of production, and the word product was added to the dictionary of machine designers. The designers recognised that a product is anything that is of interest or interest can be aroused. The organizers of the seminar understood that the engineers at the beginning of their career are also happy to attend regular professional gatherings and would be happy to publish their papers in a reliable place and format, in our case with the support of the Scientific Association for Mechanical Engineering.

The Seminar of Machine Designers and Product Developers took place from the beginning at the Headquarters of the Committee of the Hungarian Academy of Science in Miskolc. The articles are published in printed form on journal GÉP with the support of Gazdász Ltd. Thanks for that.

Allow the Dear Reader a personal voice at the end of the greeting. The organization work of our seminar would not be effective without the support of the managers, lecturers and non-lecturers of the Institute of Machine and Product Design (formerly the Department of Machine Elements) of the University of Miskolc. We are also personally grateful for the encouragement, criticism and work to Professor Dr. Gabriella Bognár, director of the institute, Dr. Ádám Döbröczöni, professor emeritus, Professor Dr. László Kamondi, Géza Németh senior lecturer and Gere Aranka economic administrator.

*Dr. József Péter and Dr. Csaba Dömötör,
Secretary of the Seminar*

Managing Editor: Vesza József. Editor's address: 3534 Miskolc, Szervezet utca 67.

Phone/fax: (+36-46) 379-530, (+36-30) 9-450-270 • e-mail: mail@gepujsag.hu

Published by the Scientific Society of Mechanical Engineering, 1147 Budapest, Czobor u. 68., Postal address: 1371, Bp, Pf. 433

Phone: 202-0656, Fax: 202-0252, E-mail: a.gaby@gteportal.eu, Web: www.gteportal.eu

Web: http://www.gepujsag.hu * Kereskedelmi és Hitelbank: 10200830-32310236-00000000

Publisher: Dr. Igaz Jenő, Managing Director

Gazdász Nyomda Kft. 3534 Miskolc, Szervezet u. 67. Telefon: 06-46/379-530 • e-mail: gazdasz@chello.hu

Distributed to subscribers by Magyar Posta Zrt, Postal address: 1900 Budapest

Subscription: subscription can be ordered at any Hungarian post office, from postmen, from the link: www.posta.hu WEBSHOP

(https://eshop.posta.hu/storefront/), via e-mail: hirlapelofizetes@posta.hu, by phone: 06-1-767-8262, or mail to: MP Zrt. 1900 Budapest

Subscription: subscription can be ordered from overseas and to overseas at Magyar Posta Zrt. Visit: www.posta.hu WEBSHOP (https://eshop.posta.hu/storefront/), mail to: 1900 Budapest, 06-1-767-8262, or hirlapelofizetes@posta.hu

Domestic subscription prices are: HUF 1,260 a single copy and HUF 2,520 a double copy.

INDEX: 25 343 ISSN 0016-8572

The published articles have been reviewed.

The publication is supported by the National Cultural Fund of Hungary

15:30-15:45 Ayham Aljawabrah, PhD hallgató, Dr. Lovas László egyetemi docens, BME Vasúti Járművek és Járműrendszeranalízis Tanszék: Test rig for automated transmission with dog clutches

15:45-16:00 Dr. Szabó Ferenc János egyetemi docens ME Gép- és Terméktervezési Intézet: A szigmoid görbék multidiszciplinaritása

16:00-16:15 Ungár Péter tudományos munkatárs, Dr. Kovács Sándor vezető kutató, Bay Zoltán Alkalmazott Kutatási Közhasznú Nonprofit Kft., Havas Zsuzsanna termékfejlesztési specialista, Inno-Comp Kft.: Mezőgazdasági melléktermékek használatával készült kompozitok vizsgálata evőeszközök gyártásához

16:15-16:30 Kriston József Balázs PhD. Student, Jálics Károly PhD., associate professor University of Miskolc Institute of Machine and Product Design: Benefits and Limitations of Acoustic Methods in the Vehicle Transmission Diagnostics – A Case Study

16:30-16:45 Pintér Ádám MSc gépészmérnök hallgató, Sarka Ferenc egyetemi docens ME Gép- és Terméktervezési Intézet: CAD rendszerek által generált fogazott elemek alakeltérésének vizsgálata

16:45-17:00 Hasan Nazha PhD student, Szabolcs Szávai Associate professor, Institute of Machine and Product Design, University of Miskolc: Ankle-foot orthosis from CT images to 3D prototype

2021. november 5. (péntek) 9:00-12:00

Helyszín: ME Gép- és Terméktervezési Intézet tárgyaló

(A/3. ép. I. emelet 115.)

Elnök: Dr. Takács Ágnes

9:00-9:15 Marada Imre PhD hallgató, Dr. Bihari János egyetemi docens ME Gép- és Terméktervezési Intézet: Kisméretű műanyag fogaskerekek vizsgálatára alkalmas egységajtóművek bemutatása és továbbfejlesztési lehetőségei

9:15-9:30 Marada Imre PhD hallgató, Jálics Károly címzetes egyetemi docens ME Gép- és Terméktervezési Intézet: A Stefan-Boltzmann-törvény egy gyakorlati alkalmazása

9:30-9:45 Mohsen Khalili Najafabadi, Mohamad Klazly, Krisztián Hriczó, and Gabriella Bognár Institute of Machine and Product Design, University of Miskolc: Heat transfer analysis of Alumina-oil base nanofluid flow inside a pipe

9:45-10:00 Mekkassi Raid Fekheddine, PhD student, Miklós Tisza professor emeritus, University of Miskolc, Institute of Materials Science and Engineering: Opportunities for 3rd Generation Advanced High-Strength Steels in Automotive Body Structures

10:00-10:15 Mohamad Klazly PhD student Institute of Machine and Product Design, University of Miskolc: A new viscosity model of nanofluid

10:15-10:30 Mortda Mohammed Sahib Al-Hamzawi, PhD student, Dr. Szávai Szabolcs associate professor, University of Miskolc Institute of Machine and Product Design, Dr. György Kovács associate professor University of Miskolc Institute of Manufacturing Science: Optimization analysis of composite honeycomb structure's mechanical properties using Finite Element Method

10:30-10:45 Chahboub Yassine PhD student, Dr. Szávai Szabolcs associate professor University of Miskolc Institute of Machine and Product Design: Prediction of failure of CT specimen using Gfr Approach

10:45-11:00 Okhunjon Sayfidinov, Gabriella Bognár University of Miskolc Institute of Machine and Product Design: Numerical simulation of discretised Kardar-Parisi-Zhang equation with Gaussian noise term

11:00-11:15 Kocsis Gergely hallgató, Miskolci Egyetem: Szilikonolaj áramlási jellemzőinek vizsgálata CFD szimulációval torziós rezgéscsillapítóknál

11:15-11:30 Göndör Viktor hallgató, Miskolci Egyetem: Ágapító gép tervezése

A GÉPTERVEZŐK ÉS TERMÉKFEJLESZTŐK XXXVII. SZEMINÁRIUMÁNAK SZERVEZŐI:

Vadászné Prof. Dr. Bognár Gabriella
az MTA doktora, habil intézetigazgató

Dr. habil. Döbröczöni Ádám
egyetemi tanár, professor emeritus

Dr. Péter József
c. egyetemi tanár, a szeminárium titkára

Dr. Dömötör Csaba
egyetemi docens, a szeminárium titkára

Németh Géza egyetemi adjunktus

Gere Aranka intézeti ügyintéző

KORÁBBI RENDEZVÉNYEINK:

Vezető Konstruktőrök Tanácskozása
Miskolc, 1973. augusztus 23 - 24.

Vezető Konstruktőrök Tanácskozása
Miskolc, 1975. július 23 - 24.

Géptervezők III. Országos Szemináriuma
Miskolc, 1977. augusztus 30 - szeptember 1.

Géptervezők IV. Országos Szemináriuma
Miskolc, 1980. augusztus 26 - 27.

Géptervezők V. Országos Szemináriuma
Miskolc, 1982. augusztus 25 - 26.

Géptervezők VI. Országos Szemináriuma
Miskolc, 1985. április 11 - 12

Géptervezők VII. Országos Szemináriuma
Miskolc, 1989. május 29 - 31.

Géptervezők VIII. Országos Szemináriuma
Miskolc, 1991. május 29 - 30.

Géptervezők IX. Országos Szemináriuma
Miskolc, 1993. szeptember 30 - október 1.

Géptervezés '94 (Géptervezők X. Országos Szemináriuma) Miskolc, 1994. május 20.

Géptervezők XI. Országos Szemináriuma
Miskolc, 1995. május 29-30.

Géptervezés-termékfejlesztés '96 (Géptervezők és Termékfejlesztők XII. Országos Szemináriuma),
Miskolc, 1996. május 24-25.

Géptervezők és Termékfejlesztők XIII. Országos Szemináriuma,
Miskolc, 1997. november 28.

Géptervezők és Termékfejlesztők XIV. Országos Szemináriuma,
Miskolc, 1998. december 15.

Géptervezők és Termékfejlesztők XV. Országos Szemináriuma,
Miskolc, 1999. szeptember 30-október 1.

Géptervezők és Termékfejlesztők XVI. Országos Szemináriuma,
Miskolc, 2000. november 15 - 16.

Géptervezők és Termékfejlesztők XVII. Országos Szemináriuma,
Miskolc, 2001. november 8 - 9.

Géptervezők és Termékfejlesztők XVIII. Országos Szemináriuma,
Miskolc, 2002. november 7 - 8.

Géptervezők és Termékfejlesztők XIX. Országos Szemináriuma,
Miskolc, 2003. november 6 - 7.

Géptervezők és Termékfejlesztők XX. Országos Szemináriuma
Miskolc, 2004. november 11 - 12.

Géptervezők és Termékfejlesztők XXI. Országos Szemináriuma
Miskolc, 2005. november 10 - 11.

Géptervezők és Termékfejlesztők XXII. Országos Szemináriuma
2006. november 9 - 10.

Géptervezők és Termékfejlesztők XXIII. Országos Szemináriuma
2007. november 15 - 16.

Géptervezők és Termékfejlesztők XXIV. Országos Szemináriuma
2008. november 13 - 14.

Géptervezők és Termékfejlesztők XXV. Országos Szemináriuma
2009. november 5 - 6.

Géptervezők és Termékfejlesztők XXVI. Országos Szemináriuma
2010. november 11-12.

Géptervezők és Termékfejlesztők XXVII. Országos Szemináriuma
2011. november 10-11.

Géptervezők és Termékfejlesztők XXVIII. Országos Szemináriuma
2012. november 8-9.

Géptervezők és Termékfejlesztők XXIX. Országos Szemináriuma
2013. november 7-8.

Géptervezők és Termékfejlesztők XXX. Országos Szemináriuma
2014. november 6-7.

Géptervezők és Termékfejlesztők XXXI. Országos Szemináriuma
2015. november 5-6.

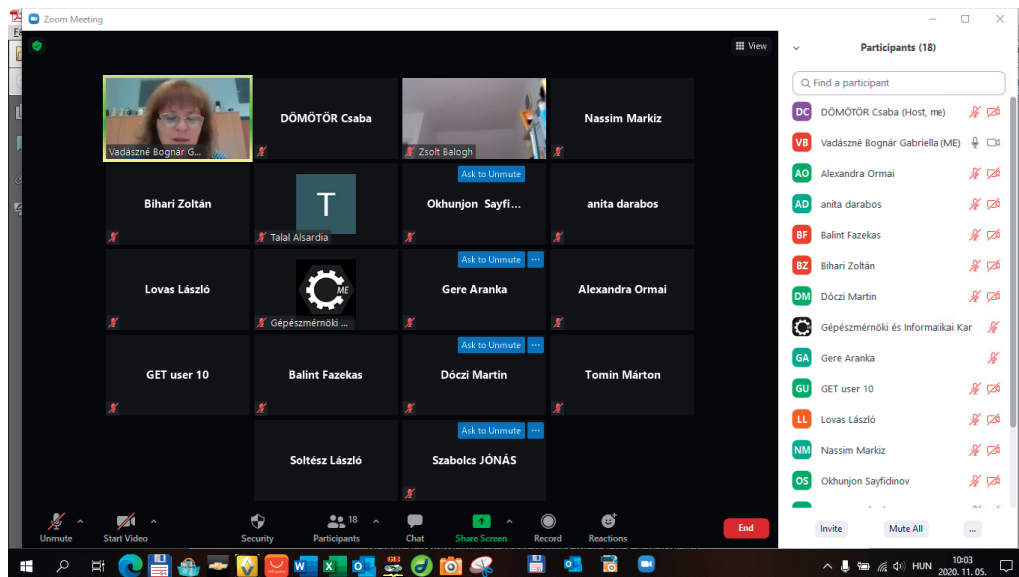
Géptervezők és Termékfejlesztők XXXII. Országos Szemináriuma
2016. november 10-11.

Géptervezők és Termékfejlesztők XXXIII. Országos Szemináriuma
2017. november 9-10.

Géptervezők és Termékfejlesztők XXXIV. Országos Szemináriuma
2018. november 8-9.

Géptervezők és Termékfejlesztők XXXV. Országos Szemináriuma
2019. november 7-8.

Géptervezők és Termékfejlesztők XXXVI. Országos Szemináriuma
2020. november 5-6.



A Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézete tisztelettel meghívja Önt
2021. november 4-én, csütörtökön 9 órára a Miskolci Egyetem Díszaulájába

<http://geik.uni-miskolc.hu/intezetek/GET/gepterszem>

A GÉPTERVEZŐK ÉS TERMÉKFEJLESZTŐK XXXVII. SZEMINÁRIUMÁRA ÉS ENNEK KERETÉBEN MEGRENDEZÉSRE KERÜLŐ TERPLÁN ZÉNÓ EMLÉKKIÁLLÍTÁS MEGNYITÓJÁRA



Program:
Köszöntő ünnepi beszédek
Szakmai előadások
Az emlékkiállítás megnyitója

A megnyitót után állófogadást tartunk, ezért **kérjük, részvételi szándékát előre jelezze** a gepterszem@uni-miskolc.hu címen!

További információ:

