

MISKOLCI EGYETEM
GÉPÉSZMÉRNÖKI KAR



**2D-S CNC SZALAGKÖSZÖRŰGÉP FEJLESZTÉSI
KÉRDÉSEI**

PHD ÉRTEKEZÉS

KÉSZÍTETTE:
Vizi Gábor
okleveles gépészmérnök

SÁLYI ISTVÁN GÉPÉSZETI TUDOMÁNYOK DOKTORI ISKOLA,
GÉPEK ÉS SZERKEZETEK TERVEZÉSE TÉMATERÜLET,
SZERSZÁMGÉPEK TERVEZÉSE TÉMACSOPORT

DOKTORI ISKOLAVEZETŐ:
DR. PÁCZELT ISTVÁN
az MTA rendes tagja
a műszaki tudomány doktora

TÉMAVEZETŐ:
DR. JAKAB ENDRE
a műszaki tudomány kandidátusa

MISKOLC, 2005

Tartalomjegyzék

Az alkalmazott jelölések jegyzéke.....	3
1. Bevezetés	7
2. Irodalmi áttekintés, tudományos előzmények	8
3. Célkitűzések	13
4. Gépstruktúrák	15
4.1. Alkatrészcsaládok.....	15
4.2. 2D-s NC gépstruktúrák képzése.....	16
4.3. 2D-s, számjegyvezérlésű gépek struktúraváltozatai.....	16
4.3.1. Mozgásmegosztási változatok.....	16
4.3.2. Rendűségváltozatok	16
4.3.3. Változatok bővítése az elemi mozgás típusa szerint	17
4.3.4. A H-F és az F-H változatok vizsgálata.....	18
4.3.5. Változatok bővítése, a H-F és F-F mozgású gépek további változatai	19
4.3.6. Technológia és szerszám.....	20
4.3.7. Az összes változat, értékelés, szelektálás.....	21
4.3.8. Értékelés, szelektálási szempontok	22
4.3.9. Egyenesvonalú-haladó mozgással felépülő gépstruktúrák.....	22
4.3.10. Haladó és forgómozgással felépülő gépstruktúrák.....	23
4.3.11. Két forgómozgással felépülő gépstruktúrák vizsgálata.....	26
4.3.12. Összegzés, kiválasztás.....	30
5. A megépített 2D-s CNC szalagköszörűgép.....	31
5.1. Bővített alkatrész csoportok megmunkálására alkalmas gépek	31
5.2. További kiegészítő mozgások	32
6. Kinematikai és dinamikai vizsgálatok.....	33
6.1. A szánok kinematikai modellje, gyorsulásviszonyok	33
6.2. Cikloisok mozgásgeometriai származtatása.....	35
6.2.1. Egyenközű cikloisok	35
6.2.2. Mozgásfüggvények $\rho = \rho_n$ esetben.....	40
6.2.2.1. A szerszám középpontjának mozgásjellemzői, az $\omega_{\alpha_1} = \text{állandó}$ esetben	40
6.2.2.2. A szerszám középpontjának mozgásjellemzői $\omega_{\phi} = \text{állandó}$ esetben.....	42
6.2.2.3. Kiértékelés.....	45
6.2.3. Mozgásfüggvények a $\rho < \rho_n$ esetben.....	45
6.2.3.1. A szerszám középpontjának mozgásjellemzői, az $\omega_{\alpha_1} = \text{állandó}$ esetén..	50
6.2.3.2. Kiértékelés $\omega_{\alpha_1} = \text{állandó}$ és különböző ρ_i esetekben.....	51
6.2.3.3. A szerszám középpontjának mozgásjellemzői, az $x(t)$, $v(t)$, $a(t)$ függvények, $\omega_{\phi_1} = \text{állandó}$ esetben.....	54
6.2.3.4. Kiértékelés $\omega_{\phi_1} = \text{állandó}$ és különböző ρ_i esetekben.....	54
6.2.3.5. Adott hajtóműcsoportozathoz tartozó fogaskerekek vizsgálata.....	56
6.2.4. Összefoglaló kiértékelés.....	61
7. További lehetőségek feltárása a nagyobb sebességű megmunkálások felé, optimalizált gyorsulásfüggvények alkalmazásának példája a lehetséges mozgásfüggvények végtelen halmazából.....	62
7.1. Vizsgálatok optimalizált gyorsulásfüggvényekkel.....	62
7.1.1. Szinusz görbéből és egyenesből felépülő gyorsulásfüggvények.....	63
7.1.2. Másodfokú parabolából és egyenesből felépülő gyorsulásfüggvények	71

7.2.	Kiértékelés.....	79
8.	Megmunkáló program, programfejlesztés.....	81
8.1.	Kiindulási feltételek, építőelemek.....	81
8.2.	Sebességmegvalósítási változatok.....	83
8.3.	Szelektálás.....	85
8.4.	A vezérlőprogram rendszerterve	86
8.5.	A kifejlesztett program kezelése	93
9.	A megmunkálási pontosság	96
9.1.	Kísérleti megmunkálás.....	96
9.2.	A megmunkált profil ellenőrzése	96
9.3.	Az osztási pontosság számítása.....	97
9.4.	A profilhiba számítása.....	98
9.5.	Kiértékelés.....	99
10.	Gyakorlati eredmények és hasznosításuk, további célkitűzések.....	100
11.	Összefoglalás	101
12.	Elért eredmények tézisszerű összefoglalása.....	103
13.	Irodalomjegyzék	104
14.	Az értekezés témájában megjelent tudományos közlemények	114
15.	Mellékletek.....	116

Az alkalmazott jelölések jegyzéke

$a_{\max}$	[mm/s ²]	a lineáris szán gyorsulásának maximális értéke
a_x	[mm/s ²]	a lineáris szán X irányú gyorsulása
a_{II}, a_{IV}	[mm/s ²]	nagyítási paraméterek
A_1, A_2	[-]	időintervallum arányok
b_{II}, b_{IV}	[1/s]	nyújtási paraméterek
C	[-]	a görbe egy pontja
c	[°]	a körasztal szögelfordulása
e	[mm]	excentricitás
$\vec{e}_{k_1}$	[-]	egységvektor
$\vec{e}_{k_3}$	[-]	egységvektor
$\vec{e}_{k_4}$	[-]	egységvektor
G	[-]	pillanatnyi gördülópont
$\vec{i}$	[-]	bázisvektor
$\vec{j}$	[-]	bázisvektor
$J_{\text{csapágy}}$	[kgm ²]	a csapágy tehetetlenségi nyomatéka
J_{csiga}	[kgm ²]	a csiga tehetetlenségi nyomatéka
$J_{\text{csk.}}$	[kgm ²]	a csigakerék tehetetlenségi nyomatéka
$J_{\text{jeladó}}$	[kgm ²]	az forgóadó forgórészének tehetetlenségi nyomatéka
$J_{\text{kör}}$	[kgm ²]	a körasztal-test tehetetlenségi nyomatéka
J_{mdb}	[kgm ²]	a munkadarab tehetetlenségi nyomatéka
J_{motor}	[kgm ²]	a motor forgórészének tehetetlenségi nyomatéka
$J_{\text{red motor}}$	[kgm ²]	a motortengelyre redukált összes tehetetlenségi nyomaték
J_{tacho}	[kgm ²]	a tachogenerátor forgórészének tehetetlenségi nyomatéka
J_{tengely}	[kgm ²]	a körasztal tengelyének tehetetlenségi nyomatéka
$J_{\text{tgk.}}$	[kgm ²]	a tengelykapcsoló tehetetlenségi nyomatéka
$J_{\text{tüske}}$	[kgm ²]	a munkadarab felfogó-tüske tehetetlenségi nyomatéka
$J_{\text{orsó}}$	[kgm ²]	a golyósorsó tehetetlenségi nyomatéka
k	[-]	A kész munkadarabhoz tarozó szerszámpálya pontjainak a száma
$m_{\text{össz}}$	[kg]	a szán, a szalagköszörű egység, a golyósanya és az alátétadarab együttes tömege
M_{01}	[-]	az X_1Y_1 koordináta-rendszerből az X_0Y_0 koordináta-rendszerbe transzformálás transzformációs mátrixa
M_{10}	[-]	az X_0Y_0 koordináta-rendszerből az X_1Y_1 koordináta-rendszerbe transzformálás transzformációs mátrixa
nm	[mm]	a munkadarab egy fordulatra jutó maradék fogásvétel értéke
$n_{\max \text{ kör.}}$	[fordulat/perc]	a körasztal maximális fordulatszáma
$N_{\text{imp.}}$	[impulzus]	a golyósorsó egy fordulatra jutó impulzusszám
N_{mm}	[-]	mozgásmegosztási változatok száma
N_{mt}	[-]	mozgástípus szerinti változatok száma
N_r	[-]	rendűségváltozatok száma
$N_{\text{imp.}}^v$	[-]	az impulzus kibocsátási sebesség megvalósítási alapváltozatainak (eseteinek) száma
p	[mm]	a golyósorsó menetemelkedése
P	[-]	származtató pont, a ρ_n névleges sugarú szerszám középpontja
P_1	[-]	származtató pont, a ρ sugarú szerszám középpontja

r	[mm]	az alapkör és a gördülőkör sugarainak összege. $r_1 + r_2 = r (= \vec{r}_k)$
r_1	[mm]	alapkör sugara
r_2	[mm]	gördülőkör sugara
$r_{\text{ráhagyás}}$	[mm]	a kiinduló munkadarab sugara és a ciklois fogaskerék lábkör sugarának különbsége
$\vec{r}_c$	[-]	az O_1 forgási középpontból a C pontba mutató helyvektor
$\vec{r}_k$	[-]	az O_1 forgási középpontból az O_2 forgási középpontba mutató helyvektor
$\vec{r}_p$	[-]	az O_1 forgási középpontból a P származtató pontba mutató helyvektor
$\vec{r}_{p_1}$	[-]	az O_1 forgási középpontból a P_1 származtató pontba mutató helyvektor
$\vec{r}_3$	[-]	az O_2 forgási középpontból a P származtató pontba mutató helyvektor
$\vec{r}_4$	[-]	a P származtató pontból a C pontba mutató helyvektor
$\vec{r}_{4_{\text{mod}}}$	[-]	a P és a P_1 származtató pontot összekötő vektor
$\vec{r}_{0_p}$	[-]	az X_0Y_0 koordinátarendszerben, a munkadarab forgási középpontjából a P származtató kör (szerszám) középpontjába mutató vektor
$\vec{r}_{1_p}$	[-]	az X_1Y_1 koordinátarendszerben, a munkadarab forgási középpontjából a P származtató kör (szerszám) középpontjába mutató vektor
$\vec{r}_{0_{p_1}}$	[-]	az X_0Y_0 koordinátarendszerben, a munkadarab forgási középpontjából a P_1 származtató kör (szerszám) középpontjába mutató vektor
$\vec{r}_{1_{p_1}}$	[-]	az X_1Y_1 koordinátarendszerben, a munkadarab forgási középpontjából a P_1 származtató kör (szerszám) középpontjába mutató vektor
s	[mm]	a kösörűszalag vastagsága
t_{ex}	[-]	a parabola eltolási tényezője az x tengely mentén
t_{ey}	[-]	a parabola eltolási tényezője az y tengely mentén
t_{e1}, t_{e2}	[s]	függvényeltolás paraméterei
t_0	[s]	a kezdeti időpillanat értéke
O_1	[-]	az alapkör középpontja
O_2	[-]	a gördülőkör középpontja
v_x	[mm/s]	a lineáris szán X irányú sebessége
$v_{\text{imp.}}^{\text{cikl.}}$	[imp./ms]	egy ciklus impulzus kibocsátási sebessége
$v_{\text{imp.}}^{\text{max}}$	[imp./ms]	a maximális impulzus kibocsátási sebesség
x	[mm]	a lineáris szán X irányú elmozdulása
x_e	[mm]	a szerszám beszűrő előtolásának értéke, egy munkadarab fordulatra
x_p	[mm]	a P szerszámközéppont X irányú elmozdulása
x_{1_p}	[mm]	az X_1Y_1 koordinátarendszerben a P származtató pont X_1 irányú elmozdulása
x_{0_p}	[mm]	az X_0Y_0 koordinátarendszerben a P származtató pont X_0 irányú elmozdulása
y_p	[mm]	a P szerszámközéppont Y irányú elmozdulása

y_{1p}	[mm]	az X_1Y_1 koordinátarendszerben a P származtató pont Y_1 irányú elmozdulása
y_{0p}	[mm]	az X_0Y_0 koordinátarendszerben a P származtató pont Y_0 irányú elmozdulása
z	[-]	fogsorszám
α_0	[°]	kiindulási szöghelyzet, kezdőirány
α_1	[°]	az alapkörhöz tartozó szögelfordulás, a gördülőkör O_2 középpontjának helyzetét jellemző szög, gördítési szög
α_2	[°]	gördülőkör gördülési szöge
β	[°]	az O_1 O_2 forgási középpontokat összekötő egyenesnek a ciklois pillanatnyi normálisával bezárt szöge
Δc_{imp-i}	[impulzus]	a körasztal korrigált ciklusonkénti inkrementális impulzusértéke
Δc_{hiba}	[impulzus]	a körasztal szögelfordulásának hibája
$\Delta t_{cikl.}$	[ms]	egy DDA ciklus értéke
$\Delta t_{cikl.}^{opt.}$	[ms]	a vezérlőkártyára jellemző optimális ciklusidő érték
$\Delta x_{imp.}$	[impulzus]	a lineáris szán inkrementális elmozdulás értéke
Δx_{imp-i}	[impulzus]	a lineáris szán korrigált ciklusonkénti inkrementális impulzusértéke
Δx_{hiba}	[impulzus]	a lineáris szán elmozdulásának hibája
$\Delta x_{törtimp-i}$	[impulzus]	a lineáris szán elmozdulásának töredék impulzusa
$\Delta x_{imp.}^{korlát}$	[impulzus]	a lineáris szánnál, a kártya impulzus regiszterének mérete által megszabott egy ciklusidőben kiadható impulzusszám
$\Delta x_{imp.}^{opt.}$	[impulzus]	egy ciklus optimális ciklusidejéből és az impulzus kibocsátási sebességből számolt optimális impulzusszám
$\varepsilon_{kör} = \varepsilon_{\varphi}$	[1/s ²]	a körasztal szöggyorsulása, a φ szög gyorsulása
$\varepsilon_{max kör}$	[1/s ²]	a körasztal szöggyorsulásának maximális értéke
$\varepsilon_{max motor}$	[1/s ²]	a motortengely szöggyorsulása
φ_1	[°]	a P_1 származtató pont (P_1 szerszámközep) szögelfordulása az XY koordinátarendszerben (a munkadarab szögelfordulása a szerszámhoz képest)
ω_{α_1}	[1/s]	a gördítési szög (α_1) sebessége
$\omega_{\alpha_{1max}}$	[1/s]	a gördítési szög (α_1) sebességének maximális értéke
ω_{φ}	[1/s]	a munkadarab (a körasztal) szögelfordulásának sebessége
$\omega_{\varphi_{max}}$	[1/s]	a munkadarab-szögelfordulás (φ), sebességének maximális értéke
$\omega_{max kör}$	[1/s]	a körasztal maximális szögsebessége
ω_{φ_1}	[1/s]	a névelegesnél kisebb sugarú szerszám esetén ($\rho < \rho_n$) a munkadarab szögelfordulásának sebessége
ξ, η, ζ	[-]	a parabola paraméterei

További kiegészítő jelölések az értekezésben találhatók.

Köszönetnyilvánítás

Az értekezés a Miskolci Egyetem doktori képzésének keretén belül készült a Sályi István Gépészeti Tudományok doktori iskola, Gépek és szerkezetek tervezése tématerület Szerszámgépek tervezése témacsoport programjában. A disszertáció a Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszékén 1998-ban megkezdett kutatómunka eredményeit foglalja össze. Szeretnék ez úton is köszönetet mondani mindazoknak a volt tanárainknak, kollégáimnak, akik a tudományos dolgozat elkészítése során támogattak, segítségemre voltak. Elsősorban köszönettel tartozom tudományos témavezetőmnek **Dr. Jakab Endre** docens úrnak, aki mindvégig terelgette gondolataimat, irányította munkámat, konzulensemnek **Dr. Csáki Tibornak**, és **Dr. Takács Györgynek**, akik hasznos tanácsokkal segítették tudományos tevékenységemet. Hálás vagyok **Dr. Tajnafői József** professzor úrnak és **Dr. Szarka Zoltán** docens úrnak, akik a disszertáció korai változatainak átnézése során tett építő jellegű javaslataikkal nagymértékben segítették munkámat. Köszönöm **Dr. Patkó Gyula** Tanszékvezető professzor úrnak, a doktori képzés ideje alatt nyújtott támogatását, szakmai tanácsait. Szeretném megköszönni **Dr. Tolvaj Béláné** docensnek és **Hörcsik Renáta** tanársegédnek a munkadarab pontossági mérésében nyújtott segítségét. Köszönetet mondok a tanszéki kollégáimnak is, akik gondolatébresztő beszélgetésekkel, tanácsokkal, ajánlásokkal bővítették látókörömet.

Végül szeretném megköszönni feleségem, családom és barátaim támogatását.

1. Bevezetés

Az utóbbi másfél évtizedben ugrásszerű műszaki és technikai fejlődésnek lehettünk szemtanúi, melyet nevezhetünk egy újabb technikai forradalomnak, ami nagymértékben a számítástechnika rohamos fejlődésének és elterjedésének köszönhető. E tudományos-technikai forradalom a gépipar területén is új eredményeket hozott. Példaként említhetjük, hogy a korábbi mechanikus elven működő rendszereket számos területen mechatronikai rendszerek váltják föl. A mechatronika, mint határterület körülbelül két évtizeddel ezelőtt jelent meg, mára önálló tudományterületté vált. Bár tartalmán, értelmezésén ma is viták folynak, azonban összefoglaló jelentése az alábbiakban adható meg. Minden olyan szerkezet, berendezés "mechatronikai" jelzővel illethető - mérettől függetlenül -, amelyekben a mechanikai szerkezet, az elektronika, az információ- és számítástechnika, a vezérlés- és szabályozástechnika együttesen jelenik meg valamilyen technológiai folyamat megvalósítására. Ennek megfelelően mechatronikai berendezések, rendszerek a legkülönbözőbb területeken találhatók, például az orvostechikai, finommechanikai, gépjárműtechnikai, űrtechnikai, haditechnikai stb. területeken. A mechatronika fogalma elsőként a robottechnika területén vált ismertté. Napjainkban megjelenésük, alkalmazásaik és fejlesztésük egyre szélesebb körű. Ennek magyarázata abban található, hogy a magasabb szintű technikai követelmények, a korra jellemző speciális követelmények - mint pl. pontosság, megbízhatóság, minőségbiztosítás, termelékenység, rugalmasság stb. - csak ilyen berendezésekkel biztosíthatók. Több mechatronikai berendezés található a szerszámgépek területén. Úgy is fogalmazhatnánk, hogy a CNC szerszámgépek minden olyan tulajdonsággal rendelkeznek, amelyek alapján mechatronikai berendezéseknek tekinthetők.

A Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszéke mindig folytatott ez irányban kutatásokat, gyakran szorosan együttműködve a Gépgyártástechnológiai, a Gépelemek, valamint az Elektrotechnika Tanszékkel. Itt említhetők meg azok a jelentős kutatások, fejlesztések, amelyeket "Az automatizálás hatása a szerszámgépek szerkezeti kialakítására" témában folytatott a Tanszék. Az eredményeket számos megvalósított, működő berendezés támasztja alá. Ide sorolható a görgős vagy más néven ciklois hajtóművekben használatos nyújtott epicikloissal egyenközű profilú fogaskerekek gyártóeszközeinek fejlesztése is. Ennek keretében a Szerszámgépek Tanszékén fejlesztették ki, valamint gyártották le a ciklois fogaskerekek gyártására szolgáló berendezések prototípusait. Ezek közül a mechanikus elven működő, ciklois fogazatok marására szolgáló berendezés sikeres volt, így a további fejlesztések és kutatások egy termelékenyebb, rugalmasabb, befejező megmunkálásra is alkalmas számjegyvezérlésű szerszámgép felé irányultak.

A disszertáció témája a bonyolult felületek előállításának, illetve a szerszámgépek tervezésének elméletéhez és gyakorlatához kapcsolódik.

2. Irodalmi áttekintés, tudományos előzmények

Az értekezésben felhasznált irodalmi anyagok, tématerületek szerinti csoportosításban az alábbiak: a módszeres géptervezés, különösen a szerszámgépek strukturális tervezésének elméletével foglalkozó irodalmak; a cikloisok származtatásával, a ciklois profilok gyakorlati megvalósításával, gyártásával, illetve alkalmazásával kapcsolatos művek; a szalagköszörüléses megmunkálás elméleti megfontolásait és gyakorlati tapasztalatait tartalmazó irodalmak; a büttykös mechanizmusok, ezen belül a váltópályás mechanizmusok tervezési módszereit részletesen ismertető könyvek, tanulmányok; a szerszámgépek vezérlőrendszereinek elméletével, tervezésével, programozásával és alkalmazási kérdéseivel foglalkozó anyagok.

Kutatásainkhoz, a szerszámgépstruktúrák generálásához nem nélkülözhattük a géptervezés elveinek alkalmazását és szakirodalmának ismeretét. A pragmatikus angolszász, és az elméleti német géptervező iskolák közül elsősorban a módszeres géptervezést követő német iskola és hazai képviselőinek elméleti és gyakorlati eredményeire építettünk.

A módszeres gondolkodáson alapuló tervezés nem újkeletű. Gyökereit egyes irodalmak Leonardo da Vinci-hez kötik.

A XX. században a modern felfogású módszerfejlesztés egyik nagy alakja Hansen. Alapműnek tekinthető munkája [37] adott lökést a módszeres géptervezés-elmélet fejlesztéséhez. Ebben a műben megfogalmazott, funkciók absztrakciójának és alapelvbe foglalásának gondolatmenetére építenek a későbbi ezt követő módszeres tervezési elvek is. Egy más megközelítési formát alkalmaz Rodenacker [102], aki a fizikusok gondolkodásával ellentétes irányú gondolatmenetet követ, vagyis az elvonatkoztatott modelltől a konkrét felé halad. Az angolszász tervezőiskola egyik képviselője Morrison. Művében [90], a tervezés folyamatában, a géptervezés elhatározásait irányító stratégiai szabályok lefektetését hangsúlyozza, melyet megkülönböztet a „részletek taktikájától”. A tervezendő szerkezetre jellemző tulajdonságokat, bizonyos számú mennyiségekkel párosítva, szimbolikus egyenletrendszerbe, mátrixba foglalta. Az ösztönös ítélőképességre alapozva egy adott egyenletrendszerben az ismeretlen mennyiségek értékének felvételével és az ismeretlenek közötti további összefüggések feltételezésével arra törekedett, hogy a tulajdonságok és a mennyiségek közötti úgynevezett „kapcsolat mátrix” sorainak és oszlopainak száma megegyezzen.

Egy másik, érdekes gondolatsort fogalmaz meg Koller [53], aki a gépen végbemenő folyamatokat véges számú fizikai funkciókra vezeti vissza, és szabályokat fogalmaz meg az anyagi megvalósításra vonatkozóan. A módszeres géptervezés elméletének fejlődésében mérföldkövet jelentett a funkció-összevonás és a funkciókra bontás gondolata, melyek Pahl-Beitz [96] művében lelhetők fel. Roth munkájában [103] a megoldásgyűjtemények és tervezői katalógusok alapján végzett tervezési eljárások rendszerezését végezte el és foglalta össze. Magyarországon a funkcióelvű struktúraírás a Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszékén, Tajnaíró József nevéhez fűződik [116], [117]. A kódolási elvben az alapköd a legfontosabb funkcionális egységek, gépépítő-elemek alfanumerikus azonosító jeleit tartalmazza. Az egyes gépépítő-elemek sorrendi kapcsolatát egy másik építőelemmel az egymásraépülési, vagy más néven rendűség sorrend írja le. A struktúrák leírásához a gépi koordinátarendszer irányait használja fel.

A szomszéd elvű struktúraírású módot először Lipóth András [73] használta, megmunkáló központok struktúráinak jellemzésére. Az elvonatkoztatott leírás szerint a gépstruktúrákat egy lineáris vezetékekkel összekapcsolt négytagú láncként értelmezi, amelyben a lánc két végétől kiindulva a rögzített taghoz két főlánc kapcsolódik. Ez a formalizmus az egymást követő

szomszédos tagok, elemek kölcsönös fizikai kapcsolatának leírásán, jellemzésén alapul. Nagy előnye, hogy egyértelműen látható a munkadarab és a szerszám kinematikai lánc, valamint a struktúra leíró kódja alfanumerikus, ezért számítógépes adatfeldolgozásra felhasználható.

A Lipóth-féle gondolatmenetet követte és fejlesztette tovább számítógépes feldolgozásra, szelektálásra alkalmas formában Németh István [93], egy komplex szerszámgéptervező-rendszer kereteibe integrálva.

A Tajnafői által kimunkált elv nyomdokain haladt tovább, és ér el újabb eredményeket, Takács György. A [125] műben ismertetett gondolatsor szerint az egyes részegységek mozgásvektorainak elemeihez a kettes számrendszer helyiértékeit rendelte, és a vektor decimális értékével jellemezte az adott objektumot. A teljes struktúrára vonatkozó tömör kódot, egy számsort, a szerszámtól a munkadarab irányában haladva láncszerűen írta fel. Ezzel a formalizmussal a gépstruktúrák rövid, tömör leírására, számítógépes feldolgozására és struktúra-generálásra nyújt lehetőséget. Az egyes gépstruktúrák generálását kiegészítette egy értékelemző módszerrel, mellyel a változatok értékrendjét állította fel.

Az 5-tengelyes megmunkáló központok felépítését, és az egyes gépek munkaterét vizsgálta cikkében [15] Bohez. A struktúrák leíró kódjában a részegységeket az általuk megvalósított mozgásfajta betűjelével azonosítja. A szárok, a rájuk jellemző kódok felírási sorrendjében épülnek egymásra. A gépstruktúrákat leíró kódban, az egyes mozgásokat megvalósító szárok betűjeleinek indexében, vesszővel jelöli azokat a szárokat, melyek a szerszámot hordozzák.

A rotációsszámok kódolásával foglalkozik Jakab Endre [47]. Lényegében a Tajnafői-féle kódrendszert fejlesztette tovább mechanikus kinematikai láncokkal felépülő, sokszög felületeket megmunkáló gépek struktúráinak feltárására, leírására. A struktúrakód kialakítása során figyelembe vette, hogy a cikloisok képzésére a forgómozgások nagysága, iránya, valamint a forgástengelyek egymáshoz viszonyított távolsága van hatással.

A Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetemen a módszeres tervezésemélet oktatása Bercsey Tibor nevével fémjelezve kezdődött el [9].

A számítógépek térhódításával olyan új módszerek, tervezési elvek, mint például genetikai algoritmusok [10], [100], [105], [137], hierarchikus precedencia gráf [95], kevert egész típusú lineáris programozás (MILP) [83], valamint agent bázisú rendszerek [81] jelentek meg, melyeket főleg a számítógéppel segített alkatrész-összeépítés (CAA), illetve a számítógéppel segített folyamattervezés (CAPP) területén alkalmaznak.

A mesterséges intelligencia módszerek is beépültek a módszeres géptervezés elméletébe és gyakorlatába. Szinte minden esetben a kombinatorikus robbanás utáni megoldáshalmaz elemszámainak csökkentésére alkalmazzák, ahol egy adott problémára a jellemző heurisztikus információk alapján korlátozzák a keresést. Ennek segítségével lehet eljutni az ígéretes megoldásokhoz. A Szerszámgépek Tanszékén a mesterséges intelligencia eszköztárának elemét alkalmazta a módszeres géptervezés elméletébe ültetve Horváth Péter. [44], aki saját szakértői rendszert fejlesztett ki LISP programnyelven.

A módszeres géptervezési elvek a tervezést támogató számítógépes rendszerekben is fellelhetők. Horváth Imre értekezésében [43], a mesterséges intelligencia módszerek alkalmazásánál több eredeti gondolat jelenik meg, amelyeknél a tervezés fázisában az alakelemekhez technológiai információkat is rendel. A [42] cikk a tervezést támogató rendszerek fejlődéséről nyújt átfogó képet.

A [138] és a [139] szabványok a konstrukciós módszertan és a gazdaságos tervezés lépéseit rögzítik és foglalják össze.

Az ókorban a tudósok a bolygók által leírt pálya elnevezésére használták először az epiciklois fogalmat. Ebből az időből származik a trochoid elnevezés is. Az első mű, amelyben részletes leírás található a cikloisokról Cusanus nevéhez fűződik [18]. A cikloisok elméleti megalapozását Huygens. írta le a XVII. században [45]. A különböző cikloisgörbék képzéséhez a legördítés módszerét alkalmazta La Hire. Az általa írt [68] műben mindenre kiterjedően vizsgálta a cikloisok alkalmazhatóságát fogaskerek fogazataira, és megadta matematikai leírásukat. Az epi- és hipociklois görbék geometriai és kinematikai származtatásával foglalkozó irodalmak közül, mint alpműveket az [52], [74], [121] szakkönyveket és a [26], [40], [69], [127] tudományos dolgozatokat használtuk fel. A matematikai leírásokhoz, kinematikai és dinamikai vizsgálatokhoz, valamint a programozáshoz a [2], [28], [29], [89], [104] szakkönyvekre támaszkodtunk.

Az epi- és hipociklois, és azokkal egyenközű profilok, vagy közismert nevükön sokszögprofilok alkalmazási köre fokozatosan bővül a műszaki gyakorlatban. Az epi- és hipociklois felületek különböző fajtái leggyakrabban nyomtécátvivő tengely-agy kötésekben (közel egyenes oldalú nyújtott hipocikloisok), kapcsoló- és kulcsszerkezetekben (hurkolt hipo- és epicikloisok), órákban (epi- és hipocikloisokból készült fogprofilok), vagy fogaskerék hajtásokban, hidraulikus szivattyúkban (nyújtott epicikloissal egyenközű fogprofilok) találhatók, de nem hanyagolhatjuk el a díszítő és más, például alakfelismerő funkciójú alkalmazásokat sem [74], [101], [121], [127]. Az epicikloisokkal egyenközű profilok (epitrochoidok) ciklois, csapos, vagy görgős jelzővel ellátott hajtóművek kerekéinél, fogazatainál találhatók. E hajtóművek az excenteres bolygóhajtóművek családjába tartoznak, melyekben a fogaskerék bolygómozgást végez [67] [128]. A hajtóműveket általában nagy lassító áttétel, kis szerkezeti méretek, hosszú élettartam, jó hatásfok, fajlagosan nagy teljesítmény és kedvező dinamikai tulajdonságok teszik vonzóvá az ipar legkülönbözőbb területei számára [13], [K.12], [K.15], [K.16]. A kishézagú és játékú, továbbá hézagatlanított változataik az alkalmazási lehetőségeket kiszélesítették, példaként említhetők robotokban, szerszámgépek körasztalaiban és szerszámcsereelő manipulátorokban, csillagvizsgáló tornyok és radar antennák mozgató egységeiben. Egyes külföldi hajtómű gyártó cégek a görgős hajtómű egységet egybe építik egy hagyományos „kb” típusú bolygóművel [K.16], vagy fogaskerék-fogasléc hajtóművet építenek például szerszámgépek utazóhajtásaként.

A ciklois hajtómű szabadalom [13] megjelenése óta a hajtómű, és a gyártóeszközök fejlesztése folyamatos. A nyomtécátvivő elem, a nyújtott epicikloissal egyenközű fogazatú hengeres kerék gyártása igényes, pontos és termelékeny szerszámgépek kifejlesztését igényli. Magyarországon az 1980-as évek második felében az egykori Magyar Gördülőcsapágy Művek (MGM) megbízásából, a Nehézipari Műszaki Egyetem (NME), ma Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke a gyártóeszköz tervezésével és legyártásával, a Gépelemek Tanszék három hajtómű-vezértípus kidolgozásával ért el eredményeket [12], [34], [47], [48], [49], [50], [129].

A görgős hajtóművek vizsgálatával, a főleg német nyelvterületen megjelent [14], [35], [69], [70], [80], [82] művek foglalkoznak részletesebben. Hazai vonatkozásban a [12], [39], [129] jelentősebb irodalmak említhetők. A Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszékén egy új típusú ciklois hajtómű tervezésével kapcsolatos tudományos eredményekről számol be a [88] disszertáció.

A ciklois fogaskerek különböző gyártási módozataival foglalkozó művek például az [52], [75], [78], [79], [99]. A gyártási módokat, gyártástechnológiát alapvetően befolyásolja a gyártandó alkatrész sorozatnagysága, illetve az elkészítendő alkatrész minősége. Az említett

szempontok figyelembevételével mechanikus kinematikai láncokkal felépülő, valamint számjegyevezérlésű gépek építhetők.

A szerszámgépstruktúrák generálása során az NC szánokat, építőelemeket a [K.13], [K.17] katalógusokból választottuk ki.

A sokszögesztergákra vonatkozó irodalmak, megoldások, a rokonfeladatok kapcsán bírnak jelentőséggel.

Az első sokszögeszterga szabadalom [21] megjelenése óta a témakörben folyó kutatás-fejlesztések újabb eredményeket hoztak. A számos irodalomból például a [31] és az [52] műveket említjük meg. Hazai vonatkozásban Gellért Károly. [30] munkadarab mozgatású-, és a Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszékén Tajnafői által kifejlesztett kiegyensúlyozott szerszámmozgatású sokszögeszterga [119] elméleti kutatási eredményei és gyakorlati tapasztalatai szolgáltatottak kiváló alapokat a további kutatásokhoz, fejlesztésekhez, amelynél ki kell hangsúlyozni Gellért gondolatébresztő szerepét. A Miskolci Egyetemen a különböző ciklois felületeket előállító sokszögesztergák és készülékek, sokszögköszörűgép, a nyomatékátvivő kötések és méretezésük, valamint a görgős hajtóművek elméleti és gyakorlati kérdéseikhez az Ábrázoló Geometria [66], Gépelemek [12], [33], [128], [129], Gépgyártástechnológiai [16], [32], [40], [65], [110], [111], [112], [113], [120], [132], [141], és a Szerszámgépek Tanszékén [26], [47], [48], [49], [58], [94], [122], [123] több tudományos munka készült. A Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszékén számos tudományos dolgozat alapjául szolgált, illetve felhasználásra került Tajnafői által kimunkált mozgásinformációk leképzésének elve [115], [116]. Ezt az alapelvet alkalmazták a sokszögesztergák, majd az epiciklois fogazatú fogaskerekek gyártóeszközeinek fejlesztésében. A [23] cikk is erre az elvre épít, melyben egy NC esztergagépre szerelhető sokszögesztergáló készülékről található hasznos információ.

A sokszögprofilok mellett meg kell említeni még a köszörülésre alkalmasabb poligon (Fortuna) profilokat, melyekről ismeretek a [27], [K.2], [K.14] irodalmakban találhatók.

A szalagköszörülés technológiájával a disszertáció nem foglalkozik részletesen, de a kísérleti megmunkálások elvégzése igényelte a technológia ismeretét és alkalmazását, amihez több, a szalagköszörüléses megmunkálások elméleti és gyakorlati kérdéseivel foglalkozó művet [5], [36], [57], [59], [60], [61], [62], [63], [64], [92], [97], [98], [106], [107], [108], [114], [133], [134] tekintetünk át. A szalagköszörüléses megmunkálási eljárásokat a [87] szabvány rögzíti. A szalagok típusaival, fajtáival és alkalmazhatóságukkal kapcsolatos információkat például a [K.7], [K.9], [K.10], [K.11], [K.18] gyártmánykatalógusok tartalmazzák.

A büttyös mechanizmusok elméletének CNC gépen történő alkalmazását a dolgozatban vizsgált problémák indokolták. A váltópályás mechanizmusok tervezésének elméletét tartalmazó irodalmakból az ide vonatkozó részeket használtuk fel. A nemzetközi szakirodalomban e tématerület egyik legismertebb műve Chen, F. Y. professzor könyve [17], amelyet komplexitása és módszeressége miatt méltán tartanak e tudományterület referencia művének. A másik szintén igen ismert alapművet Volmer, J. írta. A büttyös mechanizmusok tervezéséről szóló könyvében [142] a kinematikai és dinamikai kérdések részletes tárgyalása mellett, a büttyöktetek gyártásával is foglalkozik. A kutatóhelyen e témakörben született tudományos munkák eredményeire nagymértékben támaszkodtunk. A mozgásinformációk leképzési elvét a büttyös mechanizmusoknál Tajnafői [115] alkalmazta először. Tantawy, A. értekezésében [126] a váltópályás mechanizmusok különböző optimalizált gyorsulásgörbék szerinti tervezéséről ad információkat. Makó Ildikó dolgozatában [76] elméleti szinten a váltópályás mechanizmusok dinamikai vizsgálatával foglalkozik. Velezdi György értekezése

a bűtykös mechanizmusok kinetikai és dinamikai kérdéseinek elméleti és gyakorlati vonatkozásait taglalja, melyet az általa tervezett és elkészített vizsgáló berendezésen végzett kísérletek eredményeivel is alátámaszt [140].

A kutatások során felhasználtuk a szerszámgépek enciklopédikus ismeretanyagát, a kutatóhely munkatársai által írt jegyzeteket [25], [117], [118], [124], továbbá a [85], [143] irodalmakat.

A szerszámgép vezérlők szakirodalma igen kiterjedt és teljesen levált a klasszikus értelemben vett szerszámgépek tervezésének területéről, önálló területet alkotva. A vezérlésgyártók körében általános tendencia, hogy igyekeznek univerzális vezérlőt készíteni, ami nem csak szerszámgépek irányítására szolgál. Ez a számítógépek és a mikroelektronikai eszközök rohamos fejlődésének köszönhető. A fejlődés iránya napjainkban a legújabb PC bázisú fedélzeti operációsrendszerrel ellátott vezérlőkön át a több processzorral, két operációs rendszerrel, transzputerekkel épített vezérlések felé mutat, miközben a vezérlésekre bízott feladatok és azok bonyolultsági foka nagymértékben növekedett.

A célkitűzéseinkben megfogalmazottak elérésének érdekében, nélkülözhetetlen volt az NC vezérlők felépítésének, működésének megismerése és az ismeretek alkalmazása. Koren e tématerületen alpműnek tekinthető könyve [54] kiváló alapot szolgáltatott ehhez. Számos, az NC vezérléssel és a vezérlés lelkét alkotó interpolátorral kapcsolatos cikk [1], [3], [6], [7], [8], [11], [22], [38], [41], [46], [51], [55], [56], [71], [72], [77], [84], [86], [91], [131], [135], [144] ismeretanyagát, gondolatmenetét használtuk fel a vezérlőprogram készítéséhez. Közvetlen segítséget jelentett Erdélyi Ferenc jegyzetei [24], [25] és Strelec László. doktori munkája [109], melyek az NC gépek pozicionáló rendszerével, a pálya generálásával, és programozásával kapcsolatosan adtak érdemi információkat. Munkánk során Csáki Tibor 2D-s szerszámgépek vezérlésével kapcsolatos cikkeiből [19], [20] is merítettünk. A gépépítésnél használt vezérlés üzembe helyezéséhez a [4], [K.3], [K.4], [K.5], [130], [136], [K.1], [K.8] irodalmakat és műszaki leírásokat használtuk fel.

3. Célkitűzések

A Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszékén a sokszögprofilok és ciklois fogazatok megmunkálásához kapcsolódóan folytatott korábbi kutatások és fejlesztések eredményeként mechanikus kinematikai láncokkal megépített sokszögesztergák és fogazó gyártóeszközök kerültek kidolgozásra, legyártásra. Számos új feladat kapcsán fogalmazódott meg az igény, hogy a megmunkálható gyártmányok körét és a munkadarabok geometriáját célszerű lenne szélesíteni, továbbá az egyik munkadarabról a másikra történő átállás rugalmasságát növelni, amely a számjegyvezérlésű (NC) gépekre irányította a figyelmet. Az NC gépeknél megszűnnek a mechanikus kinematikai láncok adta kötöttségek, és lehetőség nyílik a számos új struktúrájú gép kidolgozására, kivitelezésére. A kutatásokat a korábbi eredményekre alapozva indítottuk el. Alapvető célunk volt a keresztmetszetükben különböző görbeprofílú, forgásszimmetrikus és tárcsaszzerű alkatrészek családjába tartozó munkadarabok megmunkálására szolgáló számjegyvezérlésű szerszámgép(ek) kifejlesztése. A kutatás, fejlesztés során az alábbi súlypontokra helyeztük a hangsúlyt.

Gépstruktúrák vizsgálata

A lehetséges NC gépstruktúrák feltárását az egyenesvonalú haladó és a forgó elemi mozgások és azokat megvalósító mechanizmusok ismeretében úgy céloztuk meg, hogy a feladat, a lehető legkisebb irányított tengelyszámmal (2D) megoldható legyen.

A gépstruktúrák feltárásához, és egy kedvező megoldás kiválasztásához henger és hengercikk alakú (szalagköszörű) szerszámok alkalmazását vettük alapul.

A munkadarabok közül az epiciklois fogaskerekek megmunkálására helyezzük a hangsúlyt, amelynek oka az, hogy a fogaskerekek fogszáma és excentricitása széles tartományon belül foglalhat helyet, ezért a gép igénybevétele szempontjából a legkritikusabb alkatrész.

A gépstruktúra kiválasztásánál szempontként vettük figyelembe, hogy más alkatrészcsaládok megmunkálása kiegészítésekkel, vagy továbbfejlesztésekkel lehetséges legyen.

Gépépítés

Célul tűztük ki a kiválasztott struktúra szerinti gép megépítését és üzembe helyezését a Szerszámgépek Tanszékén, figyelembe véve a követelményeket és az anyagi és technikai lehetőségeket. A gépépítés alapvető célja az elméleti eredmények gyakorlati igazolása, és új további kutatások egy alapvető eszközének létrehozása.

Kinematikai és dinamikai vizsgálatok

A megépített gépre vonatkozó, és a kritikus megmunkálási esetekre elvégzett kinematikai és dinamikai vizsgálatok, valamint ellenőrző számítások célja a gép termelékenységi határainak megállapítása, és az eredmények alapján a programozási vezérparaméter kiválasztása.

Célul tűztük ki a váltópályás mechanizmusoknál ismert és alkalmazott optimalizált gyorsulásfüggvények alapján történő mechanizmus tervezés elméletének és módszerének számjegyvezérlésű gépen való alkalmazhatóságának vizsgálatát. Ez olyan gépstruktúráknál indokolt, amikor lineáris szán viszonylag nagyfrekvenciájú alternáló mozgást végez. Az elemzéseknél a technológiai szempontoktól eltekintünk, mivel a mozgató tömegek tehetetlenségéből származó erők hatása a domináns.

A vizsgálatokban a szerszámtátmérő-változás (csökkentés) hatásának elemzése is jelentős szerepet kapott.

Programfejlesztés és programozás

A vezérléshez személyi számítógépbe integrálható szervomotor vezérlőkártyát szereztünk be. Ebből adódóan egyedi feladatot jelentett az NC vezérlőprogram kifejlesztése, a felmerülő problémák, mint pl. az impulzusvesztés kiküszöbölése. Az alkatrész programozást a kritikus, ciklois fogazatú kerékcsaládhoz rendeltük.

Kísérleti megmunkálások

A kísérleti megmunkálások célja, a megépített szerszámgépet vezérlő program működőképességének igazolása, a szerszám és technológia alkalmazhatósága, valamint az elméleti számítások és a gyakorlat eredményeinek összevetése volt. Megmunkált fogaskerekek pontosságának vizsgálata alapján kapott eredmények kiértékelése, lehetőséget adott az eljárás és a gép minősítésére, valamint a szükséges további intézkedések meghatározására.

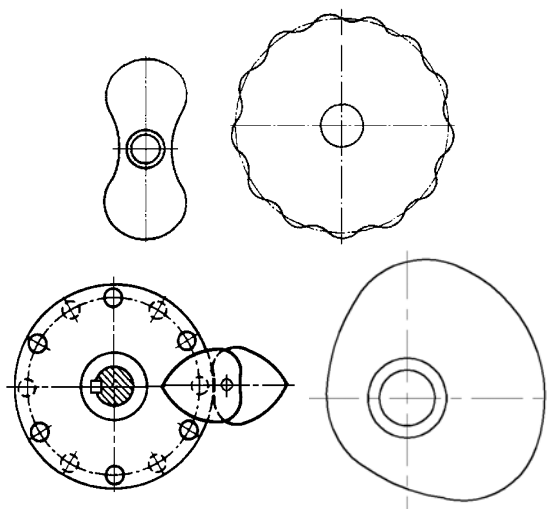
4. Gépstruktúrák

4.1. Alkatrészcsoportok

A forgásszimmetrikus és a nem-forgásszimmetrikus munkadarabokra munkálható profilok alapján az alkatrészek az alábbi csoportokba sorolhatók [52].

- a., A forgástengellyel párhuzamos alkotójú, tárcsaszerű alkatrészek.
- b., A forgástengellyel párhuzamos alkotójú, tengelyszerű alkatrészek.
- c., A forgástengellyel nem párhuzamos alkotójú, tengely- és tárcsaszerű alkatrészek.

Az értekezésben vizsgálandó munkadarabok köre az a. pont szerinti, tárcsaszerű, forgástengelyükre merőleges, analitikusan vagy numerikusan megadott, körtől eltérő görbe keresztmetszettel rendelkező alkatrészek, amelyek anyaga lehet lágy, vagy edzett. Ilyenek például a sokszögprofilok, Root-kerekek, vezértárcsák, vezérbütykök, fogaskerekek amelyekre példákat az 1. ábra szemléltet. A kutatások alapvetően a csapos bolygóművekbe épített hengeres kerekek, nyújtott epicikloissal egyenközű fogazatok, gyártására szolgáló szerszámgép fejlesztésére irányulnak.



1. ábra
Megmunkálható alkatrészek

A fenti alkatrészcsoportból kiválasztott, az a. csoportba tartozó, alkatrészek síkmetszeti profilja minimálisan két mozgás eredőjeként állítható elő. A feladatot NC gépekre megfogalmazva keressünk olyan 2D-s szerszámgép struktúrákat, első lépésben pontszerű szerszám feltételezése mellett, amelyek a síkgörbék előállítására alkalmasak. 2D-s gépek alatt azokat a számjegyvezérlésű gépeket értjük, amelyeknél a két irányított tengely egy időben (szimultán) összehangolt mozgásokat végez. A mozgásokat mellékmozgásoknak tételezzük fel.

Az egyes feladatokra való alkalmasságot valóságos megmunkálási modellek, illetve technológiák és szerszámaik alapján, szelektálási kritériumok figyelembevételével határozzuk meg. Ezen belül a fő hangsúlyt az 1. ábra szerinti alkatrészek megmunkálására alkalmas gépstruktúrák vizsgálatára helyezzük.

4.2. 2D-s NC gépstruktúrák képzése

Relatív és elemi mozgások

A munkadarab és a szerszám közötti relatív mozgásokat elemi mozgások segítségével hozzuk létre. A gépstruktúrák részletes feltárását, **két elemi mozgást feltételezve** végezzük el.

Gépstruktúrák képzése

Az elemi mozgásokat tekintjük először teljesen általánosan, amelyeket független, NC vezérlésű szánokkal valósítunk meg. Az esetleg szükséges további kiegészítő mozgást, (mozgásokat) és az azokat megvalósító egységeket, melyekkel a gépstruktúra bővíthető, később vesszük figyelembe.

A vizsgálatokban kitérünk arra az esetre is, amikor a hengeres szerszám sugarát minden határ nélkül csökkentjük. Ez átvezet a pontszerűnek tekinthető, határozott egyélű forgácsoló szerszámmal, esztergakéssel történő forgácsolásokhoz, amikor a fő- és mellékmozgások megváltoznak és az alkatrész megmunkálásához a generáló mozgásokon kívül tengelyirányú (axiális) előtoló mozgás is szükséges a szerszám kiterjedése miatt. Analógiaként említhetők a hátraeszterga gépen való megmunkálások.

4.3. 2D-s, számjegyvezérlésű gépek struktúraváltozatai

A változatok képzését a Tajnafői által a Szerszámgépek Tanszékén kidolgozott és alkalmazott struktúraképzési módszer szerint végezzük el, amely a szerszámot és a munkadarabot mozgató szánok összeépítési lehetőségeinek vizsgálatára épül.

4.3.1. Mozgásmegosztási változatok

Először a szerszám és a munkadarab közötti **mozgásmegosztási változatokat** képezzük ismétléses variációval, amikor az elemi mozgásokat megvalósító szánok (SZ) vagy munkadarabot, vagy szerszámot, vagy megosztottan mindkettőt mozgathatnak. A szánok megkülönböztetésére az 1, illetve a 2 számokat használjuk (SZ1, SZ2), amire csak azonos mozgástípusokat (forgó-forgó, lineáris-lineáris) megvalósító szánoknál lesz szükség. A munkadarab és a szerszám közötti mozgásmegosztási változatokat, ismétléses variációval határozzuk meg (1), amikor kéttagú csoportokat (általánosan k , a szánok száma) képezünk két elemből (n elemből), amely a munkadarab (m) és a szerszám (s). Ez a vizsgált esetben 4 megoldást ad:

$$N_{mm} = V_n^{k,i} = n^k = 2^2 = 4. \quad (1)$$

1. SZ1 (m) SZ2 (m)
2. SZ1 (m) SZ2 (s)
3. SZ1 (s) SZ2 (m)
4. SZ1 (s) SZ2 (s)

4.3.2. Rendűségváltozatok

Azoknál a változatoknál, amelyeknél a szerszámot, vagy munkadarabot egynél több egymásra épülő szán mozgatja, **rendűségváltozatok**, azaz **egymásraépülési sorrend változatok** is képezhetők. Általánosan k tagú (k az egymásraépülő szánok száma) csoportokat kell képezni k elemből, amely csoportokban az elemek sorrendje tetszőleges lehet, és az elemek nem ismétlődhetnek. A rendűségváltozatok darabszáma (N_r) a (2) képlet szerint számítható. Ez alapján az 1. és 4. mozgásmegosztási változatoknál permutációs számítással két-két rendűségváltozat képezhető:

$$N_r = P_k = k! = 2! = 2. \quad (2)$$

A mozgásmegosztási és rendűségváltozatok összes száma 6. Az egymásra épülés sorrendjét a szárok által hordozott egység (**m**, vagy **s**) után vesszővel elválasztva jelöljük, és e két jelet zárójelezzük. Az 1 elsőrendű, azaz a tartóelemre közvetlenül épülő szánt jelent, a 2 másodrendű az elsőrendű szárra épülő szánt jelent.

- | | | | |
|--------------|-----------|--------------|-----------|
| 1. SZ1 (m,1) | SZ2 (m,2) | 4. SZ1 (s,1) | SZ2 (m,1) |
| 2. SZ1 (m,2) | SZ2 (m,1) | 5. SZ1 (s,1) | SZ2 (s,2) |
| 3. SZ1 (m,1) | SZ2 (s,1) | 6. SZ1 (s,2) | SZ2 (s,1) |

4.3.3. Változatok bővítése az elemi mozgás típusa szerint

Az SZ1, SZ2 mozgásokhoz egyenesvonalú-haladó (lineáris-haladó) (H) és/vagy forgómozgás (F) rendelhető hozzá. A mozgástípusok szerinti felosztást is a variációs számítással végezhetjük el (3). Kéttagú (általánosan **k** tagú) csoportokat kell képezni, ahol **k** a relatív mozgások megvalósításához szükséges szárok száma (ez jelen esetben 2), két elemből (általánosan **n** elemből) melyek az elemi mozgások alaptípusait jelentik (ez szintén 2), ezek az egyenesvonalú-haladó (lineáris-haladó) (H) és a forgómozgások (F). Az elemek ismétlődhetnek, és minden lehetséges sorrendben előfordulhatnak. A változatok száma és kódjai:

$$N_{mt} = V_n^{k,i} = n^k = 2^2 = 4. \quad (3)$$

1. H1 H2
2. H F
3. F H
4. F1 F2

A mozgásmegosztási- és egymásraépülési változatokat (6 db) a mozgástípus változatokkal (4 db) kombinálva összesen 6x4=24 megoldás adódik, melyek a következők:

1.1	H1 (m,1)	H2 (m,2)	3.1	F (m,1)	H (m,2)
1.2	H1 (m,2)	H2 (m,1)	3.2	F (m,2)	H (m,1)
1.3	H1 (m,1)	H2 (s,1)	3.3	F (m,1)	H (s,1)
1.4	H1 (s,1)	H2 (m,1)	3.4	F (s,1)	H (m,1)
1.5	H1 (s,1)	H2 (s,2)	3.5	F (s,1)	H (s,2)
1.6	H1 (s,2)	H2 (s,1)	3.6	F (s,2)	H (s,1)
2.1	H (m,1)	F (m,2)	4.1	F1 (m,1)	F2 (m,2)
2.2	H (m,2)	F (m,1)	4.2	F1 (m,2)	F2 (m,1)
2.3	H (m,1)	F (s,1)	4.3	F1 (m,1)	F2 (s,1)
2.4	H (s,1)	F (m,1)	4.4	F1 (s,1)	F2 (m,1)
2.5	H (s,1)	F (s,2)	4.5	F1 (s,1)	F2 (s,2)
2.6	H (s,2)	F (s,1)	4.6	F1 (s,2)	F2 (s,1)

1. táblázat
H-F mozgásokkal felépülő gépek kódváltozatai

4.3.4. A H-F és az F-H változatok vizsgálata

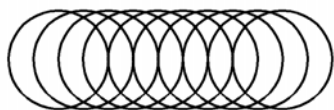
A 2.1-2.6 és a 3.1-3.6 változatok azonosak, csak a felírás sorrendjében különböznek egymástól, ezért a továbbiakban azt vizsgáljuk, hogy a H-F mozgáskombinációk, a rendűség sorrendet tekintve, a mozgástartomány szempontjából azonos vagy különböző struktúraváltozatokat eredményeznek-e.

Az elemi mozgások, azaz az egyes tagok (szánok) jellemzésére lineáris mozgásoknál az elmozdulás irányát, forgó mozgásnál a forgástengely irányát jellemző vektorokat használjuk, amelyek a sebesség ($\vec{v}$) és szögsebesség ($\vec{\omega}$) vektorok. A H és F mozgások négy lehetséges mozgáskombinációjánál ez a következőket jelenti: H-H ($\vec{v} - \vec{v}$), F-H ($\vec{\omega} - \vec{v}$), H-F ($\vec{v} - \vec{\omega}$), F-F ($\vec{\omega} - \vec{\omega}$). Az elemzéseket a [118] irodalom alapján a mozgásirányok egymáshoz viszonyított helyzete és a mozgások egymásra épülési sorrendje szerint végezzük el (2. táblázat), célszerűen a vektorok egymással párhuzamos és egymásra merőleges helyzeténél. A 2. táblázatban szereplő H-F és F-H kódok megfelelnek a H(,1)-F(,2) és a H(,2)-F(,1) egymásraépülési sorrend változatoknak.

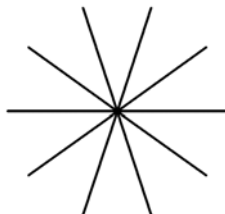
A táblázatból látható, hogy valamely taghoz kötött pont a mozgása során, az elfajuló esettől eltekintve, mind a H-F, mind az F-H mozgáskombinációnál azonos felületeket fut be, ezért részletesebben ezeket elemezzük. A vektorok nem egybeeső párhuzamos helyzeténél körhenger felületek, egymásra merőleges helyzeténél mind metsződő, mind kitérő esetben síkfelületeket kapunk. A két változat síkfelületeinek alakja és kiterjedése azonban különböző. Ugyanez mondható el a metsződő és a kitérő eseteket összehasonlítva is. A H-F változatnál a jellemző vektorok metsződő és kitérő, egymásra merőleges helyzetében a mozgástartomány alakját a 2. ábra szemlélteti. Az F-H kombinációnál a mozgásmező alakjára a vektorok egymásra merőleges metsződő helyzeténél a 3. ábra, míg kitérő esetben a 4. ábra mutat példát. A megépített gépek köréből, a 3. ábra szerinti mozgástartományú megoldásra a gyakorlatban a gördülőpapucsok futópályáinak megmunkálását végző gép [58] említhető meg. A 4. ábra mozgástartományára a sugárfúrógépek hozhatók példaként. Figyelembe véve, hogy a megmunkálási tartomány a síkfelületen, a mozgástartomány kiterjedésén belül helyezkedik el megállapítható, hogy a két mozgástípus kombináció azonos felületet eredményez, **de az eltérő mozgástartomány miatt külön struktúraként kell kezelni.**

Mozgás típus	Mozgások vektorjelei	Párhuzamos		Merőleges	
		Egybeeső	Nem egybeeső	metsződő	kitérő
H-H	$\vec{v} - \vec{v}$	Egyenessé fajuló		sík	
H-F	$\vec{v} - \vec{\omega}$	Körhenger		sík	sík
F-H	$\vec{\omega} - \vec{v}$	Egyenessé fajul	Körhenger	sík	sík
F-F	$\vec{\omega} - \vec{\omega}$	Elfajul körre	sík	Gömb	Körgyűrű

2. táblázat
Mozgástartományok



2. ábra
Mozgásmező, a jellemző vektorok metsződő és kitérő, egymásra merőleges helyzeténél



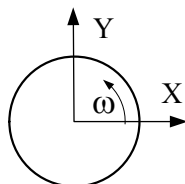
3. ábra
Mozgásmező alakja, a vektorok egymásra merőleges metsződő helyzeténél



4. ábra
Mozgásmező alakja, a vektorok egymásra merőleges kitérő helyzeténél

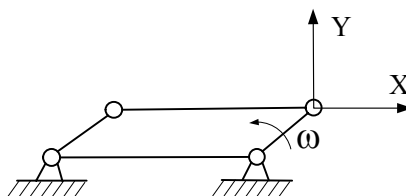
4.3.5. Változatok bővítése, a H-F és F-F mozgású gépek további változatai

A forgó mozgással is rendelkező gépváltozatok tovább bővíthetők a translációs körmozgással. Egy adott sugáron elhelyezkedő pont forgómozgáskor kör alakú pályát ír le, amely haladó (transzlációs) körmozgással (T) is megvalósítható, és amelyet keringő mozgásnak is neveznek [66].



5. ábra

Forgó mozgás koordinátarendszere



6. ábra

Transzlációs körmozgás koordinátarendszere

Ha egy merev test mozgását vizsgáljuk, akkor a két mozgás abban különbözik egymástól, hogy forgómozgásnál a test egyes pontjai, a sugár mentén haladva, különböző sugarú körpályát futnak be és a testhez kötött koordinátarendszer elfordul, azaz **orientációja megváltozik** (5. ábra). Transzlációs körmozgásnál a test minden pontja azonos sugarú körpályát fut be és a testhez kötött koordinátarendszer **orientációja nem változik meg** (6. ábra).

A H-F mozgáskombinációk bővítése

A lineáris-forgó (H-F) mozgáskombinációkat a translációs körmozgással kiegészítve négy alapváltozat adódik (4). Ezek közül az 1. és 3., valamint a 2. és 4. eset azonos gépstruktúrákat eredményez, amelynek figyelembevételével a 2.1-2.6 (1. táblázat), 6 lineáris-forgó mozgásváltozat száma 12-re bővül.

$$N_{mt(H-F)} = V_n^{k,i} = n^k = 2^2 = 4. \quad (4)$$

- | | | |
|----|---|---|
| 1. | H | F |
| 2. | H | T |
| 3. | F | H |
| 4. | T | H |

Az F-F mozgáskombinációk bővítése

A forgó-forgó (F-F) mozgáskombinációkat a translációs körmozgással kiegészítve szintén négy alapváltozat adódik, amit figyelembe véve a 4.1-4.6 (1. táblázat), 6 forgó-forgó mozgásváltozat száma 24-re bővül:

$$N_{mt(F-F)} = V_n^{k,i} = n^k = 2^2 = 4. \quad (5)$$

- | | | |
|----|----|----|
| 1. | F1 | F2 |
| 2. | F1 | T2 |
| 3. | T1 | F2 |
| 4. | T1 | T2 |

A 24 db változatnál a mozgástípus melletti, a mozgások számára utaló 1 és 2 számok, a mozgástípustól függetlenül, továbbiakban a mozgások nagyságának megkülönböztetésére is alkalmasak, mivel azok értéke általában eltérő. A kisebb szögsebességű mozgásra az 1, a nagyobb szögsebességre a 2 szám utal a mozgástípus betűkódja mellett.

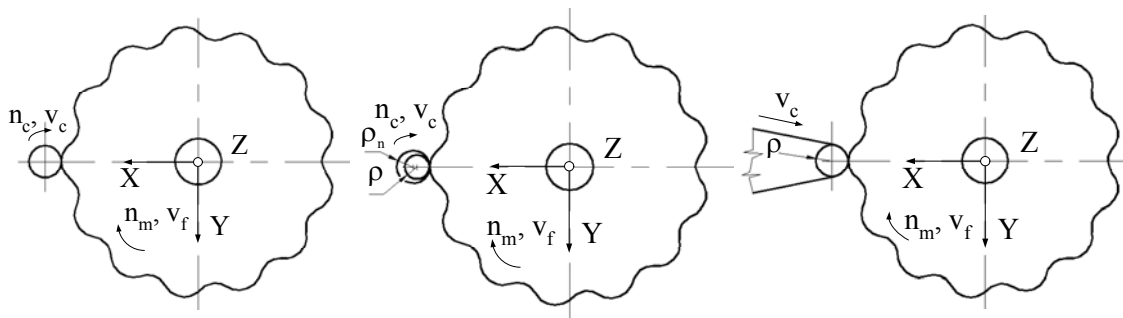
4.3.6. Technológia és szerszám

Ahhoz hogy a célkitűzéseinknek megfelelő szelektálást el tudjuk végezni, a feladatban meg kell fogalmazni, hogy az 1. ábra szerinti alkatrészeket milyen technológiával és szerszámmal kívánjuk megmunkálni. Ez ugyanis alapvetően befolyásolja a struktúra kiválasztását és a kivitelezett gép alakját.

Az 1. ábrán vázolt munkadarabok megmunkálására a szalagkösörűlési technológiát választottuk ki. A [47] műben ennek alapozása megtalálható. Az irodalmi adatok [36], [57], [59], [60], [61], [62], [63], [64], [92], [98], [106], [107], [108], [133], [134] és az eddigi tapasztalatok azt bizonyították, hogy szalagkösörűléssel termelékeny és méretpontos, illetve megfelelő felületi minőségű megmunkálások végezhetők. A szalagkösörűléses szerszám alakja sík vagy hengercikk alakú lehet. **Feladatunkhoz a hengercikk alakú szalagkösörű-szerszámmal történő beszúró megmunkálást választottuk ki. A megmunkáló szerszám tengelyét a 2. táblázat szerinti felületekre merőlegesen vesszük fel, amely egybeesik a munkadarab tengelyirányú kiterjedésével, a tárcsa vastagságával.** Szalagkösörűlésnél a szerszám hengerpalást részén érintkezik a munkadarabbal, ami hosszabb, mint a munkadarab palástja. Ugyanakkor számon tartjuk a csaposkösörű vagy többélű ujjmaró szerszámok alkalmazásának lehetőségét is. A fenti esetekben a forgácsoló főmozgás forgó, amelyet a szerszám végez.

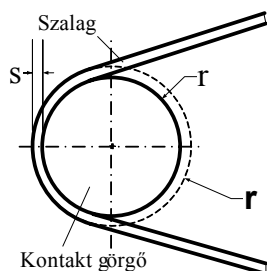
A technológia és szerszám kiválasztásának fő szempontja az, hogy az 1. ábra szerinti alkatrészcsoportok egyes tagjainak megmunkált felületei szerkezetekbe építve meghatározott átmérőjű görgőkkel kapcsolódnak. A görgők tengelyiránya, ahogy a szerszám tengelyiránya is, merőleges a 2. táblázat szerinti síkfelületekre. Ekkor a megmunkálást ugyanolyan névleges átmérőjű, vagy attól kisebb átmérőjű hengeres vagy hengercikk alakú szerszámmal célszerű elvégezni. A leírtakra példákat a 7. ábra szerinti modellek mutatnak, egyelőre a szükséges mellékmozgások feltüntetése nélkül. A baloldali ábra a szerkezetben kapcsolódó görgővel azonos átmérőjű hengeres, a középső attól kisebb átmérőjű hengeres szerszám, a jobboldali ábra az azonos vagy kisebb átmérőjű hengercikk alakú szalagkösörű-szerszám alkalmazására mutat példát. A hengercikk alakú szerszám átfogási szöge mindig nagyobb kell, hogy legyen, mint a szerkezetben lévő görgő kapcsolódási szöge.

A 2. táblázat szerinti hengeres felületekre merőleges tengelyű forgószerszám alkalmazásánál harangfelületek képezhetők, amelyek vizsgálata nem képezi a dolgozat tárgyát.



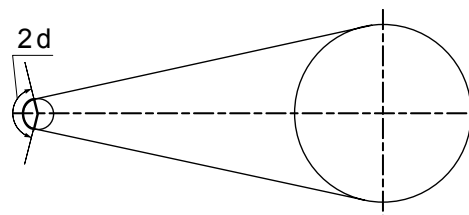
7. ábra
Megmunkálási alapváltozatok

Fontos megjegyezni, hogy a szalagköszörű-szerszám szíjhajtásokhoz hasonló alakja (9. ábra) kizárhatja bizonyos mozgaskombinációjú gépek megmunkálási célú alkalmazását. A 8. ábra szemlélteti, hogy a szerkezetbe épített görgő névleges sugarát hogyan valósítja meg a szalagköszörű-szerszám ($\rho = r + s$).



8. ábra

A görgő névleges sugara



9. ábra

A szalagköszörű-szerszám alakja

4.3.7. Az összes változat, értékelés, szelektálás

A változatokat összefoglaló táblázatokban a mozgásokat is feltüntettük, mindkét lehetséges mozgásirányukkal (3. táblázat).

	elsőrendű	másodrendű
A forgó mozgás jele:		
A translációs körmozgás jele:		
A lineáris mozgás jele:		

3. táblázat

Az egyes mozgások jelei

A felírható összes $6+12+24=42$ db változatot, a három alapmodellre külön-külön bontva a 4. 5. és 6. táblázat foglalja össze. A táblázatok egyes oszlopai: 1.- sorszám, 2.- a változat kódja, 3.- a mozgások ábrázolása, 4.- a hengeres szerszám, 5.- hengercikk alakú szerszám jelölése. A hengeres és hengercikk alakú forgószerszámokkal való megmunkálhatóságra utalást a későbbiekben történő ismétlés elkerülésére már itt megadjuk, + jellel a megvalósítható – jellel a nem megvalósítható megoldásokat jelölve. **Az első rendű szán mozgását mindig vastag vonal jelöli, a másodrendű szánét vékony.** A 3. oszlopban az egyes mozgásoknál feltüntettük, hogy munkadarabot (m), vagy szerszámot (s) rendelünk hozzá.

A szerszám, a munkadarab és az elemi mozgások között megkötéseket teszünk. A szerszám és a munkadarab forgástengelye merőleges a mozgások síkjára. A munkadarab és az azt hordozó forgómozgás forgástengelye egybe esik. Amennyiben a hordozó mozgás translációs körmozgás, akkor a munkadarab forgástengelye a translációs körmozgást végző elem csuklójának (6. ábra XY koordináta-rendszer origója) forgástengelyével esik egybe.

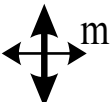
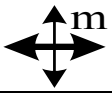
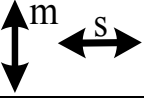
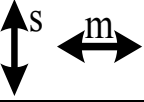
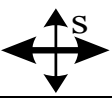
4.3.8. Értékelés, szelektálási szempontok

A 4., 5 és 6. táblázatokban, kódokkal megadott gépstruktúrák magukban foglalják az eddig gyártott összes 2D-s NC gépstruktúrát (a megkötések figyelembevételével), illetve olyanokat, amelyeket eddig még nem gyártottak, például azért, mert nem célszerű, vagy a feladatok megoldása során nem került előtérbe. A struktúrák elemzésénél megemlítjük az eddigi, más célú alkalmazásokat és részletesen elemezzük az 1. ábra szerinti alkatrészcsalád megmunkálására szóba jöhető megoldásokat. Az értékelési szempontokat a feladat szemszögéből fogalmaztuk meg.

Az értékelés és szelektálás során arra törekszünk, hogy az egyes gépcsoportokból, szelektálási kritériumok alapján az életképes, majd az optimális megoldást megtaláljuk. Az egyes csoportok bemutatása előtt megfogalmazhatók azok az általános szempontok, amelyek a szelektálást meghatározzák:

- A modell elsősorban hengercikk alakú szalagkösörű-szerszámos megmunkálásra legyen alkalmas, nem kizárva a hengeres forgószerszámok alkalmazását.
- A gép lehetőleg kereskedelmi tételekből épüljön fel.
- A szükséges beállító és mellékmozgásokhoz a két elemi mozgás megfelelően, ha lehet külön mozgató egységet (szánt) ne kelljen alkalmazni.
- A kialakítás a statikai és dinamikai szempontokat kielégítse.
- A kiválasztott megoldás adjon módot a különböző technológiák (marás, kösörülés, nagyolás, simítás) alkalmazására, a termelékenységre és továbbfejlesztésre.
- Az univerzális, valamint a célgépként megépíthető struktúraváltozatokat a termelékenység szempontjából figyelembe vesszük.

4.3.9. Egyenesvonalú-haladó mozgással felépülő gépstruktúrák

Sorszám	Kód	Ábra		
1.	H1(m,1) H2(m,2)		+	-
2.	H1(m,2) H2(m,1)		+	-
3.	H1(m,1) H2(s,1)		+	-
4.	H1(s,1) H2(m,1)		+	-
5.	H1(s,1) H2(s,2)		+	-
6.	H1(s,2) H2(s,1)		+	-

4. táblázat
A H-H kódváltozatok

Megvalósított 2D-s gépek

A hat kódmodellnek megfelelő, a megmunkálás technológiájától és szerszámától függően különböző szerszámgepeket valósítottak meg.

A 6 megoldás az NC esztergagépek alapvető kétszános változatait foglalja magába, amelyek közül a legalapvetőbb építési változat az 5., amikor a H1 mozgást a z, a H2 mozgást az x szán végzi.

A táblázatban szereplő mozgáskombinációk jellemzők a síklemezeket különböző technológiával megmunkáló NC gépekre. A kivágó-nibbelő gépek az 1. és 2. sorszámnak megfelelően tisztán munkadarab mozgatásúak. Nagy energiasűrűségű, lézersugaras lemezkivágó gépeket mind a hat kódmodell szerint építettek. A lángvágó (autogénvágó), plazmavágó, vagy a vízsugaras vágóberendezésekre a kétkoordinátás szerszámmozgatás (5. és 6. sorszám) a jellemző. A huzalelektrodás szikraforgácsoló gépek szerszám (huzal) döntés nélküli esetben ugyancsak a fenti struktúrák szerint építhetők.

A struktúrák vizsgálata az 1. ábra szerinti munkadarabok megmunkálására

A 4. táblázatban szereplő hat változatnál a tárcsaszerű munkadarabok, köztük a nyújtott epicikloissal egyenközű fogazatok felületei, kizárólag hengeres származtató felületű szerszámmal (csaposkösörű, ujjmaró) állíthatók elő pálya szerinti vagy beszűrő megmunkálással. Hengeres szerszámmal történő megmunkálásokra a fentiek alapján két lineáris szánnal rendelkező 2D-s NC célgépek építhetők, amikor is kedvező megoldást a munkadarab koordinátaasztalos mozgatása és függőleges főorsó helyzet jelentene.

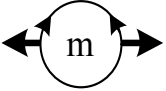
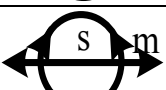
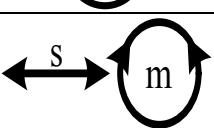
A szánok, munkadarabprofilt generáló mozgásai egyben a szükséges mellékmozgásokat is biztosítják, ami jó példa a funkció összevonásra, ezért külön szán nem szükséges. A munkadarab kerületének körüljárásakor a szerszám teljes 360°-os palástja kapcsolódásba kerül a munkadarabbal, **ezért a szalagkösörűléses technológia nem alkalmazható a szerszám hengercikk alakja miatt.**

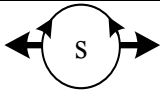
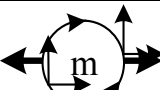
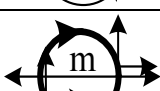
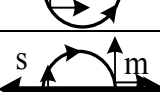
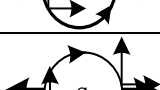
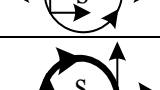
Az 1. ábra látható munkadarabok egyedi, kis esetleg közepes sorozatú megmunkálására az NC fúró-maró megmunkáló központok is alkalmasak. A három szánból mindig kiválasztható két olyan szán, amelyek a tárcsa forgástengelyére merőleges síkban, egymásra merőleges irányú haladó mozgást valósítanak meg.

Nagyoló megmunkálásra alkalmasak a már említett NC huzalelektrodás szikraforgácsoló gépek is.

Befejező megmunkálásokra (kösörűlésre) a koordináta-kösörűgépek alkalmazhatók.

4.3.10. Haladó és forgómozgással felépülő gépstruktúrák

Sorszám	Kód	Ábra		
1.	H(m,1) F(m,2)		+	+
2.	H(m,2) F(m,1)		+	+
3.	H(m,1) F(s,1)		+	+
4.	H(s,1) F(m,1)		+	+

5.	H(s,1) F(s,2)		+	+
6.	H(s,2) F(s,1)		+	+
7.	H(m,1) T(m,2)		+	-
8.	H(m,2) T(m,1)		+	-
9.	H(m,1) T(s,1)		+	-
10.	H(s,1) T(m,1)		+	-
11.	H(s,1) T(s,2)		+	-
12.	H(s,2) T(s,1)		+	-

5. táblázat
A H-F kódváltozatok

Megvalósított 2D-s gépek

Az eddig megépített gépek leggyakrabban a 4. sorszámú kódmodell szerint épülnek fel, ilyenek például a profilkösörűk, csapággyűrű golyópálya-beszűrő kösörűgépek.

A struktúrák vizsgálata az 1. ábra szerinti munkadarabok megmunkálására

A lehetséges mozgásmegosztási és egymásraépülési változatok száma 12. Az 5. táblázat első 6 sorának változatainál mind hengercikk, mind hengeres alakú szerszámmal történő megmunkálás lehetséges. További 6 esetben (7.-12.) csak hengeres szerszám alkalmazása jöhet szóba, mivel translációs körmozgásnál a munkadarab a szerszámmal nem járható körbe, ezért szelektálást és kiválasztást csak az első hat változatnál van értelme elvégezni.

A H-F struktúrák szelektálása

A 3. és 4. változatok szerkezetépítési és statikai, dinamikai szempontból előnyösebbek, mint az 1. és a 2. továbbá az 5., 6. kódmodellek szerinti, tisztán munkadarab vagy szerszámmozgatású megoldások.

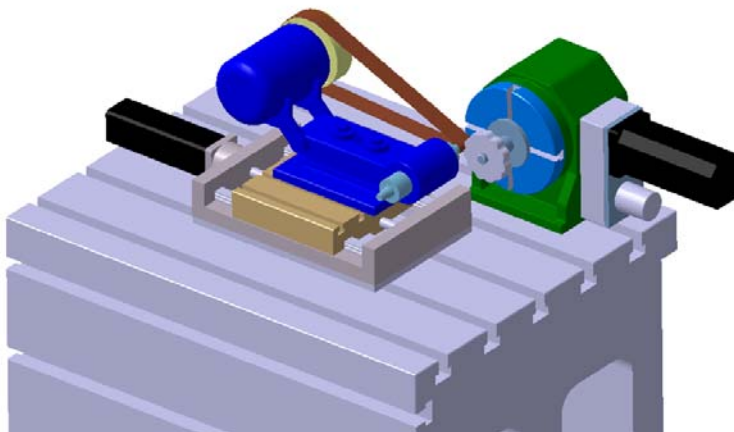
A 3. megoldásnál a szerszámgység lineáris szánra felfogott munkadarab körül forog, a gép kialakítása több szempontból is hátrányban van a 4. változattal szemben (például az egységek összeépítése, a szerszámgység motorjának tápellátása).

Kedvező megoldás a 4. kódmodell alapján építhető meg, beszűrő szalagkösörűgép formájában. A lineáris szán funkcióösszevonást valósít meg azáltal, hogy a felületgeneráló mozgás mellett alkalmas folyamatos beszűrő előtolásra, kiszikráztatásra, vagy szakaszos beszűrő mozgás elvégzésére is. A struktúraváltozat a ciklois fogaskerekek megmunkálása mellett, a vezértárcsák, valamint a keskeny sokszögfelületek előállítására is alkalmas.

A H(s,1) F(m,1) mozgáskombinációjú gép (célgép) építőegységei, igényektől függően, kereskedelmi tételként beszerezhetők. Példaként egy lehetséges megoldást szemléltet a 10.

ábra, amelynek korszerű elemeit, **Peiseler** típusú NC körasztalt és a **THK** típusú lineáris szánt egy adott paraméter családhoz katalógusokból [K.13], [K.17] választottuk ki. Az NC gépstruktúrák háromdimenziós szerkezeti ábrái az 1. mellékletben láthatók.

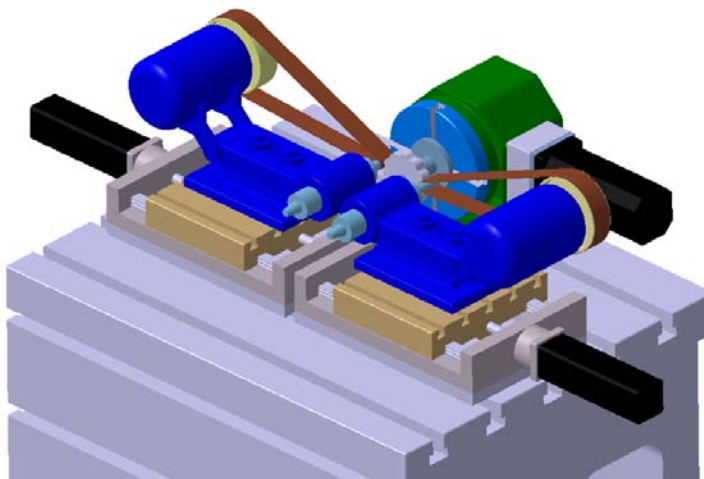
A kivitelezett gépet a Szerszámgépek Tanszék műhelyében a rendelkezésre álló egységekből építettük meg.



10. ábra
H(s,1) F(m,1) mozgáskombinációjú gép

A lágy és edzett munkadarabok nagyoló és simító szalagköszörüléssel megmunkálása egy megmunkáló egységgel rendelkező gépen, sorban egymásután a szerszámok cseréjével elvégezhető.

A két megmunkáló egységgel kialakított gép különböző technológiák és szerszámaik alkalmazására, **a termelékenység növelésére nagyobb lehetőséget ad**. Az 11. ábra szerinti két megmunkáló-fejes változatnál az alábbi megmunkálási kombinációk lehetségesek:



11. ábra
H(s,1) F(m,1) mozgáskombinációjú gép, két megmunkáló egységgel

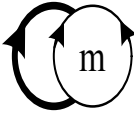
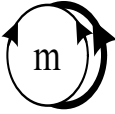
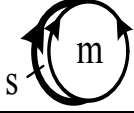
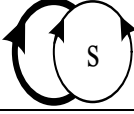
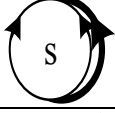
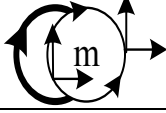
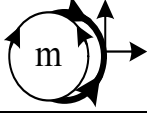
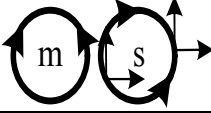
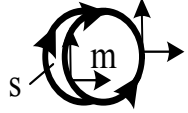
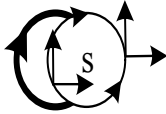
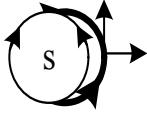
- szalagköszörülés (nagyoló) egyidejűleg szalagköszörülés (nagyoló) majd szalagköszörülés (simító),
- szalagköszörülés (nagyoló) majd szalagköszörülés (simító),
- marás (nagyoló) majd szalagköszörülés (simító),

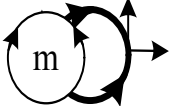
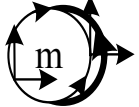
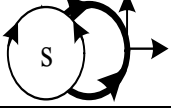
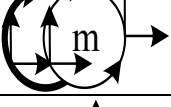
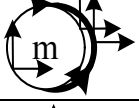
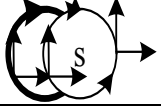
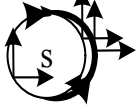
Egyidejű megmunkáláskor egyen- és ellenirányú technológiák adódnak.

Az 1. - 6. sorszámú megoldások mozgásai azokon a fűrő-maró megmunkáló központokon is megvalósíthatók, amelyek rendelkeznek legalább egy NC körasztallal. A lineáris szán a körasztal forgástengelyére merőleges irányú mozgást végez. A szerszámegegység a lineáris szánra, a munkadarab egytengelyűen a körasztalra épül.

Befejező megmunkálásokra alkalmasak, pl. a CNC palástkösörű gépek, vagy a profilkösörű gépek, bár utóbbiak termelékenysége kicsi.

4.3.11. Két forgómozgással felépülő gépstruktúrák vizsgálata

Sorszám	Kód	Ábra		
1.	F1(m,1) F2(m,2)		+	-
2.	F1(m,2) F2(m,1)		+	+
3.	F1(m,1) F2(s,1)		+	-
4.	F1(s,1) F2(m,1)		+	+
5.	F1(s,1) F2(s,2)		+	-
6.	F1(s,2) F2(s,1)		+	+
7.	F1(m,1) T2(m,2)		+	-
8.	F1(m,2) T2(m,1)		+	+
9.	F1(m,1) T2(s,1)		+	+
10.	F1(s,1) T2(m,1)		+	+
11.	F1(s,1) T2(s,2)		+	+
12.	F1(s,2) T2(s,1)		+	+

13.	T1(m,1) F2(m,2)		+	-
14.	T1(m,2) F2(m,1)		+	-
15.	T1(m,1) F2(s,1)		+	-
16.	T1(s,1) F2(m,1)		+	-
17.	T1(s,1) F2(s,2)		+	-
18.	T1(s,2) F2(s,1)		+	-
19.	T1(m,1) T2(m,2)		+	-
20.	T1(m,2) T2(m,1)		+	-
21.	T1(m,1) T2(s,1)		+	-
22.	T1(s,1) T2(m,1)		+	-
23.	T1(s,1) T2(s,2)		+	-
24.	T1(s,2) T2(s,1)		+	-

6. táblázat
Az F-F kódváltozatok

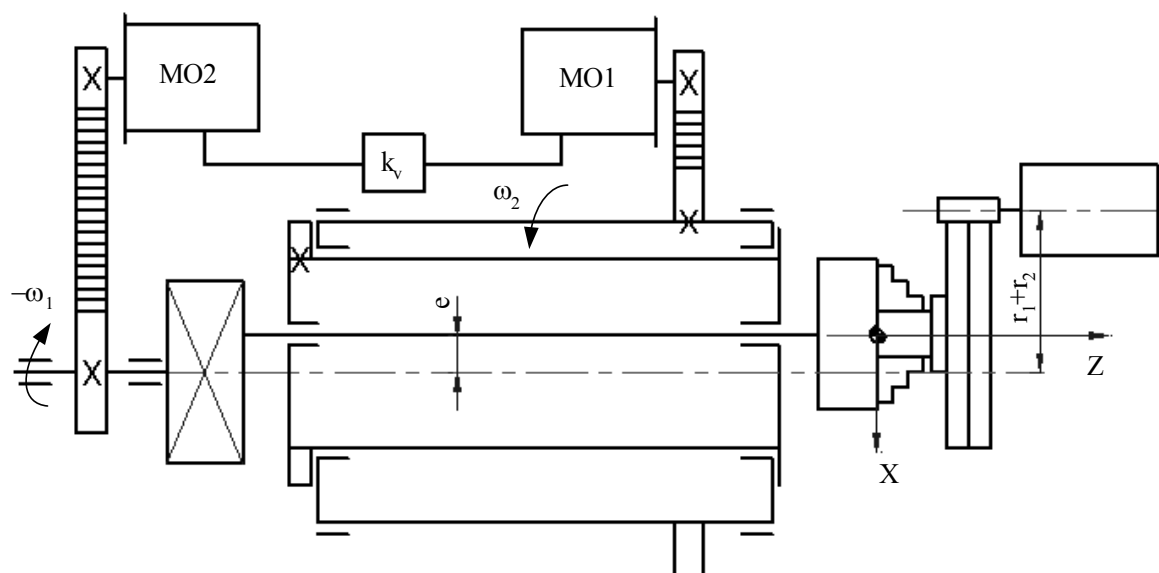
Megvalósított gépek

A csak forgómozgásokkal rendelkező 2D-s gépek 24 változata (6. táblázat) a [47] dolgozatban bemutatott 24 változattal összevethető. A mozgásgeometriai és kinematikai származtatási modellekből, a forgó, és a translációs körmozgások figyelembevételével képzett, mechanikus kinematikai láncokkal megépített 24 változat magába foglalja az eddig megépített gépeket, amelyek legjellegzetesebb típusai a sokszögesztergák. Ekkor a megmunkáló szerszám esztergákés. Sokszögesztergáláskor a két elemi forgómozgás funkciója megváltozik, egyrészt

forgácsoló főmozgást, másrészt sokszögprofilt származtató mozgást valósítanak meg. A munkadarab forgástengelyével azonos irányú előtoláshoz és arra merőleges irányú fogásméret vételhez kiegészítésként két, mellékmozgást megvalósító szánra is szükség van.

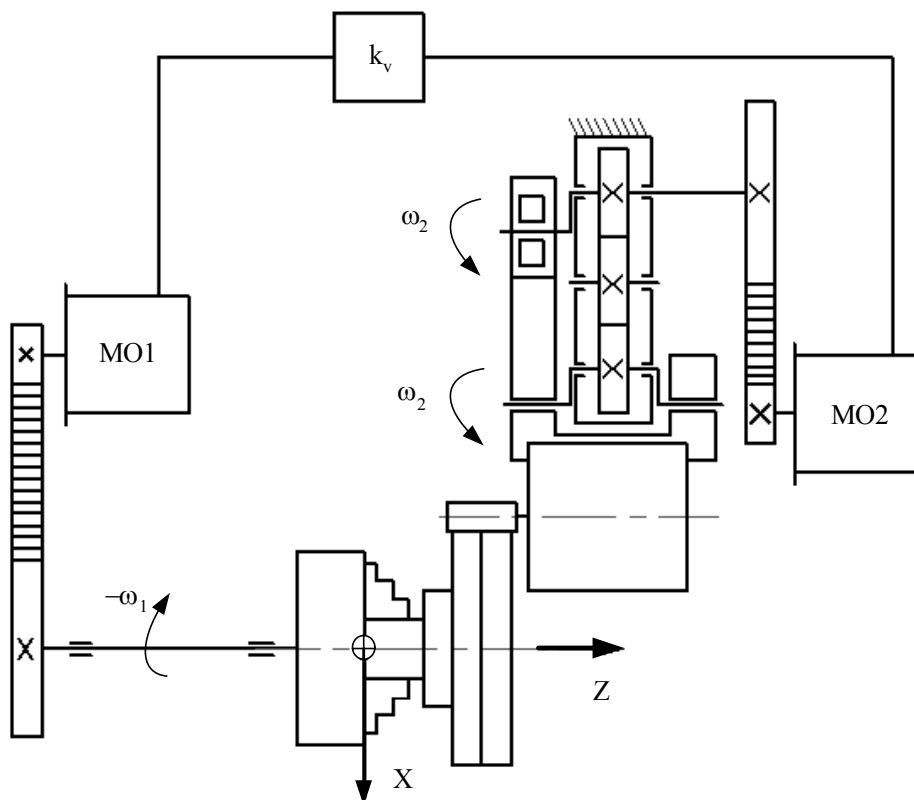
A számjegyzérlés térhódításával a bevált géptípusok közül egyesek NC-sítésre kerültek. A Miskolci Egyetemen kifejlesztett Gellért-féle munkadarab mozgatású, és $F1(m,2)$ $T2(m,1)$ kóddal jellemzett (8. sorszámú változat), valamint a Tajnafői-féle osztott mozgású és $F1(m,1)$ $T2(s,1)$ kóddal jellemzett (9. számú változat), mechanikus kinematikai láncsal megépített sokszögesztergák NC változatai a 12. ábra, és 13. ábra szerint képzelhető el. A Gellért-féle sokszögesztergánál a főhajtómű egyedi kialakítású, a munkadarab összetett bolygómozgást végez, az esztergakés a mellső késszánon, hagyományosan foglal helyet. Ennél a gépváltozatnál a nagy fordulatszámoknak a munkadarab kiegyensúlyozatlan tömege szab határt, továbbá a gép főorsója mellett a szegnyereg is bolygómozgást kell, hogy végezzen. A Tajnafői-féle megoldásnál a mozgások megosztottak, a munkadarab egyenletes forgómozgást, a szerszám a nagyobb szögsebességű, egyenletes forgómozgást (transzlációs körmozgást) végzi. A hagyományos egyetemes esztergagépeknél a sokszögesztergáló késtartó szerkezet a hátsó késtartóra adaptálható, hajtása a főhajtóműről levezethető és az esztergagép eredeti funkcióit nem korlátozza. A késszán transzlációs körmozgásából származó centrifugális erő, hasonló mechanizmussal és ellensúllyal kiegyensúlyozott. Mindkét megoldásnál a transzlációs körmozgás biztosítja azt, hogy az esztergakés nem fordul el a munkadarabtól. A két mozgás egyrészt a kívánt sokszögprofilt származtatja, másrészt a forgácsoló főmozgást biztosítja. A nagyobb és a kisebb szögsebességű mozgások aránya a sokszögszámnak (z) felel meg.

NC sokszögeszterga gépnél fordulatszám-szabályozott motorok, megfelelő cserekerékek alkalmazása mellett, biztosítják a két mozgás nagyságának szükséges arányát. A megoldások motortípusoktól függően különbözőek lehetnek. A mechanikus kinematikai láncokat célszerű hézagteleníteni, a pontos megmunkálás és a nemkívánatos rezgések elkerülése érdekében.



12. ábra

Gellért-féle sokszögeszterga NC változata



13. ábra

Tajnaí-féle sokszögeszterga NC változata

A 6. táblázat 2., 3. számú modelljei alapján építhetők NC sokszögeszterga gépek is, melyek a mechanikus kinematikai láncsal felépített elődeik [21], [31] korszerű NC változatait jelentik.

A szakirodalom ciklois fogazatú kerek marógépen, hengeres származtató felületű szerszámmal történő megmunkálására több, mechanikus kinematikai láncsal, a 2., 8. számú kódmodell szerint felépülő gépet említ, melyek NC-sített változatai szintén megépíthetők. A gépekről részletesebb leírást a [75], [78], [79], [99] irodalmak közölnek.

A Szerszámgépek Tanszékén a 8. sorszámú kódmodell alapján nemcsak sokszögeszterga, hanem tisztán mechanikus kinematikai láncsal megépített, **marógépre szerelhető mechanizmus is kivitelezésre került**. Független tengelyelrendezésű szalagkösörű-szerszámot alkalmazva sikeresen munkáltak meg rajta epiciklois fogazatú hengeres kerekeket. A későbbiekben a marógép NC változatának koncepciója is elkészült [94].

Az F-F struktúrák szelektálása

A 4.3.8 pont alatt felsorolt szelektálási szempontok alapján, adódnak az előzőekben kiválasztott $H(s,1)$ $F(m,1)$ haladó-forgó mozgáskombinációhoz hasonló, vagy közel hasonló kedvező megoldások. Az F-F mozgáskombinációk közül szalagkösörűs megmunkálásra alkalmas ugyan a 2., 4. és a 6. változat, de az előtolás megvalósításához külön lineáris szán szükséges. Ez az eset áll fenn, ha a körasztalok forgástengelyeinek, illetve a körasztal és a ráépített szerszám forgástengelyének egymástól való távolsága a mozgásgeometriai származtatásból képzett csuklós mechanizmusok karjainak hosszával megegyezik. Az említett karoktól nagyobb karhosszakkal megépített gépeknél a keresztirányú előtolás is megvalósítható forgószánokkal. Elvi megoldásként a SCARA robotok említhetők, amelyeknek a második karjára elhelyezett megmunkáló egységgel az előírt pálya bejárható. A

munkadarab tengelye párhuzamos a robot csuklóinak tengelyeivel, a munkadarab homloksíkja a munkasíkon belül kell, hogy elhelyezkedjen.

Természetesen szóba jöhetnek a translációs körmozgást végző egységgel rendelkező és a sokszögesztergákhoz hasonló megoldások. Ekkor a translációs körmozgású szánt külön tervezni kell, továbbá az excentricitások automatikus beállításának megoldása a szerkezetet bonyolítja.

Az $F1(m,1)$ $T2(s,1)$ struktúraváltozatnál az előtolás megvalósításához szükség van egy a munkadarab forgástengelyére merőleges irányú lineáris szánra, ami megnöveli az építési költségeket. Dinamikai szempontból viszont igen jó megoldásnak mutatkozik, mivel a translációs körmozgású, egyenletesen forgó szán fordulatszáma megfelelő kiegyensúlyozás esetén elérheti az 1000-1500 percenkénti fordulatot is [23]. Előnyeit összegezve, egy termelékeny célgépi berendezés megépítésére alkalmas változat. Hátránya a translációs körmozgásból eredően, hogy nehéz megvalósítani az excentricitás vezérelt állítását. Vezértárcsák megmunkálásánál a tárcsák állandó szögsebességű forgatásakor a translációs körmozgást végző szán változó szögsebességű translációs körmozgást végez. Az ellensúly és a megmunkáló egység változó szöggyorsulással történő mozgatása dinamikai problémákat vethet fel. Az említett okok miatt a berendezés termelékenyen, csak olyan munkadarabok megmunkálására használható, amelyeknél mind a forgómozgás, mind a translációs körmozgás állandó szögsebességű. Ilyenek például a nyújtott epicikloissal egyenközű fogazatok és sokszögfelületek. Egy másik, szintén célgépként megépíthető megoldás az $F1(m,2)$ $T2(m,1)$ kóddal jelölt munkadarab mozgatású struktúraváltozat. A translációs körmozgás kiegyensúlyozásával, kisméretű (kis tömegű), tárcsaszzerű munkadarabok megmunkálására alkalmas. Előnyként említhető, hogy a szalagköszörű-szerszám áll. Hátránya, hogy az előtoló mozgás megvalósítása itt is egy lineáris szánt igényel. Meg kell jegyezni azt is, hogy termelékeny berendezés, hasonlóan az előbb említett struktúraváltozathoz, állandó szögsebességű mozgások alkalmazásával építhető, ami a megmunkálható munkadarabok körét az epiciklois fogazatú hengeres kerekre, valamint a sokszögfelületekre korlátozza.

4.3.12. Összegzés, kiválasztás

A fenti elemzések alapján, megvalósításra a $H(s,1)$ $F(m,1)$ kóddal jellemzett, 4. sorszámú (10. ábra) osztott mozgású gépstruktúrát választottuk ki, amelynek a már korábban említett előnye, hogy a beszúró szán a keresztirányú előtoló mozgás mellett a ráálló, eltávolodó, korrigáló mozgásokat is megvalósítja. A gép megépítéséhez két szán elegendő. Előnyként értékelhető még, hogy a ciklois fogaskereken kívül vezértárcsák és sokszögfelületek gyártását is el lehet végezni.

Munkadarab forgástengely irányának kijelölése

A struktúra térbeli helyzetét a technológia és a szerszámok alapján előre megköjtjük azzal, hogy a munkadarab és a szerszám forgástengelye vízszintes.

5. A megépített 2D-s CNC szalagköszörűgép

A Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszékének laboratóriumában megépített CNC szalagköszörűgépet a 14. ábra mutatja.



14. ábra

A Szerszámgépek Tanszékén megépített és üzembe helyezett CNC szalagköszörűgép

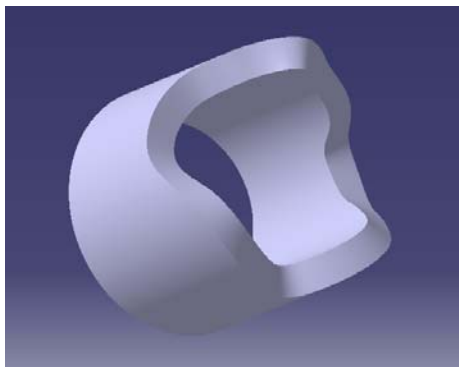
A gép tartóelemét fűrőgép T-hornyos felfogó asztala képezi, amelynek felső síkjára a koordinátaasztalt és egy közdarabon keresztül a körasztalt szereltük fel. A koordinátaasztalt a körasztalhoz képest úgy helyeztük el, hogy a felső szán x mozgásiránya merőleges a körasztal (munkadarab) forgástengelyére. A koordinátaszánok golyósorsó-anya mozgásúak, és gördülő vezetékeken mozognak. A koordináta szánok közül csak a felső, szerszámegységet hordozó, szánt NC-sítettük, a szervomotor a golyósorsóval egytengelyű. A körasztal és a T-hornyos asztal, valamint az x szán és a szalagköszörű egység közötti közdarabok magassági méretein keresztül biztosítottuk azt, hogy a munkadarab és a szerszám forgástengelyére fektetett sík vízszintes legyen. A koordinátaasztal alsó szánja jelenlegi kiépítésben beállító, kézi mozgásokra szolgál.

A szalagköszörű egységet FORTUNA furatköszörűből alakítottuk ki. A hajtó szíj helyére végtelenített szalagköszörű-szerszám került.

A munkadarabot a körasztal központosító furatába szerelt felfogó tuskén rögzítjük erőzáró kötéllel. A munkadarab forgómozgását a z forgástengelyű körasztal biztosítja. A körasztalt a szervomotor hézagatlanított kúpos-csigás csigahajtáson keresztül forgatja. A szánokat meghajtó motorok BOSCH váltóáramú szervomotorok. A motorok végére tachogenerátor, és ROD 426A típusú forgódó épül.

5.1. Bővített alkatrész csoportok megmunkálására alkalmas gépek

A H-F mozgaskombinációjú NC beszúró szalagköszörűgép más szerkezeti elrendezésben alkalmas harangszerű felületek előállítására is (15. ábra), ahogy ezt a 2. táblázat alapján bemutattuk. Megmunkálásra alkalmas gép a koordináta szánrendszer 90°-os elfordításával és körasztalhoz viszonyított megfelelő elhelyezésével alakítható ki. Ekkor a haladó mozgású szán mozgásiránya a körasztal forgástengelyével párhuzamos.



15. ábra
Harangszerű felület

5.2. További kiegészítő mozgások

Az eddig feltárt gépváltozatokon, a forgástengellyel párhuzamos alkotójú, tárcsaszerű alkatrészek megmunkálásakor, a szerszám hossza nagyobb, mint a megmunkálandó tárcsa vastagsági mérete.

További kiegészítő mozgásra a megmunkált felület kenés szempontjából kedvező mikro geometriájának kialakítása céljából lehet szükség. A z tengellyel azonos irányú, adott frekvenciájú rezgőmozgással, a dörzsköszörüléshez és a hónoláshoz hasonlóan, a felületminőséget és a felületi topográfiát befolyásolni lehet. A kiegészítő mozgást végezheti maga a szerszám vagy a keresztzán. Ennek részletes taglalása nem képezi ezen dolgozat tárgyát.

6. Kinematikai és dinamikai vizsgálatok

E fejezetben célunk az, hogy a kiválasztott gép szerkezeti felépítéséből kiindulva kinematikai és dinamikai vizsgálatokkal meghatározzuk a gép termelékenységét. A vizsgálatokat a lineáris szán szempontjából legkritikusabb, periodikusan ismétlődő, alakos felületű alkatrész, az előző fejezetben említett, nyújtott epicikloissal egyenközű hengeres fogaskerék esetén végezzük el. A számítások során két különböző, a szerszám-pálya pontjait meghatározó modellt vizsgálunk, amelyek vezérparaméterei az NC programozás alapját képezik. Elsősorban a módszert ismertetjük, bemutatva egy adott fogaskerék illetve fogaskerékcsoporthoz példaként. Az elemzésekhez és kiértékeléshez megvizsgáljuk egy fogaskerékcsoporthoz megmunkálásánál a termelékenységi határokat, a kapcsolódó görgőátmérővel azonos, egy kiválasztott fogaskeréknél pedig azonos, vagy kisebb átmérőjű szerszám esetén. **Ezek során eltekintünk a technológiai korlátoktól.**

Bevezetésképpen megemlíti, hogy a gyártók a hajtóműveket a család-elv alapján, a modularitás figyelembevételével csoportokba sorolják. Egy hajtóműcsaládba több különböző nagyságú hajtóműcsoporthoz tartozik. Egy csoportba azok a hajtóművek sorolhatók, amelyeknél a görgők azonos vagy közel azonos osztókör átmérőn helyezkednek el. A következőkben egy hajtóműcsoporthoz belül alkalmazott fogaskerek kinematikai és dinamikai vizsgálatával foglalkozunk.

6.1. A szánok kinematikai modellje, gyorsulásvizonyok

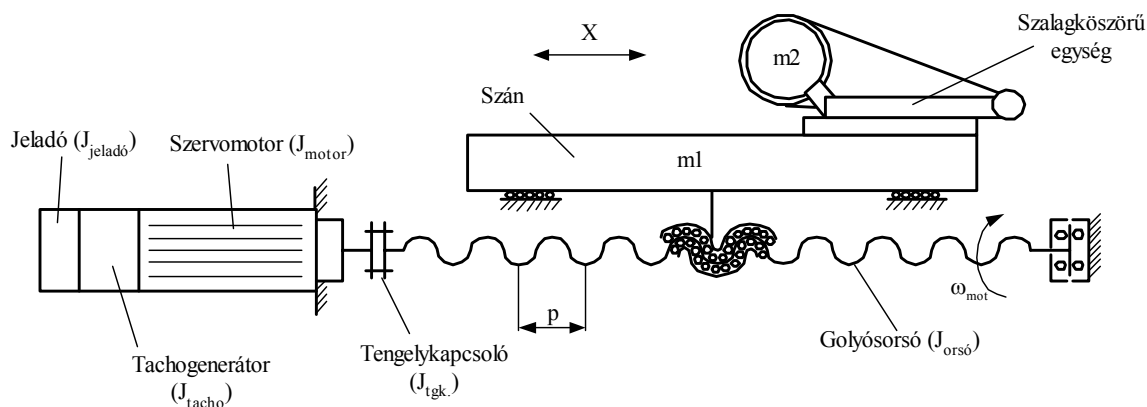
A dinamikai vizsgálatok alapján határozhatók meg a gép teljesítőképességeinek azon határai, amelyek a termelékenység növelését korlátozzák. A nyújtott epicikloissal egyenközű fogazatú hengeres fogaskerek megmunkálásakor a haladó-forgó mozgású gépen minden eddigi tapasztalat szerint a lineáris szán maximális gyorsulása jelenti a korlátot.

A vizsgálatoknál technológiai kérdésekkel nem foglalkozunk, mivel a szalagköszörülés technológiája a kivitelezett gépnél, a számításokkal meghatározott kinematikai paramétereknél nagyobb értékek elérését teszi lehetővé. A számítások során feltételezzük, hogy az erősáramú szervohajtás a motorokra megengedhető maximális motorárammal tudja ellátni a szervomotorokat. Az áram felfutási ideje kisebb, mint a forgórész terhelés alatti maximális fordulatszámra történő felgyorsításához szükséges idő, ami alapján számolunk. Feltesszük, hogy a gépkonstrukcióban használt elemek megfelelően méretezettek, szerkezeti elemeik kibírják a rájuk ható igénybevételeket, ezért a szerkezet építőelemeinek (golyósorsó, csiga, csapágyak, stb.) méretezési kérdéseivel a dolgozat nem foglalkozik.

Elsőként a motorok gyorsító nyomatékai által a szánokon létrehozható gyorsulás illetve szöggyorsulás értékeket határozzuk meg. A forgó mozgású körasztalon a maximális szögsebesség értékét is kiszámítjuk, de csak a későbbi ellenőrzés céljából. A számításokat e helyen részletesen nem közöljük, itt csak a felhasznált módszer, valamint a kiszámolt eredmények bírnak jelentőséggel.

A lineáris szán modellje

A 16. ábra a lineáris szán mozgásának egyszerűsített kinematikai modelljét szemlélteti.

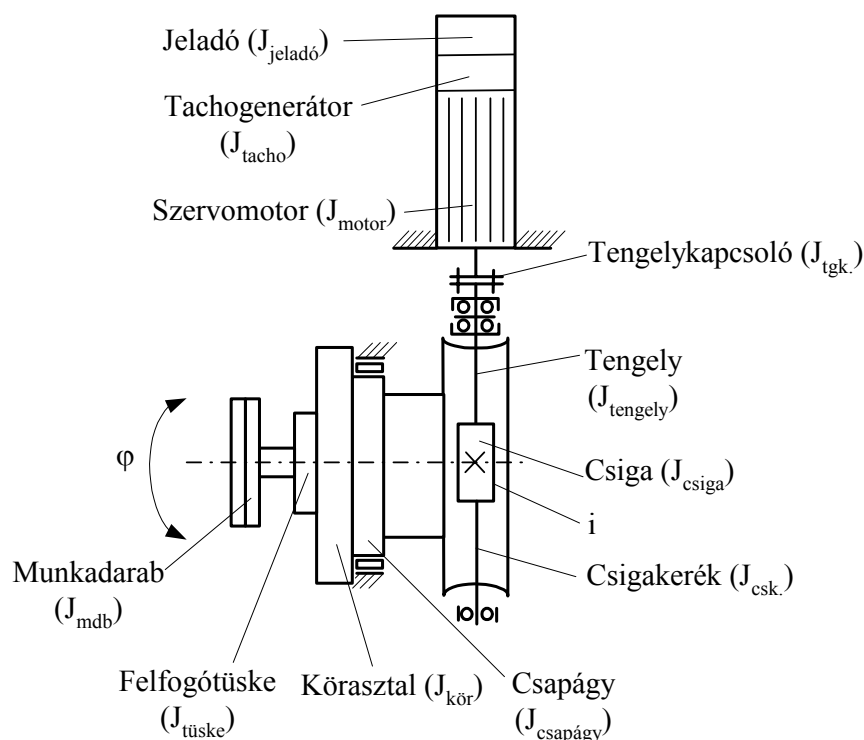


16. ábra
A lineáris szán kinematikai modellje

A $J_{\text{red.motor}} = 5,066 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$ orsóra redukált tehetetlenségi nyomaték magában foglalja az $m_{\text{össz}} = m_1 + m_2 = 125 \text{ kg}$ együttes szántömeget, a golyósorsó, a csapágy, a tengelykapcsoló és a motor forgórészének tehetetlenségi nyomatékait. Az $\varepsilon_{\text{max motor}} = 6996 \frac{1}{\text{s}^2}$ szöggyorsulás figyelembevételével a lineáris szán maximális gyorsulásának értéke: $a_{\text{max}} = 4.454 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 4454 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$.

A körasztal modellje

A körasztal egyszerűsített kinematikai modelljét a 17. ábra mutatja.



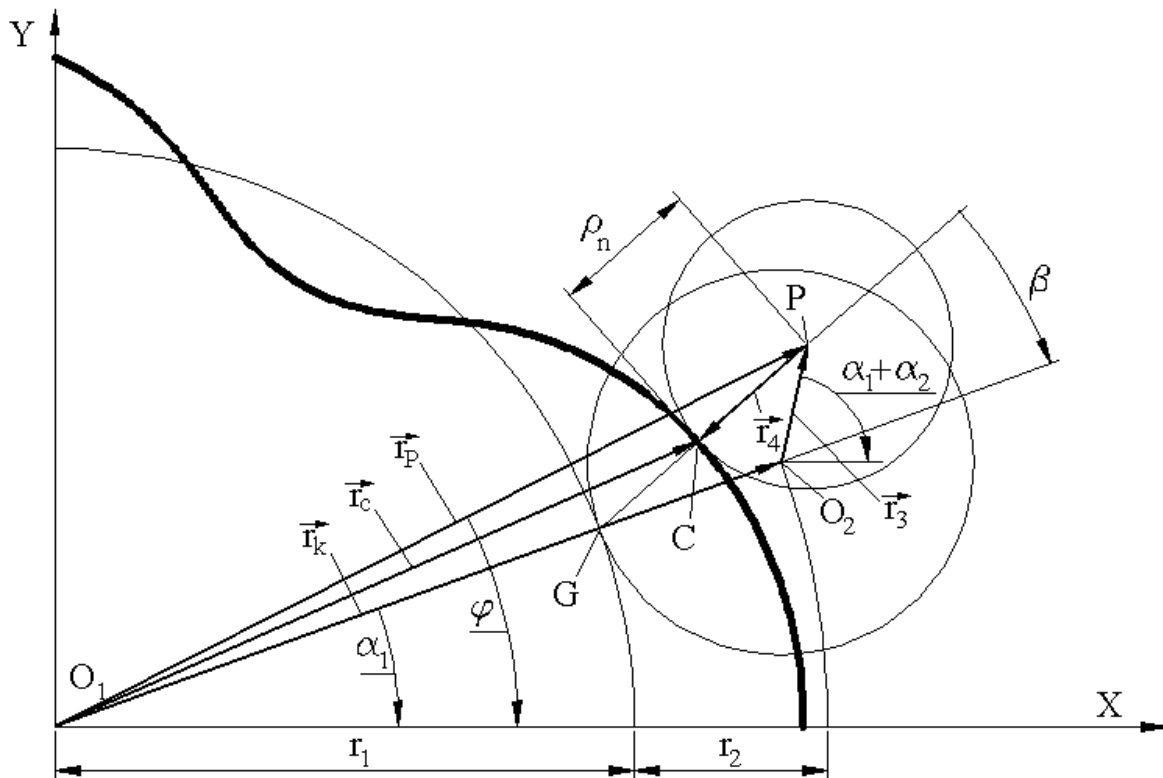
17. ábra
A körasztal kinematikai modellje

A motor tengelyére redukált összes tehetetlenségi nyomaték értéke $J_{\text{red.motor}} = 3,993 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$, amely magában foglalja a készülék – munkadarab, a körasztal és a csapágyazás, a csigahajtás, a tengely, a tengelykapcsoló és a szervomotor forgórészének tehetetlenségi nyomatékait. Az $\varepsilon_{\text{max motor}} = 13470 \frac{1}{\text{s}^2}$ motor szöggyorsulás figyelembevételével a körasztal maximális szöggyorsulása $\varepsilon_{\text{max kör.}} = 149.67 \frac{1}{\text{s}^2}$. A körasztal maximális fordulatszáma $n_{\text{max kör.}} = 33.3 \left(\frac{1}{\text{min}} \right)$, maximális szögsebessége $3.49 \left(\frac{1}{\text{s}} \right) (= \omega_{\alpha_1 \text{ max}} = \omega_{\phi \text{ max}})$.

6.2. Cikloisok mozgásgeometriai származtatása

A cikloisok mozgásgeometriai és kinematikai származtatásával részletesen több mű is [12], [47], [52], [66], [74], [116] foglalkozik. Az ismertetést csak olyan mélységig tesszük meg, amely feltétlenül szükséges a további kifejtésekhez, így kinematikai és dinamikai vizsgálathoz, valamint a szerszámgépet vezérlő számítógépi program megírásához, az alkatrész programozásához.

6.2.1. Egyenközű cikloisok



18. ábra

Mozgásgeometriai származtatási modell $\rho = \rho_n$ esetben

A 18. ábra a nyújtott epicikloissal egyenközű fogaskerék fogprofilgörbéjének mozgásgeometriai származtatását szemlélteti. Az egyenközű profilt síkbeli modell esetén az

O_1 középpontú, r_1 sugarú körön legördített O_2 középpontú, r_2 sugarú körhöz, a körön belül hozzákötött P származtató pont ($|\vec{r}_3|$ sugár, $\overline{O_2P}$) köré rajzolt, ρ_n sugarú kör származtatja. Az XY álló koordinátarendszerben a görbe egy pontját a következő vektorikus egyenlet határozza meg:

$$\vec{r}_c = \vec{r}_k + \vec{r}_3 + \vec{r}_4. \quad (6)$$

Az egyenlet első két tagja a P pont mozgását írja le, amely később a számítógépes programozásnál bír majd jelentőséggel:

$$\vec{r}_p = \vec{r}_k + \vec{r}_3. \quad (7)$$

Az

$$\vec{r}_k = (r_1 + r_2) \cdot \vec{e}_{k_1}, \quad (8)$$

ahol az $\vec{e}_{k_1}$ az $\vec{r}_k$ vektor irányát meghatározó forgó egységvektor:

$$\vec{e}_{k_1} = \vec{i} \cdot \cos \alpha_1 + \vec{j} \cdot \sin \alpha_1. \quad (9)$$

Az

$$\vec{r}_3 = r_3 \cdot \vec{e}_{k_3} = e \cdot \vec{e}_{k_3}, \quad (10)$$

ahol az $\vec{e}_{k_3}$ az $\vec{r}_3$ irányát meghatározó forgó egységvektor:

$$\vec{e}_{k_3} = \vec{i} \cdot \cos(\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_0) + \vec{j} \cdot \sin(\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_0), \quad (11)$$

ahol, az α_0 a kezdeti feltételeket jelenti, $\alpha_0 = 0^\circ$ esetén a görbe a tetőpontban, $\alpha_0 = 180^\circ$ esetén pedig a fogároknál kezdődik.

A P pont pályája az XY derékszögű koordinátarendszerben, skaláris alakban:

$$\begin{aligned} x_p &= r \cos \alpha_1 + e \cos[\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_0], \\ y_p &= r \sin \alpha_1 + e \sin[\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_0]. \end{aligned} \quad (12)$$

A zárt, folytonos fogazat előállításának feltétele, hogy

$$\alpha_2 = z\alpha_1$$

legyen, amit a (12) egyenletbe helyettesítve, az egyenletek az

$$\begin{aligned} x_p(\alpha_1) &= r \cos \alpha_1 + e \cos[(z+1)\alpha_1], \\ y_p(\alpha_1) &= r \sin \alpha_1 + e \sin[(z+1)\alpha_1] \end{aligned} \quad (13)$$

alakban írhatók.

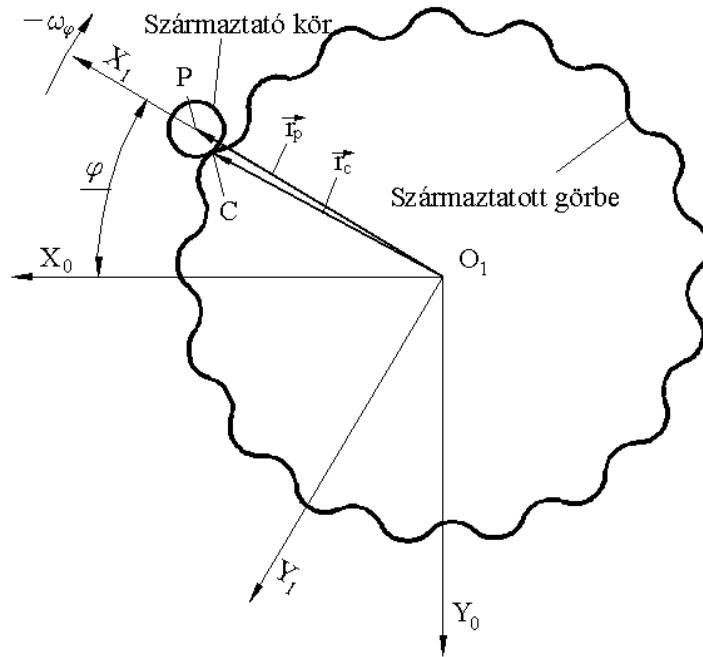
A 2D-s, forgó-haladó mozgáskombinációjú NC gépek struktúráinak vizsgálatából, a tárcsaszerű alkatrészek gyártására létrehozott beszűrő megmunkálással dolgozó szerszámgép

felépítéséből adódóan, a P középpont (P ponton átmenő a munkadarab forgástengelyével párhuzamos szerszám-tengelyvonal) pályáját poláris koordináta-rendszerben célszerű felírni. A poláris koordináták α_1 függvényében:

$$\varphi(\alpha_1) = \arccos \frac{x_P(\alpha_1)}{\sqrt{(x_P(\alpha_1))^2 + (y_P(\alpha_1))^2}}, \quad (14)$$

$$|\vec{r}_P|(\alpha_1) = \sqrt{(x_P(\alpha_1))^2 + (y_P(\alpha_1))^2}. \quad (15)$$

A feladat koordináta transzformációval is megoldható. Az 1. modell esetében (19. ábra) az álló X_0Y_0 jobbsodrású koordináta-rendszert úgy vesszük fel, hogy a kezdőpontja egybeessen az O_1 középpontú alapkör középpontjával (tengelyvonalával). Helyezzük az O_1 középpontba az X_1Y_1 koordináta-rendszer origóját, amelynek X_1 tengelye a P származtató ponton megy keresztül. A gördítési modellnek megfelelően a P ponthoz kötött X_1Y_1 koordináta-rendszer φ szöggel fordul el. Az elfordulás során a P pont az X_1 tengely mentén ciklikusan ismétlődő alternáló mozgást végez. Fejezzük ki a $-\omega_\varphi$ egyenletes szögsebességgel forgó X_1Y_1 koordináta-rendszerben a P pont X_1 tengelyre eső pillanatnyi koordinátaértékeit. Ez egyenértékű azzal a megmunkálási modellel, amikor is a munkadarab áll és a szerszám körbejárja.



19. ábra
Gördítési modell az 1. esetben

Ilyenkor az X_1Y_1 $-\omega_\varphi$ szögsebességgel forgó koordináta-rendszerbe számítjuk át a P származtató pont koordinátáit. A számítás Litvin illetve Tajnafői művében [74], [116], különböző feladatokra alkalmazott transzformációs mátrix segítségével végezhető el. A részletek bemutatása nélkül, a P középpont koordinátáit az 1 indexű rendszerben a következő vektoregyenlet írja le:

$$\vec{r}_p = M_{10} \cdot \vec{r}_{0p},$$

azaz

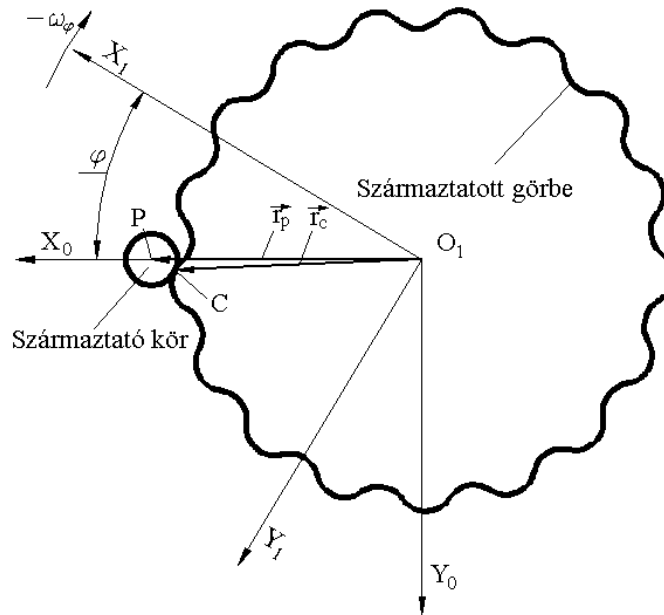
$$\begin{bmatrix} x_{1p} \\ y_{1p} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \varphi & \sin \varphi \\ -\sin \varphi & \cos \varphi \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{0p} \\ y_{0p} \end{bmatrix}. \quad (16)$$

Az $\vec{r}_{0p} = (x_{0p}, y_{0p})$, $\vec{r}_{1p} = (x_{1p}, y_{1p})$, ahol $x_{0p} = x_p(\alpha_1)$, $y_{0p} = y_p(\alpha_1)$, M_{10} pedig az X_0Y_0 koordinátarendszerből az X_1Y_1 koordinátarendszerbe transzformálás transzformációs mátrixa. A szorzást elvégezve a P pont X_1Y_1 koordinátarendszerbeli koordinátái:

$$\begin{aligned} x_{1p} &= x_{0p} \cos \varphi + y_{0p} \sin \varphi, \\ y_{1p} &= -x_{0p} \sin \varphi + y_{0p} \cos \varphi. \end{aligned} \quad (17)$$

A 19. ábra és a (17) egyenlet alapján belátható, hogy az x_{1p} a P pont X_1 tengelyen való helyzetét adja és az $y_{1p} = 0$ -ra adódik.

A 20. ábra szerinti modellnél járjunk el fordítottnak, mint a 19. ábra szerinti modell esetében. Legyen a P pont az O_1 középpontú X_0Y_0 álló koordinátarendszer X_0 tengelyén. Forgassuk el a származtatott cikloissal egyenközü profilt (és vele együtt a P származtató pont által leírt pályát is), az O_1 középpont körül, egyenletes $-\omega_\varphi$ szögsebességgel. Ekkor a görbéhez kötött X_1Y_1 , forgó koordinátarendszer is egyenletes $-\omega_\varphi$ szögsebességgel fordul el. A P középpontú és ρ_n sugarú származtató kör a rögzített X_0Y_0 koordinátarendszer X_0 tengelyén ciklikusan alternáló mozgást végez, miközben a származtatott görbe elfordul.



20. ábra
Gördítési modell a 2. esetben

A fenti modell, mint megmunkálási modell azt jelenti, hogy egyenletes (vagy akár változó) szögsebességgel forgatott hengeres munkadarabon a nyújtott epicikloissal egyenközü fogprofil egy lineáris szánra felfogott és alternáló mozgást végző forgó főmozgású hengeres

szerszám állítja elő. A két modell közül (19. ábra, 20. ábra) ez utóbbit vizsgáljuk részletesen, mivel a kiválasztott gépstruktúra mozgásai ennek felelnek meg.

Írjuk fel, hogy a P származtató pont által bejárt görbe pontjai, milyen helyzetet foglalnak el az X_0 tengelyen.

A P középpont pályapontjait visszatranszformáljuk az X_0Y_0 koordinátarendszerbe. A transzformálást reciprokmátrix segítségével végezzük el. A vektoregyenlet a következő alakban írható fel:

$$\vec{r}_{0_p} = M_{01} \cdot \vec{r}_{1_p},$$

azaz

$$\begin{bmatrix} x_{0_p} \\ y_{0_p} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi \\ \sin \varphi & \cos \varphi \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{1_p} \\ y_{1_p} \end{bmatrix}. \quad (18)$$

A P középpont által bejárt görbe pontjainak koordinátái:

$$\begin{aligned} x_{0_p} &= x_{1_p} \cos \varphi - y_{1_p} \sin \varphi, \\ y_{0_p} &= x_{1_p} \sin \varphi + y_{1_p} \cos \varphi. \end{aligned} \quad (19)$$

A 20. ábra és a (19) egyenlet alapján belátható, hogy az $y_{0_p} = 0$ -ra adódik.

A (13) egyenleteket a (19)-be helyettesítve az $x_{1_p} = x_p(\alpha_1)$, $y_{1_p} = y_p(\alpha_1)$ egyenlőségek figyelembevételével, egyszerűsítve és ezzel az:

$$x_{0_p} = r \cos(\alpha_1 + \varphi) + e \cos[(z+1)\alpha_1 + \varphi], \quad (20)$$

$$y_{0_p} = r \sin(\alpha_1 + \varphi) + e \sin[(z+1)\alpha_1 + \varphi] \quad (21)$$

kifejezéseket kapjuk.

A φ szög kiszámításához abból a feltételből indulunk ki, hogy a (21) egyenletben $y_{0_p} = 0$, amelyet átrendezve:

$$-r \sin(\alpha_1 + \varphi) = e \sin[(z+1)\alpha_1 + \varphi] \quad (22)$$

adódik.

A (22) egyenletet kifejtve:

$$-r [\sin \alpha_1 \cos \varphi + \cos \alpha_1 \sin \varphi] = e \{ \sin[(z+1)\alpha_1] \cos \varphi + \cos[(z+1)\alpha_1] \sin \varphi \}, \quad (23)$$

mindkét oldalt elosztva $\cos \varphi$ -vel

$$-r [\sin \alpha_1 + \cos \alpha_1 \tan \varphi] = e \{ \sin[(z+1)\alpha_1] + \cos[(z+1)\alpha_1] \tan \varphi \}, \quad (24)$$

majd $\tan \varphi$ -re rendezve és φ -t kifejezve a

$$\varphi(\alpha_1) = \varphi = -\arctg \left[\frac{r \sin \alpha_1 + e \sin(z+1)\alpha_1}{r \cos \alpha_1 + e \cos(z+1)\alpha_1} \right] \quad (25)$$

egyenletet kapjuk.

A $\varphi(\alpha_1)$ függvény (20)-ba helyettesítésével az $x_{0p} = x_p(\alpha_1)$ értékei meghatározhatók.

6.2.2. Mozgásfüggvények $\rho = \rho_n$ esetben

Az 4.1. pontban tárgyalt alkatrészcsalád egyes tagjai, például a ciklois fogazatú hengeres kerek, vezértárcsák szerkezetbe építve meghatározott névleges átmérőjű görgőkkel kapcsolódnak. A görbeprofilokat első lépésben hasonló névleges átmérőjű szerszámokkal állítjuk elő feltételezve, hogy a szerszámméret nem változik.

Ez azt jelenti, hogy a 18. ábra szerinti modellnél a P származtató pont köré írt származtató kör átmérőjét a görgő névleges méretével azonosnak tételezzük fel, és minden olyan szöghelyzetet megadunk, amelyekre a későbbiekben szükség lesz. A szerszámgépépítések tapasztalataiból már előre megállapítható az, hogy a lineáris-forgó mozgáskombinációjú gépeknél, különösen fogazatok megmunkálásakor, dinamikai és termelékenységi szempontból, a lineáris szán alternáló mozgása jelent korlátot. Elég csak arra utalni, hogy a fogaskerek fogszáma és fogmagassága (excentricitása) igen széles tartományban változhat. A függvények előállításának célja, hogy a mozgás során a szerszám mozgástörvényeit megismerjük, a mozgás jellegéről képet kapjunk és a további vizsgálatokhoz alapul szolgáljon.

Alapvetően két esetet vizsgálunk:

a., a munkadarab fordulatszáma, szögsebessége (ω_φ) időben változó, ω_{α_1} = időben állandó,

b., a munkadarab fordulatszáma, szögsebessége (ω_φ) időben állandó, ω_{α_1} = időben változó

Elsőként vizsgáljuk azt az esetet, amikor a szerszámpálya kiszámításakor, a 18. ábra szerinti származtatási modell alapján, az alapkörhöz tartozó szögelfordulás (α_1) szögsebessége, az ω_{α_1} = állandó, és az ω_φ időben változik. A függvény periodikus, ezért a vizsgálatokat elegendő egy fogra kiszámolni. A vizsgált fogaskerék esetében a függvénygörbéket az $r = 47.975$ mm, $z = 17$, $e = 2$ mm, $\rho = 5$ mm paraméterekkel rendelkező fogaskeréknél mutatjuk be, $\omega_{\alpha_1} = 1 \left(\frac{1}{s} \right)$ alapértékkel.

6.2.2.1. A szerszám középpontjának mozgásjellemzői, az ω_{α_1} = állandó esetben

A 18. ábra szerinti gördítési modellnél az (α_1) alapkörhöz tartozó szögelfordulás sebességének értékét állandónak tekintjük. Ez azt is jelenti, hogy az O_2 középpont O_1 körüli szögelfordulásának sebessége állandó. A mozgásfüggvény meghatározásához az α_1 szöget az idő függvényeként fejezzük ki:

$$\alpha_1(t) = \omega_{\alpha_1} t, \quad (26)$$

ahol $\alpha_1 = \left(0, \frac{2\pi}{z} \right)$ tartományban foglal helyet.

A (26) felhasználásával a (13) egyenlet alakja a következő:

$$\begin{aligned} x_p &= x_p(t) = r \cos \alpha_1(t) + e \cos[(z+1)\alpha_1(t)], \\ y_p &= y_p(t) = r \sin \alpha_1(t) + e \sin[(z+1)\alpha_1(t)]. \end{aligned} \quad (27)$$

A (14) és (15) egyenletekből a P pont mozgása poláris koordinátarendszerben, az idő függvényében:

$$\varphi(t) = \arccos \frac{x_p(t)}{\sqrt{(x_p(t))^2 + (y_p(t))^2}}, \quad (28)$$

$$|\vec{r}_p|(t) = x(t) = \sqrt{(x_p(t))^2 + (y_p(t))^2}. \quad (29)$$

A lineáris szán elmozdulása: $x = x(t)$

Az $|\vec{r}_p|(t)$ függvény, a lineáris szán x irányú idő szerinti elmozdulás függvénye $x = x(t)$, a továbbiakban ezt a jelölést használjuk. A mozgásfüggvényt, a 21. ábra mutatja.

A lineáris szán sebesség függvénye: $v = v(t)$

A lineáris szán $v(t)$ sebességfüggvényét, a (29) egyenlet idő szerinti első deriváltja adja, amely a következő alakban írható fel:

$$v_x(t) = \dot{x}(t) = \frac{dx}{dt}. \quad (15)$$

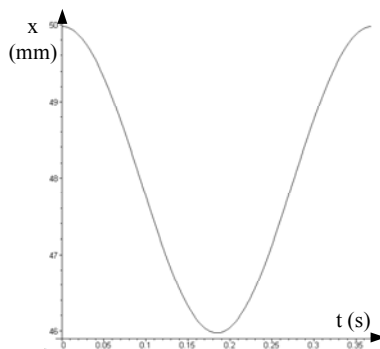
A $v(t)$ függvényt a 22. ábra szemlélteti.

A lineáris szán gyorsulásfüggvénye: $a = a(t)$

A lineáris szán gyorsulásfüggvényét, a (29) egyenlet idő szerinti második deriváltja adja:

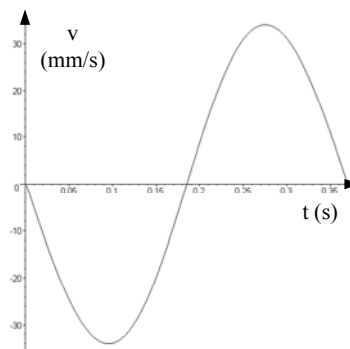
$$a_x(t) = \ddot{x}(t) = \frac{d^2x}{dt^2}. \quad (17)$$

A gyorsulásfüggvényt a 23. ábra mutatja.



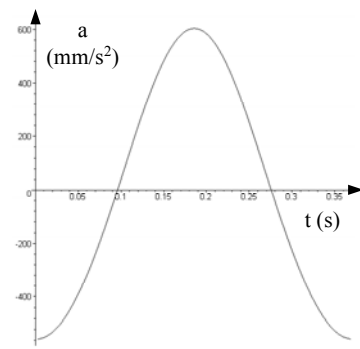
21. ábra

A lineáris szán mozgás-
függvénye $\omega_{\alpha_1} = \text{állandó}$ estben



22. ábra

A lineáris szán sebesség-
függvénye $\omega_{\alpha_1} = \text{állandó}$
estben



23. ábra

A lineáris szán gyorsulás-
függvénye $\omega_{\alpha_1} = \text{állandó}$
estben

6.2.2.2. A szerszám középpontjának mozgásjellemzői $\omega_\varphi = \text{állandó}$ esetben

Tekintsük a 18. ábra szerinti gördítési modellnél a P származtató pont (szerszámközep) szögsebességének értékét állandónak: $\omega_\varphi = \text{állandó}$ és alapértéke legyen $\omega_\varphi = 1\left(\frac{1}{s}\right)$. Ahhoz, hogy az előző egyenleteket felhasználhassuk, célszerű ebben az esetben is az $\alpha_1(t)$ függvényt előállítani a $\varphi(t)$ -ből, amelynek kifejezéséhez az $\alpha_1(\varphi)$ függvénykapcsolatot használjuk fel. Figyelembe kell venni, hogy a $\varphi(\alpha_1)$ függvénynek nem írható fel analitikusan az inverz függvénye, ezért az $\alpha_1(\varphi)$ függvényt numerikusan határozzuk meg a φ_i lépésenkénti függvényértékhez tartozó α_{1i} függvényhelyek alapján. Az α_{1i} értékek numerikus közelítését a MAPLE 9 matematikai program beépített egyenletmegoldó eljárásával ("fsolve" függvény) végezzük el. A függvény a (többdimenziós) Newton-módszert, illetve ha ez nem vezet eredményre, akkor a (többdimenziós) szelő-módszert használja. A meghatározott t_i -hez tartozó α_{1i} értékeket behelyettesítve a (15)-be az $x = x(t)$ mozgásfüggvény numerikusan előállítható.

Kiindulásként írjuk fel a munkadarab szögelfordulásának $\varphi(t)$ függvényét a (28)-tól eltérő alakban:

$$\varphi(t) = \omega_\varphi t, \quad (32)$$

ahol az $\omega_\varphi = \text{állandó}$, és a $\varphi(t) = \left(0, \frac{2\pi}{z}\right)$ tartományban változik.

A fentiek alapján írható, hogy

$$d\varphi = \omega_\varphi dt. \quad (33)$$

A (14) szerinti $\varphi(\alpha_1)$ függvény ismeretében, a φ tengelyen egyenközü felosztást képezve határozzuk meg az α_{1i} értékeket. A mindenkor φ_i értéket úgy képezzük, hogy

$$\varphi_i = \varphi_{i-1} + d\varphi, \quad (34)$$

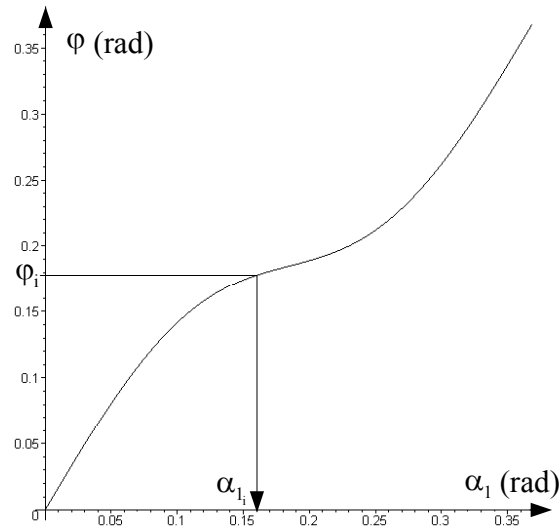
ahol $(i = 1, \dots, m)$. A számításokból kapott $\varphi(\alpha_1)$ függvényt a 24. ábra mutatja.

Az α_{1i} értékeket az fsolve egyenletmegoldó, iterációs függvény eredménye szolgáltatja, a (14) összefüggés átrendezésével:

$$0 = \cos \varphi_i - \left(\frac{x_p(\alpha_{1i})}{\sqrt{(x_p(\alpha_{1i}))^2 + (y_p(\alpha_{1i}))^2}} \right), \quad (35)$$

ahol $0 \leq \varphi_i \leq \frac{2\pi}{z}$ és $(i = 1, \dots, m)$.

A megoldásokat az $0 \leq \alpha_{1i} \leq \frac{2\pi}{z}$ tartományon belül keressük.



24. ábra
A $\varphi(\alpha_1)$ függvény

Az $\alpha_1(t)$ függvény kiszámításához szükségesek az α_{1_i} -hez tartozó t_i időpillanat értékei, amelyek a következőképpen fejezhetők ki:

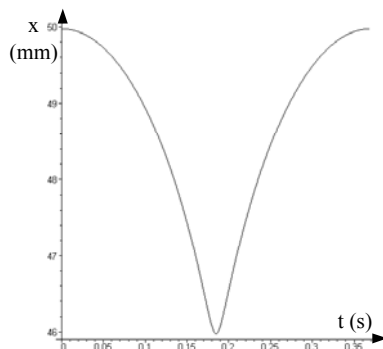
$$t_i = t_{i-1} + dt + t_0, \quad (36)$$

ahol ($i = 1, \dots, m$) és a kezdeti időpillanat értéke $t_0 = 0$.

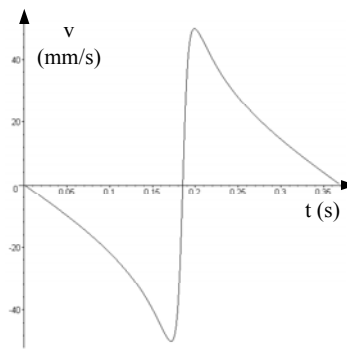
Az idő dt lépésegysége, a (33) képletből kifejezhető:

$$dt = \frac{d\varphi}{\omega_\varphi}. \quad (37)$$

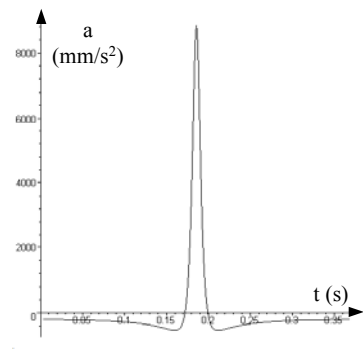
A (35), (36), (37) alapján kiszámolt értékeket a (29) képletbe helyettesítve megkapjuk a lineáris szán $x(t)$ mozgásfüggvényét (25. ábra). A (30), (31) szerint kiszámolt $v(t)$ sebesség és $a(t)$ gyorsulásfüggvényt a 26. ábra és a 27. ábra mutatja.



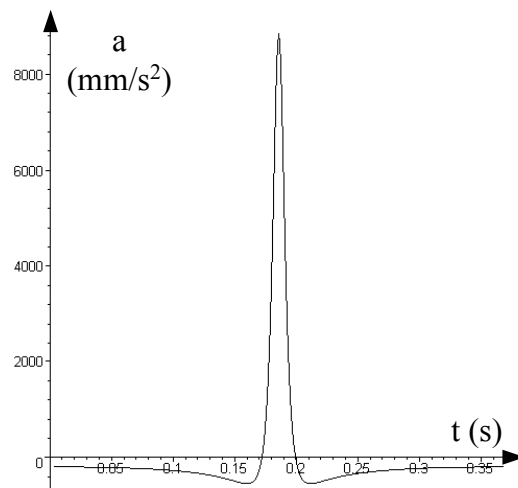
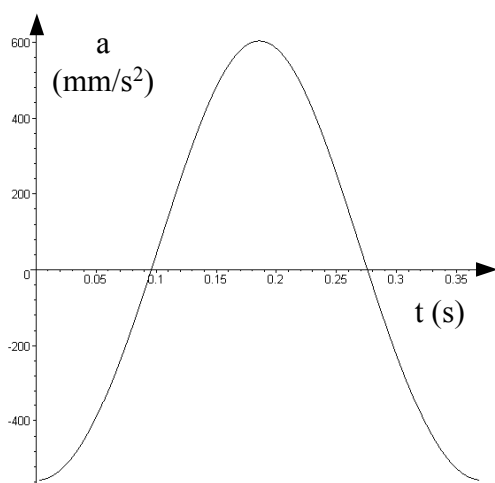
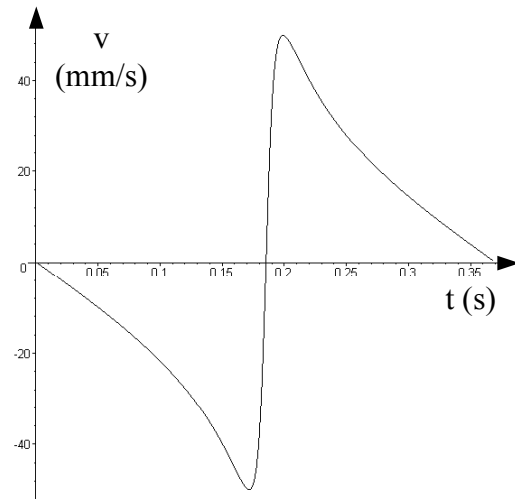
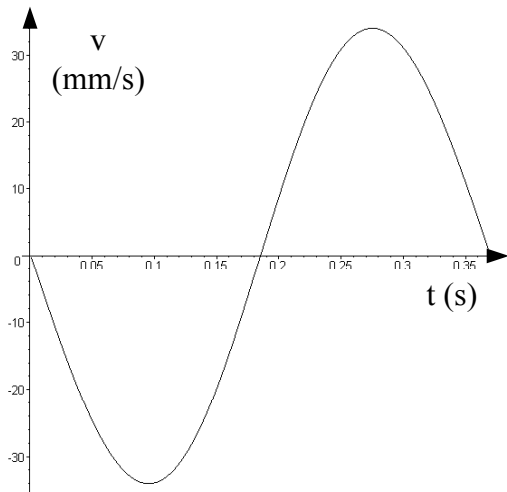
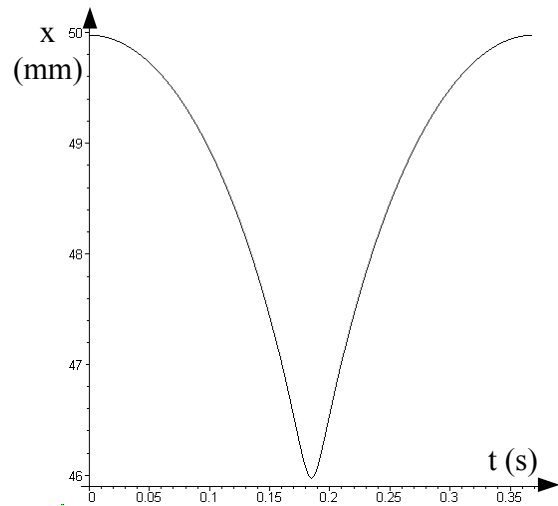
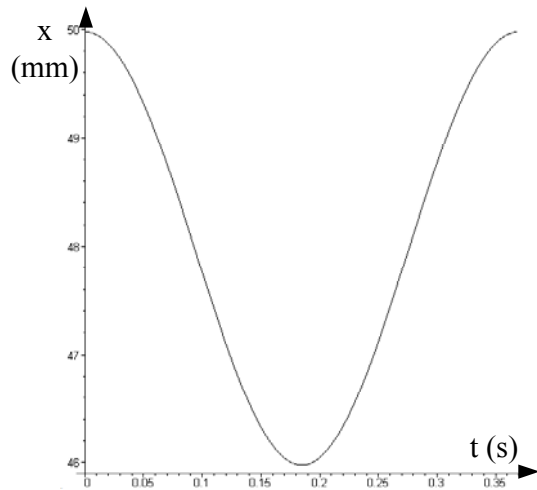
25. ábra
A lineáris szán mozgás-
függvénye $\omega_\varphi = \text{állandó}$ esetben



26. ábra
A lineáris szán sebesség-
függvénye $\omega_\varphi = \text{állandó}$
esetben



27. ábra
A lineáris szán gyorsulás-
függvénye $\omega_\varphi = \text{állandó}$
esetben



6.2.2.3. Kiértékelés

Az összehasonlítás megkönnyítésének céljából a két eset függvényeit egymás mellé rendeztük. A baloldali oszlopban az ω_{α_1} = állandó, a jobboldali oszlopban az ω_{φ} = állandó esetek függvényeit ábrázoltuk. E helyen, és a későbbiekben az összehasonlításban szereplő ismétlődő ábrákat újból nem számoztuk.

A 6.2.2.1 fejezet szerinti esetek függvényeit (21. ábra, 22. ábra, 23. ábra) összehasonlítva a 6.2.2.2 fejezetben tárgyalt függvényekkel (25. ábra, 26. ábra, 27. ábra) a következők állapíthatók meg. Az $x = x(t)$ elmozdulás függvényeket vizsgálva látható, hogy a 21. ábra az epiciklois görbe alakját követő elmozdulás görbét mutat, míg a 25. ábra görbéje egy egyenesre kiterített nyújtott epiciklois görbe, amely a fogárok környezetében meredekebb, mint a fogtetőnél. A $v = v(t)$ sebességfüggvények menetét vizsgálva az eltérések jellege világosan kivehető, maximumértékek tekintetében a 22. ábra értékeihez viszonyítva a 26. ábra értékei lényegesen nagyobbak. Az elmozdulás függvények minimuma és a sebességfüggvények t tengely metszékei a fogárok legmélyebb pontjához tartoznak. Az $a = a(t)$ függvények ismerete a későbbi dinamikai vizsgálatokhoz illetve a programozás vezérparaméterének megválasztásához elengedhetetlen. A 23. ábra és a 27. ábra görbéinek menetéből élesen kitűnnek a különbségek. A gyorsulásértékek maximuma egy nagyságrenddel nagyobb az utóbbi ábrán, az előzőhöz viszonyítva.

A $\varphi(\alpha_1)$ függvényből (24. ábra) látható, a mozgásfüggvényt (21. ábra) is figyelembe véve, hogy az α_1 a szimmetrikus fog egyik oldalán késik, a másikon siet a φ -hez képest. Az α_1 és φ szögek átlag szögsebesség értéke megegyezik. **A munkadarab ω_{α_1} = állandó, valamint az ω_{φ} = állandó szögsebességű forgómozgásakor a kerék fordulatszáma ugyanaz marad.**

Megállapítható, hogy **azonos fordulatszám esetén, az ω_{φ} = állandó esetben sokkal nagyobbak a lineáris szán gyorsulásértékei**, ami dinamikai szempontból kedvezőtlenebb.

Ez arra utal, hogy a szerszámközep pont pályájának kiszámítását az ω_{α_1} = állandó esetben **célszerű elvégezni**. Ennek végleges eldöntéséhez a $\rho < \rho_n$ esetbeli vizsgálatok elvégzése is szükséges.

6.2.3. Mozgásfüggvények a $\rho < \rho_n$ esetben

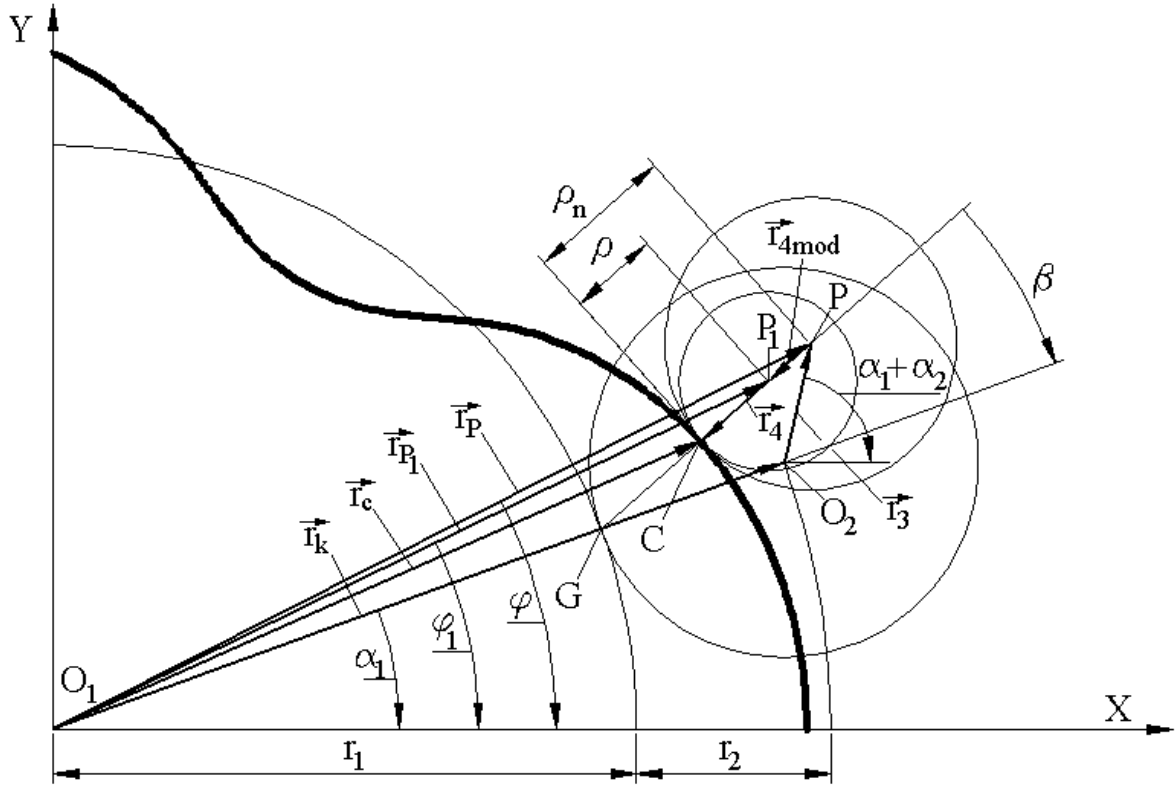
A származtató kör sugara, vagy a megmunkáló szerszám sugara a legtöbb esetben a névleges értéktől kisebb. Ennek két alapvető oka lehet.

1. Adott mérettartományban azonos átmérőjű kontaktgörgővel és különböző vastagságú köszörűszalagokkal dolgozunk. A mérettartományt az alkatrészek megmunkálásra kerülő profilja (legkisebb görbületi sugara), valamint a szerkezetbeli kapcsolódó görgő átmérője jelöli ki.
2. A köszörűszalag kopása során csökken a köszörűszalag vastagsági mérete és ezáltal a szerszám sugara ($\rho = r + s$) is.

A megmunkálást és ennek megfelelően a szerszám-pálya programozását (szerszámkorrekciót) a mindenkor szerszámátmérő figyelembevételével kell elvégezni. A számításokhoz, valamint a szerszám-pálya előállításához szükséges programozáshoz mindig egy meghatározott szerszámméretet veszünk figyelembe és feltételezzük annak állandó értékét.

A függvénygörbét az előzőekben felvett alapadatokkal ($r = 47.975$ mm, $z = 17$, $e = 2$ mm, $\rho_n = 5$ mm) $\rho = 4$ mm sugarú szerszám alkalmazásakor határozzuk meg. Először, $\omega_{\alpha_1} = 1 \left(\frac{1}{s} \right)$ másodszor pedig $\omega_{\phi_1} = 1 \left(\frac{1}{s} \right)$ szögsebesség értékekkel.

A P_1 szerszámközéppont pályája:



28. ábra

Mozgásgeometriai származtatási modell $\rho < \rho_n$ esetben

A 28. ábra gördítési modellje alapján, az XY álló koordináta-rendszerben a módosult szerszámközéppont (P_1) pályájának vektoregyenlete a következők szerint írható:

$$\vec{r}_{P_1} = \vec{r}_k + \vec{r}_3 + \vec{r}_{4mod}, \quad (38)$$

ahol: $|\vec{r}_{4mod}| = \rho_n - \rho$.

Az $\vec{r}_4$ és az $\vec{r}_{4mod}$ irányát meghatározó normális irányú egységvektor $\vec{e}_{k4}$ azonos:

$$\vec{e}_{k4} = -[\vec{i} \cdot \cos(\alpha_1 + \beta) + \vec{j} \cdot \sin(\alpha_1 + \beta)]. \quad (39)$$

A (38) egyenletet skaláris alakban felírva:

$$\begin{aligned} x_{P_1} &= r \cos \alpha_1 + e \cos[\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_0] - (\rho_n - \rho) \cos(\alpha_1 + \beta), \\ y_{P_1} &= r \sin \alpha_1 + e \sin[\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_0] - (\rho_n - \rho) \sin(\alpha_1 + \beta), \end{aligned} \quad (40)$$

majd átalakítva a (13)-hoz hasonlóan:

$$\begin{aligned} x_{P_1}(\alpha_1) &= r \cos \alpha_1 + e \cos[(z+1)\alpha_1] - (\rho_n - \rho) \cos(\alpha_1 + \beta), \\ y_{P_1}(\alpha_1) &= r \sin \alpha_1 + e \sin[(z+1)\alpha_1] - (\rho_n - \rho) \sin(\alpha_1 + \beta), \end{aligned} \quad (41)$$

a (40) és (41) egyenletekhez jutunk. A P_1 pont koordinátáit poláris koordináta-rendszerben felírva a következő kifejezéseket kapjuk:

$$\varphi_1(\alpha_1) = \arccos \frac{x_{P_1}(\alpha_1)}{\sqrt{(x_{P_1}(\alpha_1))^2 + (y_{P_1}(\alpha_1))^2}}, \quad (42)$$

$$|\vec{r}_{P_1}|(\alpha_1) = \sqrt{(x_{P_1}(\alpha_1))^2 + (y_{P_1}(\alpha_1))^2}. \quad (43)$$

A 18. ábra szerinti modellnél a P pont pályájának leírásához nem, viszont a P_1 pont pályájának leírásához szükség van a β -ra.

A 28. ábra alapján a β -ra a következő összefüggések vezethetők le.

Az GPO_2 derékszögű háromszögre a cosinus tételt felírva, a $\overline{GP}$ szakasz hossza az alábbi egyenlet alapján határozható meg:

$$\overline{GP}^2 = r_2^2 + e^2 - 2er_2 \cos[180^\circ - (\alpha_2 + \alpha_0)] \quad (44)$$

$$\overline{GP} = r_2 \sqrt{1 + \left(\frac{e}{r_2}\right)^2 + 2\frac{e}{r_2} \cos(\alpha_2 + \alpha_0)}. \quad (45)$$

A sinus tételt felírva érvényes a következő arány is:

$$\frac{\overline{GP}}{e} = \frac{\sin[180^\circ - (\alpha_2 + \alpha_0)]}{\sin \beta} = \frac{\sin(\alpha_2 + \alpha_0)}{\sin \beta},$$

amelyből a $\overline{GP}$ behelyettesítésével:

$$\sin \beta = \frac{\frac{e}{r_2} \sin(\alpha_2 + \alpha_0)}{\sqrt{1 + \left(\frac{e}{r_2}\right)^2 + 2\frac{e}{r_2} \cos(\alpha_2 + \alpha_0)}}. \quad (46)$$

A $\overline{GP} \cos \beta = r_2 + e \cos(\alpha_2 + \alpha_0)$ összefüggésből felírható, hogy

$$\cos \beta = \frac{\frac{e}{r_2} \cos(\alpha_2 + \alpha_0)}{\sqrt{1 + \left(\frac{e}{r_2}\right)^2 + 2 \frac{e}{r_2} \cos(\alpha_2 + \alpha_0)}}. \quad (47)$$

amelyből a β az α_2 függvényében meghatározható:

$$\beta(\alpha_2) = \arccos \left(\frac{\frac{e}{r_2} \cos(\alpha_2 + \alpha_0)}{\sqrt{1 + \left(\frac{e}{r_2}\right)^2 + 2 \frac{e}{r_2} \cos(\alpha_2 + \alpha_0)}} \right). \quad (48)$$

Az $\alpha_2 = z\alpha_1$ összefüggést felhasználva a (48) egyenlet, az α_1 gördítési szög függvényeként a következőképpen módosul:

$$\beta(\alpha_1) = \arccos \left(\frac{\frac{e}{r_2} \cos[(z\alpha_1) + \alpha_0]}{\sqrt{1 + \left(\frac{e}{r_2}\right)^2 + 2 \frac{e}{r_2} \cos[(z\alpha_1) + \alpha_0]}} \right), \quad (49)$$

ahol az $0 \leq \alpha_1 \leq \frac{2\pi}{z}$.

A (41) egyenletek, a (49) alapján, átírhatók a következő alakba:

$$\begin{aligned} x_{P_1}(\alpha_1) &= r \cos \alpha_1 + e \cos[(z+1)\alpha_1] - (\rho_n - \rho) \cos(\alpha_1 + \beta(\alpha_1)), \\ y_{P_1}(\alpha_1) &= r \sin \alpha_1 + e \sin[(z+1)\alpha_1] - (\rho_n - \rho) \sin(\alpha_1 + \beta(\alpha_1)). \end{aligned} \quad (50)$$

A P_1 szerszámközéppont poláris koordinátái a (50) egyenletek (42)-be és (43)-ba helyettesítésével határozhatók meg:

$$\begin{aligned} \varphi_1(\alpha_1) &= \arccos \frac{r \cos \alpha_1 + e \cos[(z+1)\alpha_1] - (\rho_n - \rho) \cos(\alpha_1 + \beta(\alpha_1))}{\sqrt{[r \cos \alpha_1 + e \cos[(z+1)\alpha_1] - (\rho_n - \rho) \cos(\alpha_1 + \beta(\alpha_1))]^2 + \\ &\quad [r \sin \alpha_1 + e \sin[(z+1)\alpha_1] - (\rho_n - \rho) \sin(\alpha_1 + \beta(\alpha_1))]^2}}, \end{aligned} \quad (51)$$

$$\begin{aligned} |\vec{r}_{P_1}|(\alpha_1) = \sqrt{\left[r \cos \alpha_1 + e \cos[(z+1)\alpha_1] - (\rho_n - \rho) \cos(\alpha_1 + \beta(\alpha_1)) \right]^2 +} \\ \left[r \sin \alpha_1 + e \sin[(z+1)\alpha_1] - (\rho_n - \rho) \sin(\alpha_1 + \beta(\alpha_1)) \right]^2}. \end{aligned} \quad (52)$$

A névleges ρ_n szerszámtérőnél kisebb ρ sugarú szerszám középpontjának pályája transzformációs mátrix segítségével is felírható a 6.2.1 fejezetben tárgyalt módon, ami a 19. ábra szerinti modellhez kapcsolható. A $-\omega_{\phi_1}$ szögsebességgel forgó X_1Y_1 koordináta-rendszerben a P_1 pont koordinátáinak vektoregyenlete, ha a 19. ábrán a P pontot a P_1 ponttal azonosnak vesszük, az

$$\vec{r}_{1P_1} = M_{10} \cdot \vec{r}_{0P_1}.$$

A vektorikus egyenlet a (16)-hoz hasonlóan

$$\begin{bmatrix} x_{1P_1} \\ y_{1P_1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 & \sin \varphi_1 \\ -\sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{0P_1} \\ y_{0P_1} \end{bmatrix} \quad (53)$$

alakba írható.

A szorzást elvégezve a P_1 szerszámközéppont pályapontjait a forgó X_1Y_1 koordináta-rendszerben az alábbi egyenletek adják meg:

$$\begin{aligned} x_{1P_1} &= x_{0P_1} \cos \varphi + y_{0P_1} \sin \varphi, \\ y_{1P_1} &= -x_{0P_1} \sin \varphi + y_{0P_1} \cos \varphi. \end{aligned} \quad (54)$$

A 20. ábra szerinti modellnek megfelelően a munkadarabot egy forgó koordináta-rendszerben helyeztük el. A lineáris szán mozgásának számításához vissza kell számolni a szerszám középpontja által leírt pálya pontjait az álló koordináta-rendszerbe, a (18)-hoz hasonlóan a reciprokmátrixszal.

A vektoregyenlet ez esetben a következő:

$$\vec{r}_{0P_1} = M_{01} \cdot \vec{r}_{1P_1},$$

azaz

$$\begin{bmatrix} x_{0P_1} \\ y_{0P_1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 \\ \sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{1P_1} \\ y_{1P_1} \end{bmatrix}. \quad (55)$$

A szorzást elvégezve a

$$\begin{aligned} x_{0P_1} &= x_{1P_1} \cos \varphi_1 - y_{1P_1} \sin \varphi_1, \\ y_{0P_1} &= x_{1P_1} \sin \varphi_1 + y_{1P_1} \cos \varphi_1 \end{aligned} \quad (56)$$

egyenletek adódnak, ahol az x_{0P_1} a lineáris szán X_0 tengely menti elmozdulása.

A (41) egyenleteket az (56)-ba helyettesítve az $x_{1p_1} = x_{p_1}(\alpha_1)$, $y_{1p_1} = y_{p_1}(\alpha_1)$ egyenlőségek figyelembevételével, majd egyszerűsítve az

$$x_{0p_1} = r \cos(\alpha_1 + \varphi_1) + e \cos[(z+1)\alpha_1 + \varphi_1] - (\rho_n - \rho) \cos(\alpha_1 + \beta + \varphi_1), \quad (57)$$

$$y_{0p_1} = r \sin(\alpha_1 + \varphi_1) + e \sin[(z+1)\alpha_1 + \varphi_1] - (\rho_n - \rho) \sin(\alpha_1 + \beta + \varphi_1), \quad (58)$$

kifejezéseket kapjuk.

Az X_1Y_1 koordinátarendszer szögelfordulásának a szögét az $y_{0p_1} = 0$ feltétel mellett számítjuk ki. Az (58) egyenletet átrendezve:

$$-r \sin(\alpha_1 + \varphi_1) = e \sin[(z+1)\alpha_1 + \varphi_1] - (\rho_n - \rho) \sin(\alpha_1 + \beta + \varphi_1), \quad (59)$$

majd az egyenletet kifejtve kapjuk, hogy:

$$\begin{aligned} -r [\sin \alpha_1 \cos \varphi_1 + \cos \alpha_1 \sin \varphi_1] &= e \left\{ [\sin(z+1)\alpha_1] \cos \varphi_1 + \cos[(z+1)\alpha_1] \sin \varphi_1 \right\} \\ &- (\rho_n - \rho) [\sin(\alpha_1 + \beta) \cos \varphi_1 + \cos(\alpha_1 + \beta) \sin \varphi_1]. \end{aligned} \quad (60)$$

Mindkét oldalt elosztva $\cos \varphi_1$ -vel

$$\begin{aligned} -r [\sin \alpha_1 + \cos \alpha_1 \tan \varphi_1] &= e \left\{ \sin[(z+1)\alpha_1] + \cos[(z+1)\alpha_1] \tan \varphi_1 \right\} \\ &- (\rho_n - \rho) [\sin(\alpha_1 + \beta) + \cos(\alpha_1 + \beta) \tan \varphi_1], \end{aligned} \quad (61)$$

majd az egyenletet $\tan \varphi_1$ -re rendezve, $\varphi_1 = \varphi_1(\alpha_1)$ -et kifejezve a

$$\varphi_1(\alpha_1) = \varphi_1 = -\arctg \left[\frac{r \sin \alpha_1 + e \sin[(z+1)\alpha_1] - (\rho_n - \rho) \sin(\alpha_1 + \beta)}{r \cos \alpha_1 + e \cos[(z+1)\alpha_1] - (\rho_n - \rho) \cos(\alpha_1 + \beta)} \right]. \quad (62)$$

A $\varphi_1(\alpha_1)$ függvény (57)-be helyettesítésével az x_{0p_1} értékei meghatározhatók.

Az (51), (52), (57), (58)-ból látható az is, hogy $\rho_n = \rho$ esetén a szerszám középpontjának pályája nem függ a szerszám sugarától.

6.2.3.1. A szerszám középpontjának mozgásjellemzői, az $\omega_{\alpha_1} = \text{állandó}$ esetén

A szerszámközepppont (P_1) pályája a (26), (50) képletekbe helyettesítéssel, a következők szerint írható fel a 6.2.2.1 fejezetbeli (27) egyenletekhez hasonlóan:

$$\begin{aligned} x_{p_1} &= x_{p_1}(t) = r \cos \alpha_1(t) + e \cos[(z+1)\alpha_1(t)] - (\rho_n - \rho) \cos(\alpha_1(t) + \beta(t)), \\ y_{p_1} &= y_{p_1}(t) = r \sin \alpha_1(t) + e \sin[(z+1)\alpha_1(t)] - (\rho_n - \rho) \sin(\alpha_1(t) + \beta(t)). \end{aligned} \quad (63)$$

A (26)-ot a (49)-be helyettesítve a β az idő függvényeként kifejezhető:

$$\beta(t) = \arccos \left(\frac{\frac{e}{r_2} \cos[(\omega_{\alpha_1} t z) + \alpha_0]}{\sqrt{1 + \left(\frac{e}{r_2}\right)^2 + 2 \frac{e}{r_2} \cos[(\omega_{\alpha_1} t z) + \alpha_0]}} \right). \quad (64)$$

A poláris koordináták idő szerinti meghatározásához a (51) és (52) egyenletekbe kell behelyettesíteni a (26), (64) összefüggéseket. Ekkor a poláris koordináták:

$$\varphi_1(t) = \arccos \frac{r \cos \alpha_1(t) + e \cos[(z+1)\alpha_1(t)] - (\rho_n - \rho) \cos(\alpha_1(t) + \beta(t))}{\sqrt{[r \cos \alpha_1(t) + e \cos[(z+1)\alpha_1(t)] - (\rho_n - \rho) \cos(\alpha_1(t) + \beta(t))]^2 + [r \sin \alpha_1(t) + e \sin[(z+1)\alpha_1(t)] - (\rho_n - \rho) \sin(\alpha_1(t) + \beta(t))]^2}}, \quad (65)$$

$$|\vec{r}_{p1}|(t) = x(t) = \sqrt{[r \cos \alpha_1(t) + e \cos[(z+1)\alpha_1(t)] - (\rho_n - \rho) \cos(\alpha_1(t) + \beta(t))]^2 + [r \sin \alpha_1(t) + e \sin[(z+1)\alpha_1(t)] - (\rho_n - \rho) \sin(\alpha_1(t) + \beta(t))]^2}. \quad (66)$$

A (66) szerinti mozgásfüggvényt a 29. ábra mutatja.

A lineáris szán sebességfüggvénye $v=v(t)$:

A lineáris szán $v(t)$ sebességfüggvénye a (66) mozgásfüggvény idő szerinti első deriváltjaként írható fel, azaz:

$$v(t) = \dot{x}(t) = \frac{dx}{dt}. \quad (67)$$

A (67) szerinti sebességfüggvényt a 30. ábra mutatja.

A lineáris szán gyorsulás függvénye $a=a(t)$:

A gyorsulásfüggvényt a (66) egyenlet idő szerinti második deriváltja adja, ami felírható az

$$a(t) = \ddot{x}(t) = \frac{d^2x}{dt^2} \quad (68)$$

képlettel.

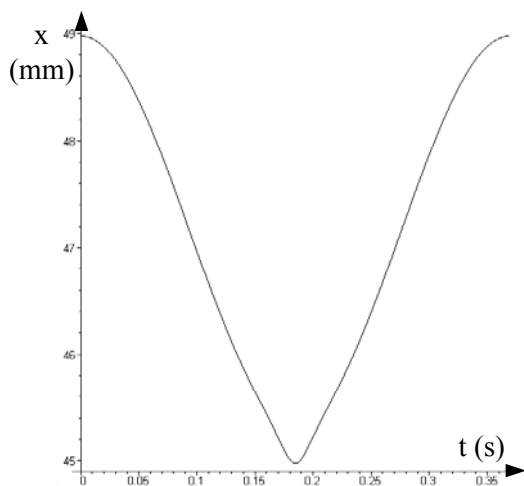
A lineáris szán gyorsulásfüggvényét a 31. ábra mutatja.

6.2.3.2. Kiértékelés ω_{α_1} = állandó és különböző ρ_i esetekben

A könnyebb összehasonlítás céljából, a két ρ értéknél megrajzolt függvényeket egymás mellé rendeztük. A baloldali oszlopban a $\rho=4$ mm, a jobboldali oszlopban a $\rho=5$ mm szerszámsugárhoz tartozó függvényeket tüntettük fel.

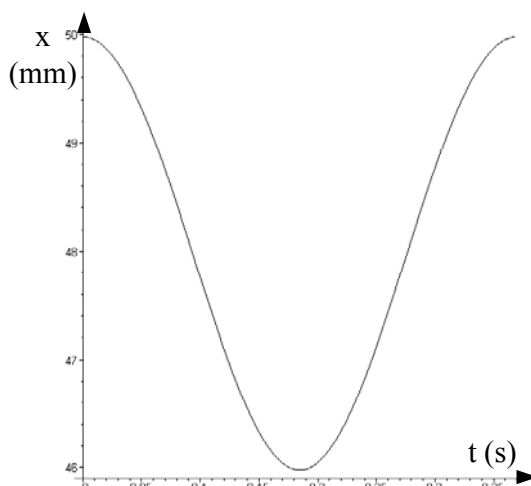
A 6.2.2.1 fejezet szerinti esetek függvényeit (21. ábra, 22. ábra, 23. ábra) összehasonlítva a 6.2.3.1 fejezetben tárgyalt függvényekkel (29. ábra, 30. ábra, 31. ábra) a következők állapíthatók meg.

Az $x = x(t)$ elmozdulás függvényeket tekintve látható, hogy a lineáris szán idő szerinti elmozdulásfüggvénye (29. ábra) a fogárokhoz közeledve kihegyesedik. Ennek következménye és a szánsebességre gyakorolt hatása a 30. ábra szerinti $v = v(t)$ sebességfüggvényeknél mutatkozik meg. A 30. ábra maximális sebességértékei valamivel kisebbek, mint a jobboldali sebességgörbe (22. ábra) maximális értékei ($\rho = \rho_n = 5$ mm-nél).



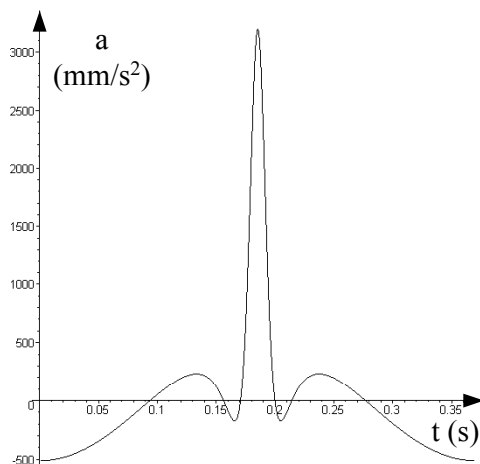
29. ábra

A lineáris szán mozgásfüggvénye
 ω_{α_1} = állandó és $\rho = 4$ mm esetén



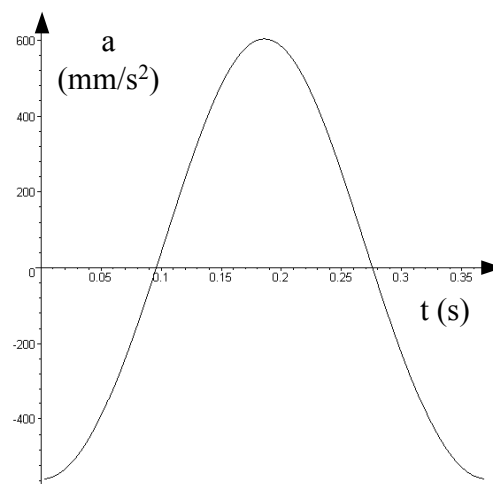
30. ábra

A lineáris szán sebességfüggvénye
 ω_{α_1} = állandó és $\rho = 4$ mm esetén



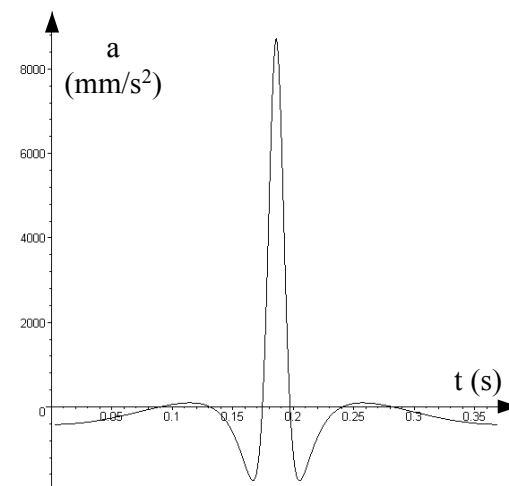
31. ábra

A lineáris szán gyorsulásfüggvénye
 ω_{α_1} = állandó és $\rho = 4$ mm esetén



32. ábra

A lineáris szán gyorsulásfüggvénye
 ω_{α_1} = állandó és $\rho = 3$ mm esetén



33. ábra

A lineáris szán gyorsulásfüggvénye
 ω_{α_1} = állandó és $\rho = 2$ mm esetén

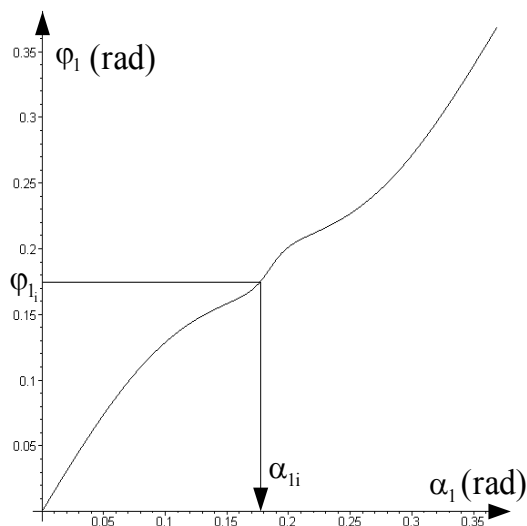
A 30. ábra szerinti sebességfüggvény a fogárok környezetében jóval meredekebb mint a 22. ábra szerinti. Az $a = a(t)$ gyorsulásfüggvényeket összehasonlítva látható, hogy a szerszámsugár csökkenése a gyorsulásérték pozitív maximumát lényegesen megnöveli (31. ábra). A pozitív maximális érték a fogárokbán, a negatív maximális érték a fogtetőn jelentkezik a $\rho = 4$ mm-nél. A 32. ábra és a 33. ábra a gyorsulásfüggvényeket szemlélteti a $\rho = 3$ mm és a $\rho = 2$ mm szerszámsugárnál, ahol is a negatív gyorsulás maximumok már nem a fogtetőn, hanem a fogárokhoz közel, szimmetrikusan helyezkednek el.

6.2.3.3. A szerszám középpontjának mozgásjellemzői, az $x(t)$, $v(t)$, $a(t)$ függvények, $\omega_{\varphi_1} = \text{állandó}$ esetben

A munkadarab és ezzel együtt a körasztal is állandó szögsebességű forgómozgást végez. A mozgásjellemzők kiszámításához, a korábban leírtakhoz hasonlóan a φ_1 -ben egyenközű (ekvidisztáns) felosztást képezve (34), a φ_{1i} -ből, az i -edik időponthoz tartozó szögelfordulás értékéből kell kiszámolni a $\varphi_1(\alpha_1)$ függvény alapján (34. ábra), iterációs eljárással a (35)-höz hasonlóan az α_{1i} függvényhelyeket. Ennek ismeretében már a mozgásegyenlet felírható a gördítési szög, az α_1 függvényeként. A t_i időpillanat értékeinek kiszámítása (36) után az értékeket a (66)-ba helyettesítve, a mozgásfüggvény (35. ábra) előállítható. A (67), (68) képletek szerint kiszámolt sebesség- és gyorsulásfüggvényt a 36. ábra, és a 37. ábra mutatja.

6.2.3.4. Kiértékelés $\omega_{\varphi_1} = \text{állandó}$ és különböző ρ_i esetekben

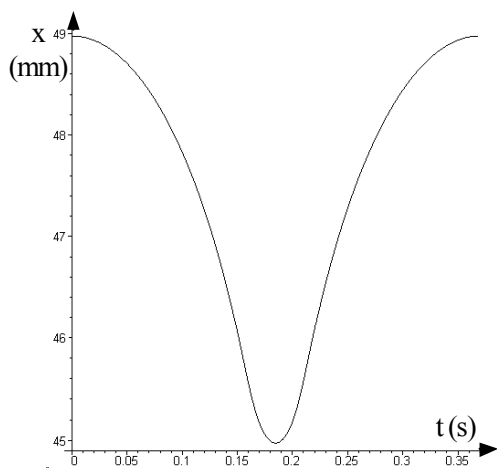
A baloldali oszlopban a $\rho = 4$ mm, a jobboldali oszlopban a $\rho = 5$ mm szerszámsugárhoz tartozó függvényeket ábrázoltuk és egymás mellé rendeztük. A 6.2.2.2 fejezet szerinti eset függvényeit (25. ábra, 26. ábra, 27. ábra) összehasonlítva a 6.2.3.3 fejezetbeli függvényekkel (35. ábra, 36. ábra, 37. ábra), a következők állapíthatók meg.



34. ábra
A $\varphi_1(\alpha_1)$ függvény

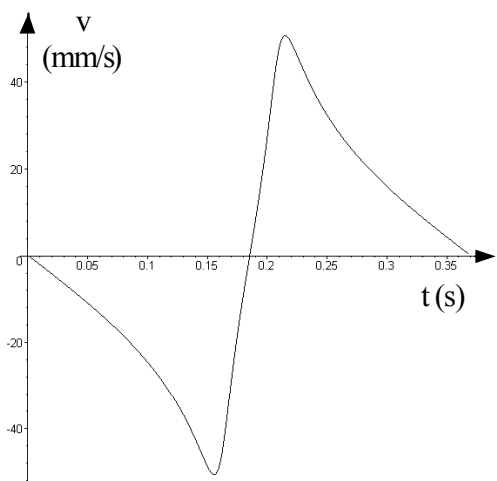
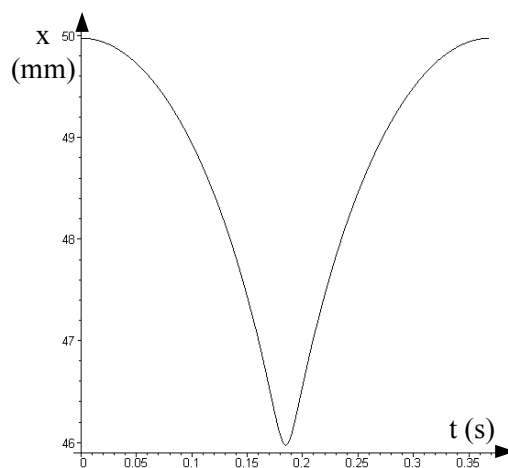
Az $x = x(t)$ mozgásfüggvényeket összehasonlítva, a baloldali függvény a jobboldali függvényhez viszonyítva a sugárkülönbségnek megfelelő egyenközű görbe. Kisebb ρ sugárnál a sebességgörbe meredeksége a fogárok környezetében csökken, ellentétben a $\rho = \rho_n$ $\omega_{\varphi_1} = \text{állandó}$ esettel. A sebességfüggvények maximális értékei közel azonosak.

A 37. ábra gyorsulásgörbéje a pozitív és negatív maximum értékét két-két helyen veszi fel. A 38. ábra és a 39. ábra a gyorsulásfüggvények alakulását mutatja $\rho = 3$ mm és $\rho = 2$ mm esetén. A szerszámsugár csökkentésével a pozitív maximális gyorsulásérték csökken. Ugyanakkor a negatív maximális érték növekszik.



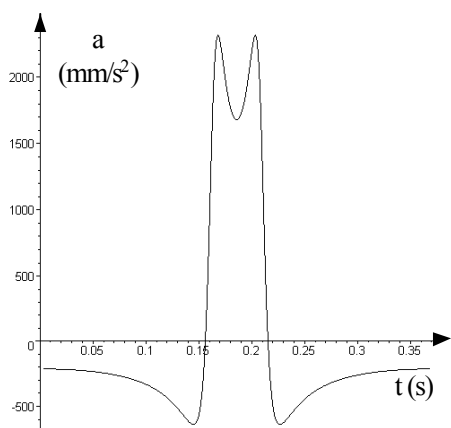
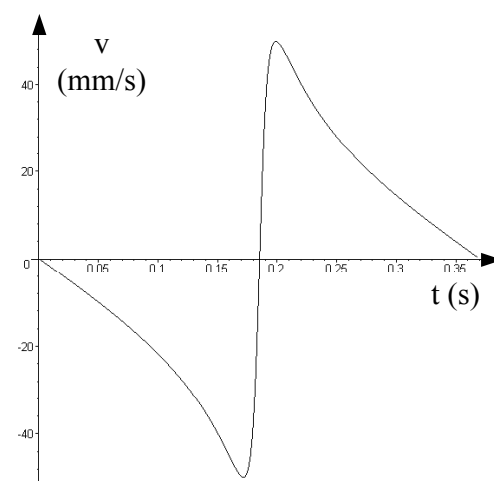
35. ábra

A lineáris szán mozgásfüggvénye
 ω_{φ_1} = állandó és $\rho = 4$ mm esetén



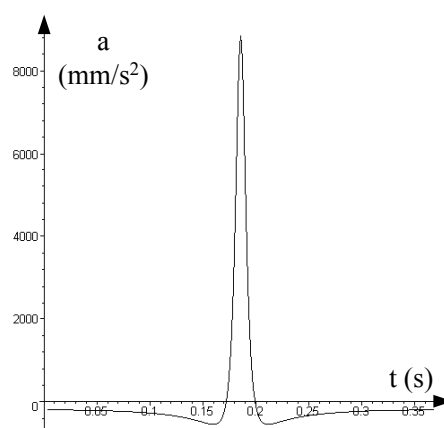
36. ábra

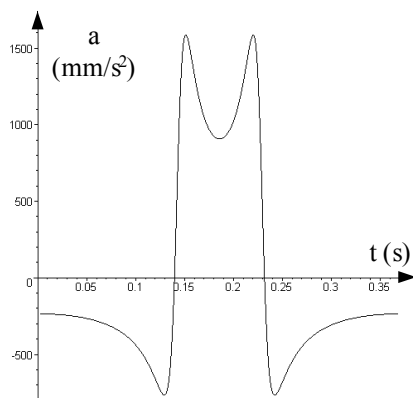
A lineáris szán sebességfüggvénye
 ω_{φ_1} = állandó és $\rho = 4$ mm esetén



37. ábra

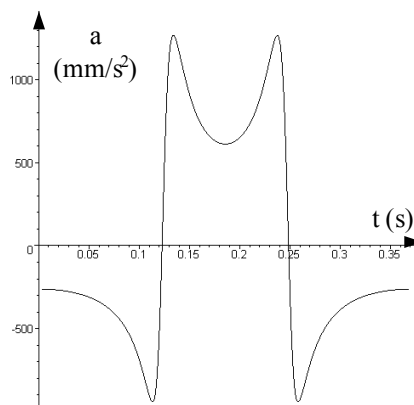
A lineáris szán gyorsulásfüggvénye
 ω_{φ_1} = állandó és $\rho = 4$ mm esetén





38. ábra

A lineáris szán gyorsulásfüggvénye
 ω_{ϕ_1} = állandó és $\rho = 3$ mm esetén



39. ábra

A lineáris szán gyorsulásfüggvénye
 ω_{ϕ_1} = állandó és $\rho = 2$ mm esetén

6.2.3.5. Adott hajtóműcsoporthoz tartozó fogaskerek vizsgálata

A vizsgálatokon belül az alábbi feladatokat végezzük el:

1. Adott fogaskerékcsalád fogaskerekeire kiszámítjuk az ω_{α_1} = állandó és az ω_{ϕ} = állandó esetekben egységnyi szögsebesség felvétele mellett a lineáris szán maximális gyorsulásértékeit. Ezután az előző számítás menetével ellentétesen meghatározzuk a maximális ω_{α_1} , ω_{ϕ} szögsebesség értékeket, a lineáris szán maximális gyorsulásértékéből.
2. A fogaskerékcsaládból egyetlen fogaskereket kiválasztva $\rho < \rho_n$ esetben egységnyi szögsebességnél kiszámítjuk a gyorsulásértékeket. Meghatározzuk az előző pontban leírtakhoz hasonlóan, a lineáris szán maximális gyorsulásértékéből az ω_{α_1} , ω_{ϕ_1} maximális szögsebesség értékeket.

A gyorsulásértékek meghatározása egy hajtóműcsoport fogaskerekeire

A fogaskerékcsalád elemeit az egykori Magyar Gördülőcsapágy Művekben (MGM), ma Dongwoo Precíziós Szerszámgyártó Kft. kifejlesztett hajtóműcsoportjához tartozó cikloishajtóműbe építhető kerekai képezik. Az említett csoportba tartozó fogaskerek geometriai adatait a 7. táblázat foglalja össze.

Sorszám	Fogsorszám (z)	Excentricitás (e) (mm)	Alapkör és a gördülő kör sugarának összege (r) (mm)	Csapátmérő ($d_{cs} = 2\rho_n$) (mm)
1.	9	3	47.975	10
2.	11	2.5		
3.	13			
4.	17	2		
5.	21			
6.	25	1.5		
7.	35	1		

7. táblázat

Ciklois fogaskerek jellemző geometriai adatai

Sorszám	$\omega_{\alpha_1} = \text{állandó}$	$\omega_{\varphi} = \text{állandó}$
	$a_{\max} \left(\frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \right)$	$a_{\max} \left(\frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \right)$
1.	259.86	1622.2
2.	319.51	2041.88
3.	446.361	5469.65
4.	603.322	8878.54
5.	920.977	118332.0
6.	967.984	25864.4
7.	1251.28	19226.1

8. táblázat

Gyorsulásértékek az $\omega_{\alpha_1} = \text{állandó}$ és az $\omega_{\varphi} = \text{állandó}$ esetekben

A 6.2.3.1 és a 6.2.3.3 fejezetekben leírt módon kiszámított gyorsulásértékeket $\omega_{\alpha_1} = 1 \left(\frac{1}{\text{s}} \right)$ és $\omega_{\varphi} = 1 \left(\frac{1}{\text{s}} \right)$ szögsebességek esetén a 8. táblázat tartalmazza.

A maximális szögsebesség értékek meghatározása

Az $\omega_{\alpha_1} = \text{állandó}$ esetben a szögsebesség minden egyes értékénél kiszámítottuk a lineáris szán gyorsulás-idő függvényét. A számításokban az $\omega_{\alpha_1} = \text{állandó}$ értékeit diszkrét értékekkel változtattuk 0-tól 5-ig, felező eljárással keresve azt a szögsebesség értéket, amelyre a lineáris szán kiszámolt gyorsulásfüggvényének maximális értéke az $a_{\max} = 4454 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$ értékét éppen nem lépi túl. Az ω_{φ} értékek kiszámításánál ugyanígy jártunk el. A számítások menetét a 2. melléklet 1. és 2. ábrája tartalmazza.

A kiszámolt szögsebesség és szöggyorsulás értékeket táblázatba foglalva a következőket kapjuk $\rho = \rho_n$ szerszámsugárnál, különböző fogszámú és excentricitású kerekeknél:

Sorszám	$\omega_{\alpha_1} \left(\frac{1}{\text{s}} \right)$	$\omega_{\varphi} \left(\frac{1}{\text{s}} \right)$	$\varepsilon_{\varphi} = \varepsilon_{\text{kör}} \left(\frac{1}{\text{s}^2} \right)$
	$\omega_{\alpha_1} = \text{állandó}$	$\omega_{\varphi} = \text{állandó}$	($\omega_{\alpha_1} = \text{állandó}$)
1.	4.145	1.658	88.72
2.	3.736	1.477	89.198
3.	3.161	0.903	89.185
4.	2.717	0.709	89.706
5.	2.2	0.204	89.749
6.	2.145	0.417	90.347
7.	1.887	0.482	91.115

9. táblázat

A körasztal szögsebesség és szöggyorsulás értékei $\omega_{\alpha_1} = \text{állandó}$ és $\omega_{\varphi} = \text{állandó}$ esetekben

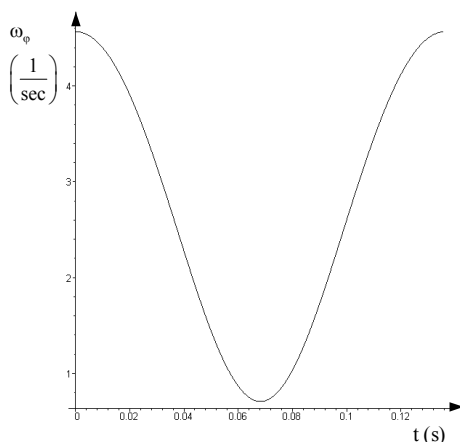
A 9. táblázatban a körasztal szöggyorsulás értékeit is közöltük az összehasonlítás, illetve az ellenőrzés céljából, amely az

$$\varepsilon_{\text{kör.}} = \varepsilon_{\varphi} = \max \left(\frac{d\omega_{\varphi}(t)}{dt} \right) \quad (69)$$

alapján számítható.

A szöggyorsulás értékeit csak az ω_{α_1} = állandó esetben szükséges kiszámítani, mivel az ω_{φ} = állandó esetében $\varepsilon_{\text{kör.}} = 0$. Korábban említettük, hogy az ω_{α_1} = állandó esetében a körasztal szögsebessége, az ω_{φ} , időben változik. Ez jól látható a 40. ábrán, amely a kiválasztott (4. sorszámú) fogaskeréknél állandó ω_{α_1} érték mellett, az $\omega_{\varphi}(t)$ függvényt mutatja.

Ennek figyelembevételével a 9. táblázatban, az ω_{α_1} = állandó esetben az 1. - 6. sorszámú fogaskerekeknél, olyan magas a pillanatnyi szögsebesség értéke, hogy a körasztalt hajtó motor ezt már nem képes biztosítani. Ekkor a hajtómotor által a körasztalon létrehozható maximális fordulatszámot, szögsebességet ($\omega_{\alpha_1 \text{ max}} = \omega_{\varphi \text{ max}} = 3.49 \left(\frac{1}{s} \right)$) kell korlátnak tekinteni.



40. ábra

Az ω_{φ} szögsebesség időbeli változása, ω_{α_1} = állandó érték mellett

A szerszámsugár csökkenésének hatása egy fogaskerék megmunkálása esetén

A korábbi elemzések bemutatták, hogy a szerszám sugarának csökkenése milyen jelentős mértékben változtatja meg az egyes függvények alakját és maximális értékeit. Célszerű ezért a szerszámsugár változásának hatását további két esetben vizsgálni. A vizsgálatot a 7. táblázatban a 4. sorszámú, az előző fejezetekben már vizsgált fogaskerék esetén végezzük el.

1. A szerszám sugarát 5 mm-ről 4 mm-re tizedmilliméterenként csökkentettük. Az 1mm-es sugárcsökkenés jól modellezi azt az esetet, amikor adott méretű kontaktgörgővel a legvastagabb szalagtól vékonyabb szalagokkal történik a megmunkálás, vagy a szerszámsugár csökkenése a szalag kopásából ered.
2. A szerszám sugarát milliméterenként $\rho = 2$ mm-ig csökkentjük, azaz különböző méretű görgőátmérőket alkalmazunk ugyanolyan szalagvastagságnál.

Az egyes, tizedenkénti és a milliméterenkénti sugárváltozásokhoz tartozó gyorsulásfüggvények maximális értékeit a 10. táblázat foglalja össze. A táblázat eredményeit

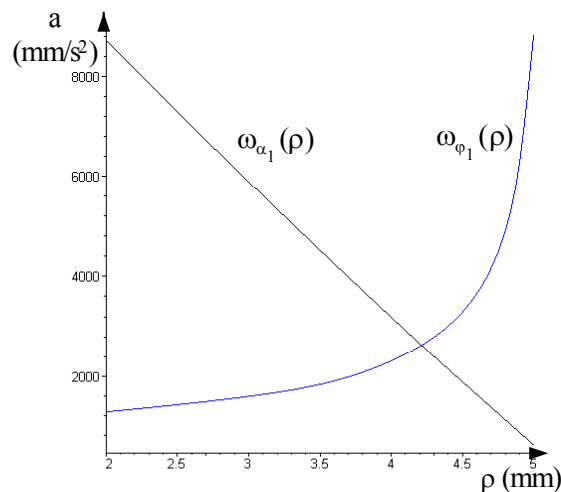
vizsgálva megállapítható, hogy a szerszámsugár csökkenésével az $\omega_{\alpha_1} = \text{állandó}$ esetben a gyorsulásgörbék maximum értékei növekednek, míg $\omega_{\phi_1} = \text{állandó}$ esetben jelentős mértékben csökkennek. A táblázatok gyorsulásértékeit $\omega_{\alpha_1} = 1 \left(\frac{1}{s} \right)$ és $\omega_{\phi} = 1 \left(\frac{1}{s} \right)$ azonos szögsebesség értékekkel számítottuk ki.

Szerszámsugár $\rho(\text{mm})$	$\omega_{\alpha_1} = \text{állandó}$	$\omega_{\phi} = \omega_{\phi_1} = \text{állandó}$
	$a_{\max} \left(\frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \right)$	$a_{\max} \left(\frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \right)$
5.0	603.322	8844.02
4.9	856.85	6251.77
4.8	1111.49	4895.7
4.7	1367.23	4145
4.6	1624.1	3652.2
4.5	1882.1	3291.9
4.4	2141.23	3009.8
4.3	2401.52	2789.9
4.2	2662.95	2607.1
4.1	2925.54	2448.5
4.0	3189.3	2307.9
3.0	5892.8	1585.6
2.0	8721.7	1268.8

10. táblázat

A lineáris szán gyorsulásértékei a szerszámsugár függvényében, $\omega_{\alpha_1} = 1 \text{ rad/sec}$ és

$\omega_{\phi} = \omega_{\phi_1} = 1 \text{ rad/sec}$ esetén



41. ábra

A szerszámsugár változásának hatása a lineáris szán gyorsulásértékeire, $\omega_{\alpha_1} = \text{állandó}$ és

$\omega_{\phi} = \text{állandó}$ esetekben

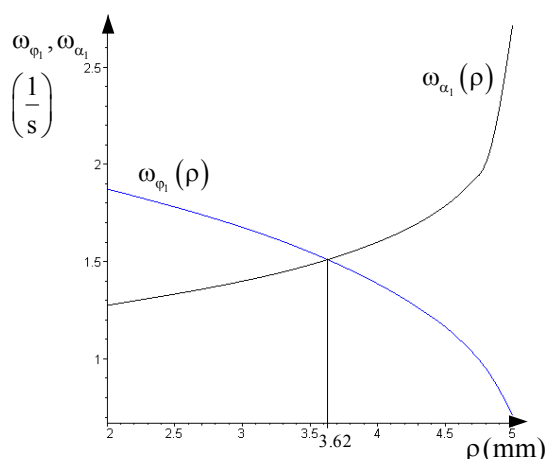
A 41. ábra a maximális gyorsulásértékeket szemlélteti a sugár függvényében egy fogaskerék esetében.

A 10. táblázat eredményei alapján adódik, hogy a megmunkálásokhoz, a kedvező gyorsulásértékek szempontjából, az $\omega_{\alpha_1} = \text{állandó}$ vagy az $\omega_{\varphi_1} = \text{állandó}$ eset kiválasztása a szerszámtátrő függvénye. Ennek pontos tervezése a gyártott fogaskerekék ismeretében tehető meg. A szerszámsugár csökkenésével a lineáris szán maximális gyorsulásértékéből határoztuk meg a maximális szögsebességeket, melyek értékeit a 11. táblázat tartalmazza. A 42. ábra a szögsebesség értékeit ábrázolja a szerszámsugár függvényében mindkét esetben. A diagrammból látható, hogy a két görbe a 3.62 mm-es értéknél metszi egymást.

Szerszámsugár $\rho(\text{mm})$	$\omega_{\alpha_1} \left(\frac{1}{\text{s}} \right)$ $\omega_{\alpha_1} = \text{állandó}$	$\omega_{\varphi} = \omega_{\varphi_1} \left(\frac{1}{\text{s}} \right)$ $\omega_{\varphi} = \text{állandó}$	$\varepsilon_{\varphi} = \varepsilon_{\text{kör}} \left(\frac{1}{\text{s}^2} \right)$ $(\omega_{\alpha_1} = \text{állandó})$
5.0	2.717	0.71	89.706
4.9	2.28	0.844	76.676
4.8	2.001	0.953	38.529
4.7	1.91	1.036	42.214
4.6	1.841	1.104	45.257
4.5	1.785	1.166	47.906
4.4	1.738	1.216	50.459
4.3	1.697	1.263	52.708
4.2	1.661	1.307	54.8
4.1	1.629	1.348	56.935
4.0	1.6	1.386	58.845
3.0	1.399	1.676	74.881
2.0	1.275	1.873	87.645

11. táblázat

A körasztal szögsebesség és szöggyorsulás értékei $\omega_{\alpha_1} = \text{állandó}$ és $\omega_{\varphi} = \text{állandó}$ esetén



42. ábra

A körasztal szögsebesség értékei a szerszám sugarának függvényében

A teljes hajtóműsaládba tartozó fogaskerekerekre ezek a számítások elvégezhetők és a további programozáshoz felhasználhatók.

6.2.4. Összefoglaló kiértékelés

A fogaskerékcsoportra, egységnyi szögsebesség mellett elvégzett számítások eredményeiből (8. táblázat) látható, hogy $\rho = \rho_n$ és $\omega_{\alpha_1} = \text{állandó}$ esetén, az alternáló mozgást végző lineáris szán maximális gyorsulásértékei lényegesen kisebbek, mint az $\omega_{\phi} = \text{állandó}$ esetben. Ebből arra lehet következtetni, hogy **dinamikai szempontból az $\omega_{\alpha_1} = \text{állandó}$ eset a kedvezőbb.**

A 10. táblázatba foglalt eredmények alapján megállapítható, hogy a szerszámsugárnak a ρ_n -től kisebb értékei felé haladva a maximális gyorsulásértékek jelentősen változnak. A megmunkálásokra a $\rho < \rho_n$ szerszámsugár a jellemző, ha figyelembe vesszük a szalagok különböző vastagságát és a szalagkopást. **Az $\omega_{\alpha_1} = \text{állandó}$ esetben azonban nem célszerű a ρ_n -től lényegesen eltérni**, mert az a lineáris szán gyorsulásértékeit kedvezőtlenül befolyásolja. Az $\omega_{\phi_1} = \text{állandó}$ eset vizsgálatából az adódik, hogy a $\rho = \rho_n$ -nél igen nagy az $a_{\max}$ értéke, a $\rho < \rho_n$ értékeknél egyre csökken. Az egy fogaskerékre egységnyi szögsebességnél elvégzett számítások azt mutatták, hogy a kb. 0.8 mm szerszámsugár csökkenésnél az $a_{\max}$ értéke mindkét esetben közel azonos (41. ábra). Ez alatti sugárértékeknél az $\omega_{\phi_1} = \text{állandó}$ maximális gyorsulásértékei kisebbek, mint az $\omega_{\alpha_1} = \text{állandó}$ esetben.

A 42. ábra függvényei alapján, a szerszámpálya pontjait az **$\omega_{\alpha_1} = \text{állandó}$ esetre, $\rho_n - 1.38 \text{ mm} \leq \rho \leq \rho_n$ értékkel célszerű kiszámítani**, mivel ekkor lehet, a körasztalra vonatkozó legnagyobb átlagos szögsebesség értékekkel a megmunkálást elvégezni és ezzel a termelékenységet növelni. Nem elhanyagolható tény, hogy a szerszámsugár csökkentésével a szerszámrendszer merevsége is csökken, különösen, ha figyelembe vesszük a hajtóműcsaládokban használt csapok sugarát. Ez példánkban 5 mm volt, az MGM-ben kifejlesztett hajtóműbeli csapok átmérői 4 mm-től 18 mm-ig terjedtek. A másik oka, hogy a köszörűszalag állandó szalagsebessége miatt a lecsökkentett méretű kontaktgörgő fordulatszáma jelentős mértékben megnő. A kis görgősugár gondot jelenthet a kevésbé rugalmas, vastag szalagok használatakor is. Ilyen szalag például a jó végtelenítésű gyémánt szemcseanyaggal bevont köszörűszalag, melyet a befejező megmunkálások szerszámának tekintünk.

7. További lehetőségek feltárása a nagyobb sebességű megmunkálások felé, optimalizált gyorsulásfüggvények alkalmazásának példája a lehetséges mozgásfüggvények végtelen halmazából

Az előző fejezetben elvégzett kinematikai és dinamikai vizsgálatok eredményeinek ismeretében felmerül a kérdés, lehet-e a termelékenységet tovább növelni a szerkezet módosítása nélkül? A választ, a szakaszos mozgású osztó, váltó mechanizmusok körében találjuk meg, amelyeket pl. a papíriparban, nyomdaiparban, a könnyűipar kötőgépeiben, a darabos fogyasztói termékeket előállító tömeggyártás gépeinél (izzógyártás, öblösüveggyártás, édességgyártás, stb.), vagy szerszámgépek szakaszos előtolóműveinél (hátraesztérge készsánja, sajtológépek lemezszalag adagolói, stb.), anyagmozgató, csomagoló gépeknél, stb. alkalmaznak. A konstruktőrök azt vizsgálták az említett mechanizmusoknál, miként lehetne a ciklusidőket csökkenteni, illetve a termelékenységet úgy növelni, hogy a berendezés dinamikai tulajdonságai a szerkezet méretezése szempontjából kedvezők legyenek. E témakörben több mű [17], [76], [115], [116], [126], [140], [142] is született.

A megoldások alapelve az volt, hogy a működtetett mechanizmus különböző paraméterek és szempontok szerint optimalizált legyen.

Az NC vezérlésű szalagköszörűgépeken a korábbi fejezetek állandó vezérparaméteres számításai mellett végtelen sok más megoldás lehetséges ugyanazon vezérpálya megmunkálásához. A lineáris szán és a forgómozgású körasztal közül egyik, vezérparaméterként választott mozgásnak sem kell egyenletesnek lenni. Az egyik mozgásfüggvény szabadon vehető fel és a másik hozzárendelhető úgy, hogy a két mozgás eredőjeként a kívánt munkadarabprofilt kapjuk. Esetünkben a termelékenység növeléséhez a lineáris szán mozgásfüggvényét célszerű szabadon felvenni.

Az elmondottaknak megfelelően az optimalizált mozgásjellemzőjű mechanizmustervezésből az optimalizált gyorsulásfüggvények alapján történő tervezést emeljük ki, mivel ennek alkalmazásával a termelékenység szempontjából kritikus szán, -a mi esetünkben az alternáló mozgást végző lineáris szán- ciklusideje minimálisra tervezhető, az adott határértékű terhelőerők és nyomatékok mellett. Természetesen a forgó szánt hajtó motorra elvégzett ellenőrző számításokkal igazolni kell, hogy a lineáris szánnál meghatározott paraméterek teljesíthetők e.

Az eljárás a következőkben foglalható össze. A lineáris szánra vonatkozó gyorsulás-idő függvény alakja különböző lehet, pl. szimmetrikus vagy aszimmetrikus szinoid, módosított szinoid, szakaszonként meghatározott függvényekből felépített trapezoid. A lineáris szán kiválasztott gyorsulás-idő függvényéből kiszámíthatók adott geometriai paraméterű fogaskerekeknél a munkadarabot forgató NC körasztal átlagos és maximális szögsebességei. A kapott eredményeket táblázatban foglaljuk össze és egy kiválasztott fogaskeréknél kétféle trapezoid gyorsulásfüggvényből kiindulva, a névleges szerszámsugártól kisebb sugarú szerszám alkalmazása mellett, meghatározzuk a munkadarab szögsebesség és szöggyorsulás értékeit. Végezetül, összehasonlításokat teszünk a korábbi fejezetek eredményeivel.

7.1. Vizsgálatok optimalizált gyorsulásfüggvényekkel

A megvalósított CNC szalagköszörűgépen a lineáris szán a nyújtott epicikloissal egyenkörű fogazat megmunkálásakor, periodikus egyenes vonalú alternáló mozgást végez. A mozgásfüggvény, mint azt az előző fejezetekben egy fogra nézve bemutattuk, szimmetrikus, az x tengellyel párhuzamos, az elmozdulásfüggvény minimum pontján átmenő egyenesre nézve, akárcsak a fogazat. A sebesség- és a gyorsulásfüggvények ugyancsak szimmetrikusak. Ennek tükrében célszerű, szimmetrikus optimalizált gyorsulásgörbéket vizsgálni. A lineáris

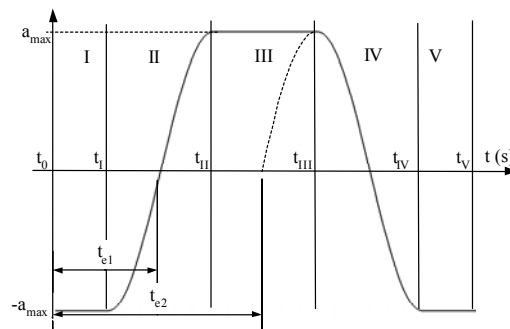
szán alternáló mozgásának véghelyezeteiben a fellépő tehetetlenségi erők és tehetetlenségi nyomatékok arányosak a szán gyorsulásával, illetve a hajtómotor szöggyorsulásával, adott m tömeg és J_{red} redukált tehetetlenségi nyomaték mellett. Ebből az adódik, hogy a motor tengelyére redukált tehetetlenségi nyomaték és a motor villamos paraméterei által meghatározott maximális nyomatékérték alapján a maximális szöggyorsulás értéke meghatározható, amelyből a lineáris szán a_{max} gyorsulásértéke kiszámítható. Kedvező gyorsulásfüggvény felvételével és a maximális gyorsulásérték megadásával dinamikailag kedvező szerkezethez jutunk, ugyanakkor termelékenység szempontjából korlátokat állítunk föl a gyorsulás maximálásával. Továbbiakban azt kell vizsgálni, hogy az optimalizált gyorsulásfüggvényekkel a megmunkálási idő csökkenthető-e az előzőekben bemutatott, kétféle vezérparaméternél meghatározott értékekhez (körasztal átlagos szögsebesség) képest. A lineáris szán gyorsulásgörbéjének felvételénél fontos, hogy a lineáris szán mozgásában lökések, ütközésszerű elmozdulások ne forduljanak elő, azaz a gyorsulásfüggvényben és a sebességfüggvényben ugrások (függőleges szakaszok), törések, szakadások ne legyenek, mivel azok a rendszer dinamikai viselkedését, a dinamikai terheléseket, a megmunkálás pontosságát, így a felületi topográfiát is kedvezőtlenül befolyásolják. A kiugró, nagyértékű gyorsulások elkerülésének legkedvezőbb módja, a már említett szakirodalmak szerint is az, hogy a foganként alternáló mozgást végző szán maximális gyorsulásértékét az irányváltási szakaszok legnagyobb részében (azaz a fogfej és a fogárok környezetében) állandónak vesszük. A fogoldal megmunkálásakor, az inflexiós pont környezetében a gyorsulásértékek szükségszerűen változnak, egy átmeneti függvény által meghatározott időbeli felfutás vagy lefutás szerint. Ezeket a feltételeket a lépcsős vagy trapezoid jellegű gyorsulásfüggvény biztosítja. Az állandó maximális értékű gyorsulásokhoz, szöggyorsulásokhoz tartozó tehetetlenségi erők, valamint tehetetlenségi nyomatékok szolgálnak a szerkezet szilárdsági méretezésének alapjául.

A vizsgálatokat alapvetően kétfajta, szimmetrikus gyorsulásfüggvény típus köré csoportosítottuk és ezekből határoztuk meg az $\omega_{\alpha_1}(t)$ és az $\omega_{\phi}(t)$ függvényeket, $\rho = \rho_n$, illetve $\rho < \rho_n$ esetekben. A kiválasztott fogaskerék azonos a korábban vizsgált fogaskerékkel.

A trapezoid alakú gyorsulásfüggvények átmeneti szakaszainak jellegzetes függvényei: egyenes, egyenes-kör, szinusz (szinoidok), másodfokú parabola, amelyek közül az utóbbi kettőt alkalmaztuk. Az egyszerűbb és kényelmesebb szóhasználat érdekében az itt szereplő függvényekre legtöbbször görbéjük alakjának megnevezésével hivatkozunk.

7.1.1. Szinusz görbéből és egyenesből felépülő gyorsulásfüggvények

A gyorsulásfüggvény szakaszonként definiált, úgynevezett részfüggvényekből épül fel. A részfüggvények szinusz függvényekből és egyenesekből állnak (43. ábra). Az egyenesek, a szinusz görbe t_I , t_{II} , t_{III} , t_{IV} helyekhez (a görbe maximum illetve minimum pontjaihoz) tartozó érintői és ezek párhuzamosak a t tengellyel.



43. ábra

Szinusz görbéből és egyenesekből felépülő gyorsulásgörbe

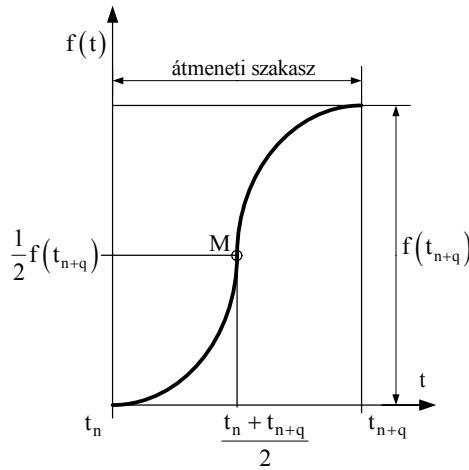
A részfüggvények találkozási pontjainál teljesülni kell az

$$f_z(t_z) = f_{z+1}(t_z) \quad (70)$$

feltételnek, ahol $z=I, \dots, k$ a szakaszok sorszáma, amely a szinusz és az egyenes függvényekből felépülő gyorsulásfüggvényeknél $k=V$, parabolákból és egyenesekből felépülő gyorsulásfüggvényeknél $k=VII$ (55. ábra).

Az átmeneti szakaszokban az $M\left(\frac{t_n + t_{n+q}}{2}, \frac{1}{2}f(t_{n+q})\right)$ pontra szimmetrikus függvényeket használunk. A szimmetria feltétele a t_n és t_{n+q} közötti függvényre (44. ábra)

$$f(t) = f(t_{n+q}) - f(t_n + t_{n+q} - t). \quad (71)$$



44. ábra

Gyorsulásgörbe egy átmeneti szakaszban

A számításokhoz használt MAPLE 9 program analitikusan is képes számolni, ezért a görbék egyenleteit, eltolási, nyújtási paramétereit ennek megfelelően írjuk fel és a mozgásfüggvények meghatározásához szükséges idő szerinti integrálásokat ezek után végezzük el. A gyorsulásgörbék szerkesztéséhez, a gyorsulásfüggvény maximum értékeit (állandó gyorsulású szakasz), az átmeneti szakaszainak alakját, valamint az állandó és a változó gyorsulású szakaszok arányát kell megadni. Az állandó és a változó gyorsulású tartományok arányait a következőképpen fejezzük ki:

$$A_1 = 2 = \frac{t_{III} - t_{II}}{t_I - t_0},$$

$$A_2 = 1 = \frac{t_{III} - t_{II}}{t_{II} - t_I}.$$

A szimmetria feltételei az egyes tartományokra:

$$t_{IV} - t_{III} = t_{II} - t_I,$$

$$t_V - t_{IV} = t_I - t_0.$$

A számításokat két különböző, $A_1=2$, $A_2=1$ és $A_1=2$, $A_2=2$ arányokkal rendelkező gyorsulásfüggvényből kiindulva végezzük el, mert ekkor az időarány-változás hatása, a kiszámítandó ω_{α_1} és ω_ϕ értékekben jelentős, így könnyen észrevehető. Ugyanez mondható el a parabolákból és egyenesekből felépülő gyorsulásfüggvény esetén is.

A I. szakasz gyorsulásfüggvénye $t_0 \leq t \leq t_I$ között:

$$f_I(t) = -a_I = -a_{\max}. \quad (72)$$

A II. szakasz függvénye $t_I \leq t \leq t_{II}$ között:

$$f_{II}(t) = a_{II} \sin(b_{II}(t - t_{e1})). \quad (73)$$

A III. szakasz függvénye $t_{II} \leq t \leq t_{III}$ között:

$$f_{III}(t) = a_{III} = a_{\max} = \text{állandó}. \quad (74)$$

A IV. szakasz függvénye $t_{III} \leq t \leq t_{IV}$ között:

$$f_{IV}(t) = a_{IV} \sin(b_{IV}(t - t_{e2})). \quad (75)$$

Az V. szakasz függvénye $t_{IV} \leq t \leq t_V$ között:

$$f_V(t) = -a_V = -a_{\max} = \text{állandó}. \quad (76)$$

Összefoglalva, a részfüggvényekből felépülő gyorsulásfüggvény az

$$a_x(t) = \begin{cases} f_I(t), & \text{ha } t_0 \leq t \leq t_I \\ f_{II}(t), & \text{ha } t_I \leq t \leq t_{II} \\ f_{III}(t), & \text{ha } t_{II} \leq t \leq t_{III} \\ f_{IV}(t), & \text{ha } t_{III} \leq t \leq t_{IV} \\ f_V(t), & \text{ha } t_{IV} \leq t \leq t_V \end{cases}$$

alakban írható fel.

A t_{e1} a II. szakasz függvényének eltolási paramétere:

$$t_{e1} = t_I + \frac{t_{II} - t_I}{2}.$$

A t_{e2} a IV. szakasz függvényének eltolási paramétere:

$$t_{e2} = t_{III} - \frac{t_{IV} - t_{III}}{2}.$$

Az $a_{II} = a_{IV}$ nagyítási paraméterek értékeit a 6.1 fejezetben kiszámolt maximális gyorsulásértékkel (4454 mms^{-2}) azonosnak vesszük fel. A függvény szimmetrikus, ezért a II., IV. átmeneti szakaszok nagyítási paraméterei megegyeznek, azaz $a_{II} = a_{IV} = a_{\max}$.

A nyújtási paraméterek (b_{II} , b_{IV}):

$$b_{II} = \frac{\pi}{t_{II} - t_I},$$

$$b_{IV} = \frac{\pi}{t_{IV} - t_{III}}.$$

A szakaszonként előállított gyorsulásfüggvényt a 45. ábra mutatja.

A sebességfüggvényt a gyorsulásfüggvény idő szerinti integrálásával kapjuk, amely a z-edik szakaszra általánosan felírva:

$$v_z(t) = \int_{t_{z-1}}^t f_z(\tau) d\tau + v_{z-1}(t_{z-1}), \quad (77)$$

ahol, $t_{z-1} \leq t \leq t_z$, $z = I, II, \dots, V$, $v_0(t_0) = 0$.

A I. szakasz sebességfüggvénye $t_0 \leq t \leq t_I$ között a (77) alapján:

$$v_I(t) = \int_{t_0}^t f_I(\tau) d\tau = \int_{t_0}^t (-a_{\max}) d\tau = -a_{\max} [\tau]_{t_0}^t = -a_{\max} (t - t_0). \quad (78)$$

A II. szakasz függvénye $t_I \leq t \leq t_{II}$ között:

$$\begin{aligned} v_{II}(t) &= \int_{t_I}^t f_{II}(\tau) d\tau + v_I(t_I) = \int_{t_I}^t a_{II} \sin[b_{II}(\tau - t_{eI})] d\tau + v_I(t_I) = \\ &= -\frac{a_{II}}{b_{II}} [\cos(b_{II}(\tau - t_{eI}))]_{t_I}^t + v_I(t_I) = -\frac{a_{II}}{b_{II}} [\cos(b_{II}(t - t_{eI})) - \cos(b_{II}(t_I - t_{eI}))] + \\ &+ v_I(t_I). \end{aligned} \quad (79)$$

A III. szakasz függvénye $t_{II} \leq t \leq t_{III}$ között:

$$\begin{aligned} v_{III}(t) &= \int_{t_{II}}^t f_{III}(\tau) d\tau + v_{II}(t_{II}) = \int_{t_{II}}^t a_{\max} d\tau + v_{II}(t_{II}) = a_{\max} [\tau]_{t_{II}}^t + v_{II}(t_{II}) = \\ &= a_{\max} (t - t_{II}) + v_{II}(t_{II}). \end{aligned} \quad (80)$$

A IV. szakasz függvénye $t_{III} \leq t \leq t_{IV}$ között:

$$\begin{aligned}
 v_{IV}(t) &= \int_{t_{III}}^t f_{IV}(\tau) d\tau + v_{III}(t_{III}) = \int_{t_{III}}^t a_{IV} \sin(b_{IV}(\tau - t_{e2})) d\tau + v_{III}(t_{III}) = \\
 &= -\frac{a_{IV}}{b_{IV}} \left[\cos(b_{IV}(\tau - t_{e2})) \right]_{t_{III}}^t + v_{III}(t_{III}) = \\
 &= -\frac{a_{IV}}{b_{IV}} \left[\cos(b_{IV}(t - t_{e2})) - \cos(b_{IV}(t_{III} - t_{e2})) \right] + v_{III}(t_{III}).
 \end{aligned} \tag{81}$$

Az V. szakasz függvénye $t_{IV} \leq t \leq t_V$ között:

$$\begin{aligned}
 v_V(t) &= \int_{t_{IV}}^t f_V(\tau) d\tau + v_{IV}(t_{IV}) = \int_{t_{IV}}^t (-a_{\max}) d\tau + v_{IV}(t_{IV}) = -a_{\max} [\tau]_{t_{IV}}^t + v_{IV}(t_{IV}) = \\
 &= -a_{\max}(t - t_{IV}) + v_{IV}(t_{IV}).
 \end{aligned} \tag{82}$$

A szakaszonként előállított sebességfüggvényt a 46. ábra mutatja.

Az elmozdulásfüggvényt a sebességfüggvény idő szerinti integrálásával kapjuk, amely általánosan felírva:

$$x_z(t) = \int_{t_{z-1}}^t v_z(\tau) d\tau + x_{z-1}(t_{z-1}), \tag{83}$$

ahol, $t_{z-1} \leq t \leq t_z$, $z = I, II, \dots, V$, $x_0(t_0) = 0$.

A I. szakasz elmozdulásfüggvénye $t_0 \leq t \leq t_I$ között, a (83) szerint:

$$x_I(t) = \int_{t_0}^t v_I(\tau) d\tau = \int_{t_0}^t [-a_{\max}(\tau - t_0)] d\tau = -a_{\max} \left[\frac{(\tau - t_0)^2}{2} \right]_{t_0}^t = -\frac{a_{\max}}{2}(t - t_0)^2. \tag{84}$$

A II. szakasz függvénye $t_I \leq t \leq t_{II}$ között:

$$\begin{aligned}
 x_{II}(t) &= \int_{t_I}^t v_{II}(\tau) d\tau + x_I(t_I) = \int_{t_I}^t \left[-\frac{a_{II}}{b_{II}} \left[\cos(b_{II}(\tau - t_{e1})) - \cos(b_{II}(t_I - t_{e1})) \right] + v_I(t_I) \right] d\tau + \\
 &+ x_I(t_I) = \left[-\frac{a_{II}}{b_{II}^2} \left[\sin(b_{II}(\tau - t_{e1})) \right] + \frac{a_{II}}{b_{II}} \tau \cos(b_{II}(t_I - t_{e1})) + \tau v_I(t_I) \right]_{t_I}^t + x_I(t_I) = \\
 &= -\frac{a_{II}}{b_{II}^2} \left[\sin(b_{II}(t - t_{e1})) - \sin(b_{II}(t_I - t_{e1})) \right] + (t - t_I) \left[\frac{a_{II}}{b_{II}} \cos(b_{II}(t_I - t_{e1})) + v_I(t_I) \right] + \\
 &+ x_I(t_I).
 \end{aligned} \tag{85}$$

A III. szakasz függvénye $t_{II} \leq t \leq t_{III}$ között:

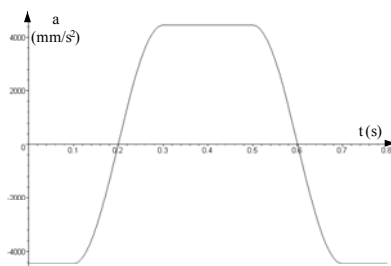
$$\begin{aligned}
 x_{III}(t) &= \int_{t_{II}}^t v_{III}(\tau) d\tau + x_{II}(t_{II}) = \int_{t_{II}}^t [a_{\max}(\tau - t_{II}) + v_{II}(t_{II})] d\tau + x_{II}(t_{II}) = \\
 &= \left[a_{\max} \left(\frac{(\tau - t_{II})^2}{2} \right) + \tau v_{II}(t_{II}) \right]_{t_{II}}^t + x_{II}(t_{II}) = \frac{a_{\max}}{2} (t - t_{II})^2 + (t - t_{II}) v_{II}(t_{II}) + x_{II}(t_{II}).
 \end{aligned} \quad (86)$$

A IV. szakasz függvénye $t_{III} \leq t \leq t_{IV}$ között:

$$\begin{aligned}
 x_{IV}(t) &= \int_{t_{III}}^t v_{IV}(\tau) d\tau + x_{III}(t_{III}) = \\
 &= \int_{t_{III}}^t \left[-\frac{a_{IV}}{b_{IV}} [\cos(b_{IV}(\tau - t_{e2})) - \cos(b_{IV}(t_{III} - t_{e2}))] + v_{III}(t_{III}) \right] d\tau + x_{III}(t_{III}) = \\
 &= \left[-\frac{a_{IV}}{b_{IV}^2} [\sin(b_{IV}(\tau - t_{e2}))] + \frac{a_{IV}}{b_{IV}} \tau \cos(b_{IV}(t_{III} - t_{e2})) + \tau v_{III}(t_{III}) \right]_{t_{III}}^t + x_{III}(t_{III}) = \\
 &= -\frac{a_{IV}}{b_{IV}^2} [\sin(b_{IV}(t - t_{e2})) - \sin(b_{IV}(t_{III} - t_{e2}))] + \\
 &+ (t - t_{III}) \left[\frac{a_{IV}}{b_{IV}} \cos(b_{IV}(t_{III} - t_{e2})) + v_{III}(t_{III}) \right] + x_{III}(t_{III}).
 \end{aligned} \quad (87)$$

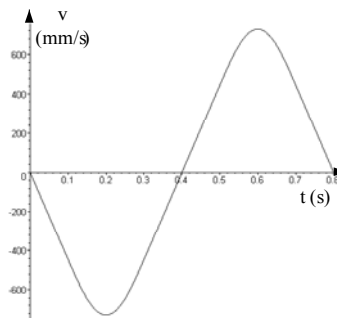
Az V. szakasz függvénye $t_{IV} \leq t \leq t_V$ között:

$$\begin{aligned}
 x_V(t) &= \int_{t_{IV}}^t v_V(\tau) d\tau + x_{IV}(t_{IV}) = \int_{t_{IV}}^t [-a_{\max}(\tau - t_{IV}) + v_{IV}(t_{IV})] d\tau + x_{IV}(t_{IV}) = \\
 &= \left[-a_{\max} \left(\frac{(\tau - t_{IV})^2}{2} \right) + \tau v_{IV}(t_{IV}) \right]_{t_{IV}}^t + x_{IV}(t_{IV}) = -\frac{a_{\max}}{2} (t - t_{IV})^2 + (t - t_{IV}) v_{IV}(t_{IV}) + x_{IV}(t_{IV}).
 \end{aligned} \quad (88)$$



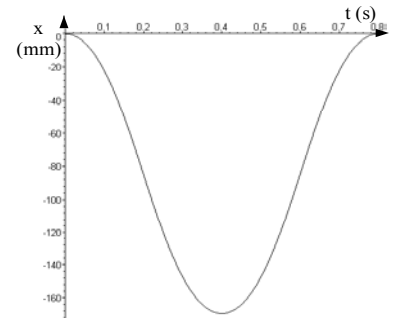
45. ábra

Szerkesztett gyorsulásgörbe



46. ábra

Szerkesztett sebességgörbe



47. ábra

Szerkesztett elmozdulásgörbe

A szakaszonként analitikusan megadott gyorsulásfüggvény kétszeri, idő szerinti integrálása után a kapott elmozdulásfüggvény (47. ábra) értékeit átvizsgáljuk a lineáris szán elmozdulásfüggvényének mozgástartományába, azaz a fogmagasság tartományába (2e).

Természetesen el is kell tolni a transzformált függvényt a koordináta-rendszer függőleges, x_2 tengelye mentén a $(\max(|\vec{r}_p|(\alpha_1)), \min(|\vec{r}_p|(\alpha_1)))$ intervallumba.

Ahhoz, hogy a lineáris szán gyorsulásfüggvényének értékei ugyanazok maradjanak, mint a részfüggvényekből felépülő függvényé, az időtengely értékeit is transzformálni kell. A feladatot numerikus módon oldjuk meg. Az időtengely értékeinek kiszámítását az ismert elmozdulásfüggvény adataiból, a következő gondolatmenet szerint végezzük.

Az 1 index az idő szerint kétszer integrált, részfüggvényekből összeépített gyorsulásgörbe elmozdulás-idő függvényére, a szerkesztett mozgásjellemzőkre $(a_{x_1}(t_1) = a(t), v_{x_1}(t_1) = v(t), x_1(t_1) = x(t))$, utal. A 2 index a lineáris szán mozgástartományába helyezett elmozdulás-idő függvényére, a transzformált mozgásjellemzőkre $(a_{x_2}(t_2), v_{x_2}(t_2), x_2(t_2))$, utal.

Első lépésben a t_{2_i} transzformált idő értékeket keressük. Az időértékeket m számú pontban számítjuk ki.

A gyorsulásértékek azonosságából, és így a maximális gyorsulásértékek azonosságából is, felírható, hogy:

$$a_{x_1}(t_{1_i}) = a_{x_2}(t_{2_i})$$

és

$$a_{x_{1\max}}(t_{1_i}) = a_{x_{2\max}}(t_{2_i}). \quad (89)$$

A gyorsulás az

$$a(t) = x \frac{1}{t^2}, \quad (90)$$

képlettel számítható.

A (90)-et a (89)-be helyettesítve az

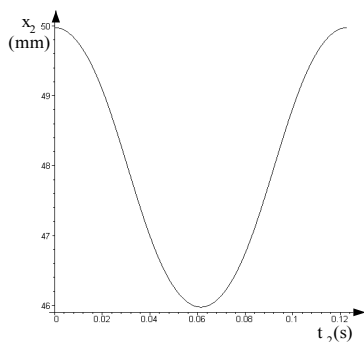
$$x_{1\max} \frac{1}{t_{1_i}^2} = x_{2\max} \frac{1}{t_{2_i}^2} \quad (91)$$

egyenlőséget kapjuk. Végül

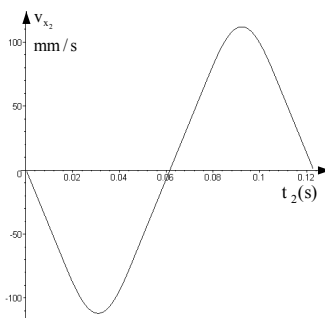
$$t_{2_i} = \sqrt{\frac{x_{2\max}}{x_{1\max}} t_{1_i}^2} \quad (92)$$

adódik, ahol $x_{1\max} = \max(|x_{1_i}|)$, $x_{2\max} = 2e$, ahol $i = 0, \dots, m$.

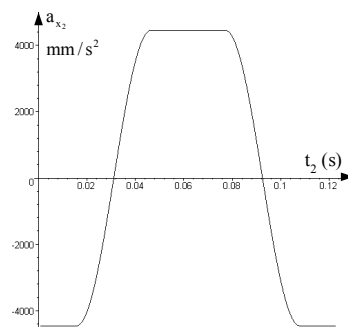
A meghatározott pontok ismeretében az $x_2(t_2)$ függvény előállítható (48. ábra). Ellenőrzés céljából, a transzformált $x_2(t_2)$ függvényből meghatároztuk, a lineáris szán tényleges $v_{x_2}(t_2)$ sebesség- (49. ábra) és $a_{x_2}(t_2)$ gyorsulás függvényeit (50. ábra).



48. ábra
Transzformált
elmozdulásgörbe



49. ábra
Transzformált sebességgörbe



50. ábra
Transzformált gyorsulásgörbe

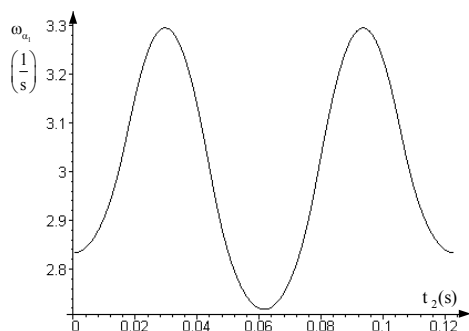
A 6.2.3.5 fejezet eredményeivel (átlag és maximális szögsebességek értékeivel) való összehasonlítás céljából első lépésként az $x_2(t_2)$ és az $|\vec{r}_p|(\alpha_1)$ függvények felhasználásával, a MAPLE 9 program „fsolve” függvényének segítségével meghatározzuk a t_2 időértékekhez tartozó α_1 szögértékeket. A számításnál abból indulunk ki, hogy $x_{2_i}(t_{2_i}) = |\vec{r}_{p_i}|(\alpha_{1_i})$ vagyis az x_{2_i} -vel megegyező $|\vec{r}_{p_i}|$ -hez tartozó α_{1_i} értékeket számítjuk ki m számú pontban, az $|\vec{r}_p|(\alpha_1)$ függvény alapján. Ezt, a már korábban említett „fsolve” egyenletmegoldó iterációs függvény felhasználásával végezzük el, a következő egyenlet szerint:

$$0 = |\vec{r}_{p_i}|(\alpha_{1_i}) - x_{2_i}(t_{2_i}), \quad (93)$$

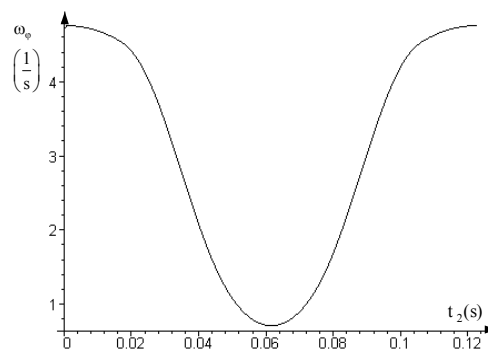
ahol $i = 0, \dots, m$.

Az α_1 értékeket a (14) függvénybe helyettesítve a φ értékek kiszámíthatók.

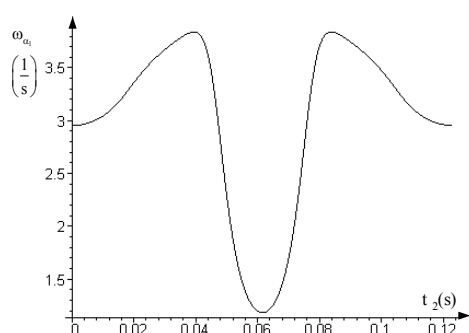
A rendelkezésre álló α_1 , φ , t_2 értékek, valamint a (26), (32) egyenleteket átrendezve ($t = t_2$ mellett), az ω_{α_1} és az ω_{φ} értékei meghatározhatók és a t_2 függvényében ábrázolhatók. Az említett algoritmus lényegét kiemelve, tulajdonképpen az $(|\vec{r}_p|, \varphi_i)$ szerszámpálya pontokhoz egy új időfüggvényt rendeltünk úgy, hogy az előre megválasztott gyorsulásfüggvényből az idő szerinti integrálás után, a kapott $x_2(t_2)$ transzformált függvény t_{2_i} időértékeihez tartozó α_{1_i} , φ_i szögértékeket számítottuk ki, az x_{2_i} és az $|\vec{r}_{p_i}|$ értékek azonosságából. Ezzel a hozzájuk tartozó t_{2_i} időket rendeltük a pályagörbe $(|\vec{r}_{p_i}|, \varphi_i)$, pontjaihoz. Természetesen a $\rho < \rho_n$ esetben mindenhol az $|\vec{r}_p|$ helyére $|\vec{r}_{p_i}|$ illetve a φ helyére φ_i kerül. A $\rho = \rho_n$ esetben az $\omega_{\alpha_1}(t_2)$ és az $\omega_{\varphi}(t_2)$ függvényeket az 51. ábra és az 52. ábra, a $\rho < \rho_n$ esetben az $\omega_{\alpha_1}(t_2)$ függvényt az 53. ábra, az $\omega_{\varphi}(t_2)$ függvényt pedig az 54. ábra mutatja.



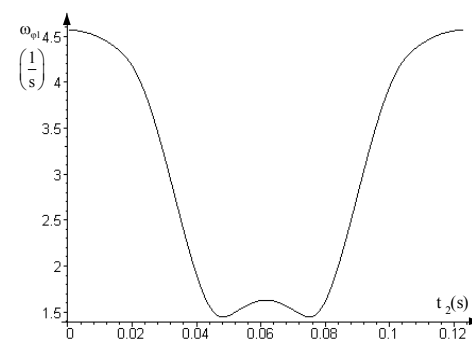
51. ábra

 $\omega_{\alpha_1}(t_2)$ függvény $\rho = \rho_n$ esetben


52. ábra

 $\omega_{\phi}(t_2)$ függvény $\rho = \rho_n$ esetben


53. ábra

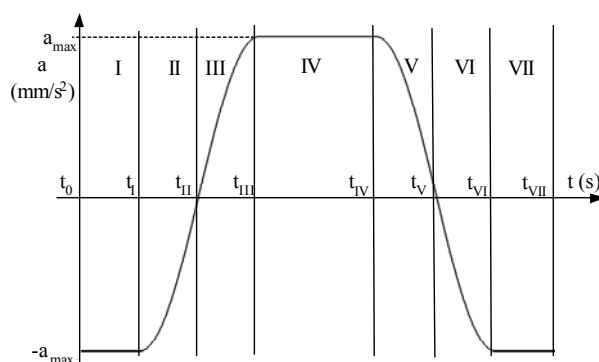
 $\omega_{\alpha_1}(t_2)$ függvény $\rho < \rho_n$ esetben


54. ábra

 $\omega_{\phi_1}(t_2)$ függvény $\rho < \rho_n$ esetben

7.1.2. Másodfokú parabolából és egyenesből felépülő gyorsulásfüggvények

A szimmetrikus gyorsulásfüggvény részfuggvényei másodfokú parabola függvények és egyenesek (55. ábra). A parabola függvény csúcsa a maximális gyorsulású szakasszal, a vízszintes egyenessel való találkozási pontjánál van, és érintője egybeesik az egyenessel. A parabola illesztése az egyeneshez a megfelelő nyújtási és eltolási paraméterértékek figyelembevételével végezhető el. Az átmeneti szakasz közepén a parabola görbék törésmentesen illeszkednek, a találkozási pontban mindkét görbe érintője azonos.



55. ábra

Parabolákból és egyenesekből felépülő gyorsulásgörbe

A I. szakasz gyorsulásfüggvénye $t_0 \leq t \leq t_I$ között:

$$f_I(t) = -a_I = -a_{\max} = \text{állandó} . \quad (94)$$

A II. szakasz függvénye $t_I \leq t \leq t_{II}$ között:

$$f_{II}(t) = \xi_{II}t^2 + \eta_{II}t + \zeta_{II} . \quad (95)$$

A III. szakasz függvénye $t_{II} \leq t \leq t_{III}$ között:

$$f_{III}(t) = \xi_{III}t^2 + \eta_{III}t + \zeta_{III} . \quad (96)$$

A IV. szakasz függvénye $t_{III} \leq t \leq t_{IV}$ között:

$$f_{IV}(t) = a_{IV} = a_{\max} = \text{állandó} . \quad (97)$$

Az V. szakasz függvénye $t_{IV} \leq t \leq t_V$ között:

$$f_V(t) = \xi_Vt^2 + \eta_Vt + \zeta_V . \quad (98)$$

A VI. szakasz függvénye $t_V \leq t \leq t_{VI}$ között:

$$f_{VI}(t) = \xi_{VI}t^2 + \eta_{VI}t + \zeta_{VI} . \quad (99)$$

A VII. szakasz függvénye $t_{VI} \leq t \leq t_{VII}$ között:

$$f_{VII}(t) = -a_{VII} = -a_{\max} = \text{állandó} . \quad (100)$$

Összefoglalva, a részfüggvényekből felépülő gyorsulásfüggvény az

$$a_x(t) = \begin{cases} f_I(t), & \text{ha } t_0 \leq t \leq t_I \\ f_{II}(t), & \text{ha } t_I \leq t \leq t_{II} \\ f_{III}(t), & \text{ha } t_{II} \leq t \leq t_{III} \\ f_{IV}(t), & \text{ha } t_{III} \leq t \leq t_{IV} \\ f_V(t), & \text{ha } t_{IV} \leq t \leq t_V \\ f_{VI}(t), & \text{ha } t_V \leq t \leq t_{VI} \\ f_{VII}(t), & \text{ha } t_{VI} \leq t \leq t_{VII} \end{cases}$$

alakban írható fel.

A parabola paraméterei a 56. ábra alapján és a [29] irodalom felhasználásával a következők szerint határozhatók meg:

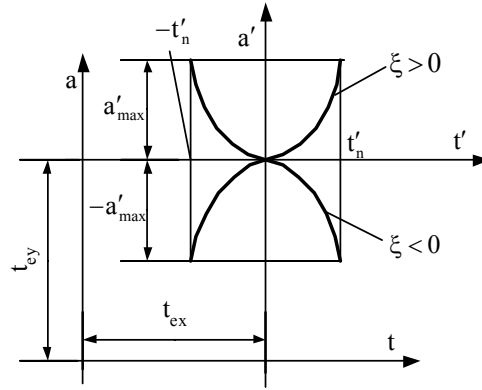
$$\xi = \frac{\pm a'_{\max}}{(\pm t'_n)^2}, \quad (101)$$

$$\eta = -t_{\text{ex}} 2\xi, \quad (102)$$

$$\zeta = t_{\text{ey}} + \frac{\eta^2}{4\xi}. \quad (103)$$

A parabola paraméteres egyenlete:

$$f = \xi t^2 + \eta t + \zeta. \quad (104)$$



56. ábra

A parabola paraméterei

A sebességfüggvény a gyorsulásfüggvény idő szerinti integráljaként, szakaszonként számítható.

Általános alakban felírva:

$$v_z(t) = \int_{t_{z-1}}^t f_z(\tau) d\tau + v_{z-1}(t_{z-1}), \quad (105)$$

ahol, $t_{z-1} \leq t \leq t_z$, $z = \text{I, II, ..., VII}$, $v_0(t_0) = 0$.

A I. szakasz sebességfüggvénye $t_0 \leq t \leq t_1$ között, a (105) alapján:

$$v_1(t) = \int_{t_0}^t f_1(\tau) d\tau = \int_{t_0}^t (-a_{\max}) d\tau = -a_{\max} [\tau]_{t_0}^t = -a_{\max} (t - t_0). \quad (106)$$

A II. szakasz függvénye $t_1 \leq t \leq t_{\text{II}}$ között:

$$\begin{aligned} v_{\text{II}}(t) &= \int_{t_1}^t f_{\text{II}}(\tau) d\tau + v_1(t_1) = \int_{t_1}^t (\xi_{\text{II}} \tau^2 + \eta_{\text{II}} \tau + \zeta_{\text{II}}) d\tau + v_1(t_1) = \\ &= \left[\xi_{\text{II}} \left(\frac{\tau^3}{3} \right) + \eta_{\text{II}} \left(\frac{\tau^2}{2} \right) + \zeta_{\text{II}} \tau \right]_{t_1}^t + v_1(t_1) = \xi_{\text{II}} \left(\frac{t^3 - t_1^3}{3} \right) + \eta_{\text{II}} \left(\frac{t^2 - t_1^2}{2} \right) + \zeta_{\text{II}} (t - t_1) + v_1(t_1). \end{aligned} \quad (107)$$

A III. szakasz függvénye $t_{\text{II}} \leq t \leq t_{\text{III}}$ között:

$$\begin{aligned}
 v_{III}(t) &= \int_{t_{II}}^t f_{III}(\tau) d\tau + v_{III}(t_{II}) = \int_{t_{II}}^t [\xi_{III}\tau^2 + \eta_{III}\tau + \zeta_{III}] d\tau + v_{III}(t_{II}) = \\
 &= \left[\xi_{III} \left(\frac{\tau^3}{3} \right) + \eta_{III} \left(\frac{\tau^2}{2} \right) + \zeta_{III}\tau \right]_{t_{II}}^t + v_{III}(t_{II}) = \xi_{III} \left(\frac{t^3 - t_{II}^3}{3} \right) + \eta_{III} \left(\frac{t^2 - t_{II}^2}{2} \right) + \\
 &+ \zeta_{III}(t - t_{II}) + v_{III}(t_{II}).
 \end{aligned} \tag{108}$$

A IV. szakasz függvénye $t_{III} \leq t \leq t_{IV}$ között:

$$\begin{aligned}
 v_{IV}(t) &= \int_{t_{III}}^t f_{IV}(\tau) d\tau + v_{III}(t_{III}) = \int_{t_{III}}^t a_{\max} d\tau + v_{III}(t_{III}) = a_{\max} [\tau]_{t_{III}}^t + v_{III}(t_{III}) = \\
 &= a_{\max}(t - t_{III}) + v_{III}(t_{III}).
 \end{aligned} \tag{109}$$

Az V. szakasz függvénye $t_{IV} \leq t \leq t_V$ között:

$$\begin{aligned}
 v_V(t) &= \int_{t_{IV}}^t f_V(\tau) d\tau + v_{IV}(t_{IV}) = \int_{t_{IV}}^t (\xi_V\tau^2 + \eta_V\tau + \zeta_V) d\tau + v_{IV}(t_{IV}) = \\
 &= \left[\xi_V \left(\frac{\tau^3}{3} \right) + \eta_V \left(\frac{\tau^2}{2} \right) + \zeta_V\tau \right]_{t_{IV}}^t + v_{IV}(t_{IV}) = \xi_V \left(\frac{t^3 - t_{IV}^3}{3} \right) + \eta_V \left(\frac{t^2 - t_{IV}^2}{2} \right) + \\
 &+ \zeta_V(t - t_{IV}) + v_{IV}(t_{IV}).
 \end{aligned} \tag{110}$$

A VI. szakasz függvénye $t_V \leq t \leq t_{VI}$ között:

$$\begin{aligned}
 v_{VI}(t) &= \int_{t_V}^t f_{VI}(\tau) d\tau + v_V(t_V) = \int_{t_V}^t (\xi_{VI}\tau^2 + \eta_{VI}\tau + \zeta_{VI}) d\tau + v_V(t_V) = \\
 &= \left[\xi_{VI} \left(\frac{\tau^3}{3} \right) + \eta_{VI} \left(\frac{\tau^2}{2} \right) + \zeta_{VI}\tau \right]_{t_V}^t + v_V(t_V) = \xi_{VI} \left(\frac{t^3 - t_V^3}{3} \right) + \eta_{VI} \left(\frac{t^2 - t_V^2}{2} \right) + \\
 &+ \zeta_{VI}(t - t_V) + v_V(t_V).
 \end{aligned} \tag{111}$$

A VII. szakasz függvénye $t_{VI} \leq t \leq t_{VII}$ között:

$$\begin{aligned}
 v_{VII}(t) &= \int_{t_{VI}}^t f_{VII}(\tau) d\tau + v_{VI}(t_{VI}) = \int_{t_{VI}}^t (-a_{\max}) d\tau + v_{VI}(t_{VI}) = \\
 &= -a_{\max} [\tau]_{t_{VI}}^t + v_{VI}(t_{VI}) = -a_{\max}(t - t_{VI}) + v_{VI}(t_{VI}).
 \end{aligned} \tag{112}$$

Az elmozdulásfüggvény a sebességfüggvény idő szerinti integrálásával számítható, melynek általános alakja:

$$x_z(t) = \int_{t_{z-1}}^t v_z(\tau) d\tau + x_{z-1}(t_{z-1}), \tag{113}$$

ahol, $t_{z-1} \leq t \leq t_z$, $z = I, II, \dots, VII$, $x_0(t_0) = 0$.

A I. szakasz elmozdulásfüggvénye $t_0 \leq t \leq t_I$ között a (113) szerint:

$$x_I(t) = \int_{t_0}^t v_I(\tau) d\tau = \int_{t_0}^t [-a_{\max}(\tau - t_0)] d\tau = -a_{\max} \left[\frac{(\tau - t_0)^2}{2} \right]_{t_0}^t = -\frac{a_{\max}}{2} (t - t_0)^2. \quad (114)$$

A II. szakasz függvénye $t_I \leq t \leq t_{II}$ között:

$$\begin{aligned} x_{II}(t) &= \int_{t_I}^t v_{II}(\tau) d\tau + x_I(t_I) = \int_{t_I}^t \left[\xi_{II} \left(\frac{\tau^3 - t_I^3}{3} \right) + \eta_{II} \left(\frac{\tau^2 - t_I^2}{2} \right) + \zeta_{II}(\tau - t_I) + v_I(t_I) \right] d\tau + \\ &+ x_I(t_I) = \left[\xi_{II} \left(\frac{\tau^4}{12} - \frac{t_I^3}{3} \tau \right) + \eta_{II} \left(\frac{\tau^3}{6} - \frac{t_I^2}{2} \tau \right) + \zeta_{II} \left(\frac{\tau^2}{2} - t_I \tau \right) + \tau v_I(t_I) \right]_{t_I}^t + x_I(t_I) = \\ &= \xi_{II} \left(\frac{t^4 - t_I^4}{12} - \frac{t_I^3}{3} (t - t_I) \right) + \eta_{II} \left(\frac{t^3 - t_I^3}{6} - \frac{t_I^2}{2} (t - t_I) \right) + \zeta_{II} \left(\frac{t^2}{2} - t_I (t - t_I) \right) + \\ &+ (t - t_I) v_I(t_I) + x_I(t_I) = \xi_{II} \left(\frac{t^4 + 3t_I^4}{12} - \frac{t_I^3}{3} t \right) + \eta_{II} \left(\frac{t^3 + 2t_I^3}{6} - \frac{t_I^2}{2} t \right) + \zeta_{II} \left(\frac{t^2}{2} - t_I t + \frac{t_I^2}{2} \right) + \\ &+ (t - t_I) v_I(t_I) + x_I(t_I) = \xi_{II} \left(\frac{t^4 + 3t_I^4 - 4t_I^3 t}{12} \right) + \eta_{II} \left(\frac{t^3 + 2t_I^3 - 3t_I^2 t}{6} \right) + \zeta_{II} \frac{(t - t_I)^2}{2} + \\ &+ (t - t_I) v_I(t_I) + x_I(t_I). \end{aligned} \quad (115)$$

A III. szakasz függvénye $t_{II} \leq t \leq t_{III}$ között a (115)-höz hasonlóan, részletezés nélkül:

$$\begin{aligned} x_{III}(t) &= \int_{t_{II}}^t v_{III}(\tau) d\tau + x_{II}(t_{II}) = \int_{t_{II}}^t \left[\xi_{III} \left(\frac{\tau^3 - t_{II}^3}{3} \right) + \eta_{III} \left(\frac{\tau^2 - t_{II}^2}{2} \right) + \zeta_{III}(\tau - t_{II}) + v_{II}(t_{II}) \right] d\tau + \\ &+ x_{II}(t_{II}) = \left[\xi_{III} \left(\frac{\tau^4}{12} - \frac{t_{II}^3}{3} \tau \right) + \eta_{III} \left(\frac{\tau^3}{6} - \frac{t_{II}^2}{2} \tau \right) + \zeta_{III} \left(\frac{\tau^2}{2} - t_{II} \tau \right) + \tau v_{II}(t_{II}) \right]_{t_{II}}^t + x_{II}(t_{II}) = \\ &= \xi_{III} \left(\frac{t^4 + 3t_{II}^4 - 4t_{II}^3 t}{12} \right) + \eta_{III} \left(\frac{t^3 + 2t_{II}^3 - 3t_{II}^2 t}{6} \right) + \zeta_{III} \frac{(t - t_{II})^2}{2} + (t - t_{II}) v_{II}(t_{II}) + x_{II}(t_{II}). \end{aligned} \quad (116)$$

A IV. szakasz függvénye $t_{III} \leq t \leq t_{IV}$ között a (114)-hez hasonlóan részletezés nélkül:

$$\begin{aligned} x_{IV}(t) &= \int_{t_{III}}^t v_{IV}(\tau) d\tau + x_{III}(t_{III}) = \int_{t_{III}}^t [a_{\max}(\tau - t_{III}) + v_{III}(t_{III})] d\tau + x_{III}(t_{III}) = \\ &= \left[a_{\max} \left(\frac{\tau^2}{2} - t_{III} \tau \right) + \tau v_{III}(t_{III}) \right]_{t_{III}}^t + x_{III}(t_{III}) = a_{\max} \left[\frac{t^2}{2} - t_{III} t - \frac{t_{III}^2}{2} + t_{III}^2 \right] + \\ &+ (t - t_{III}) v_{III}(t_{III}) + x_{III}(t_{III}) = \frac{a_{\max}}{2} (t - t_{III})^2 + (t - t_{III}) v_{III}(t_{III}) + x_{III}(t_{III}). \end{aligned} \quad (117)$$

Az V. szakasz függvénye $t_{IV} \leq t \leq t_V$ között a (115)-höz hasonlóan, részletezés nélkül:

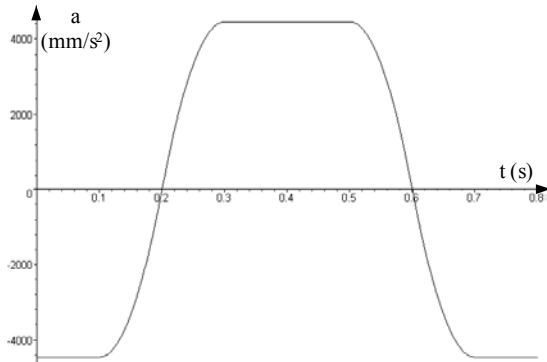
$$\begin{aligned}
 x_V(t) &= \int_{t_{IV}}^t v_V(\tau) d\tau + x_{IV}(t_{IV}) = \int_{t_{IV}}^t \left[\xi_V \left(\frac{\tau^3 - t_{IV}^3}{3} \right) + \eta_V \left(\frac{\tau^2 - t_{IV}^2}{2} \right) + \zeta_V (\tau - t_{IV}) + v_{IV}(t_{IV}) \right] d\tau + \\
 &+ x_{IV}(t_{IV}) = \left[\xi_V \left(\frac{\tau^4}{12} - \frac{t_{IV}^3}{3} \tau \right) + \eta_V \left(\frac{\tau^3}{6} - \frac{t_{IV}^2}{2} \tau \right) + \zeta_V \left(\frac{\tau^2}{2} - t_{IV} \tau \right) + \tau v_{IV}(t_{IV}) \right]_{t_{IV}}^t + x_{IV}(t_{IV}) = \\
 &= \xi_V \left(\frac{t^4 + 3t_{IV}^4 - 4t_{IV}^3 t}{12} \right) + \eta_V \left(\frac{t^3 + 2t_{IV}^3 - 3t_{IV}^2 t}{6} \right) + \zeta_V \frac{(t - t_{IV})^2}{2} + (t - t_{IV}) v_{IV}(t_{IV}) + x_{IV}(t_{IV}).
 \end{aligned} \tag{118}$$

A VI. szakasz függvénye $t_V \leq t \leq t_{VI}$ között a (115)-höz hasonlóan, részletezés nélkül:

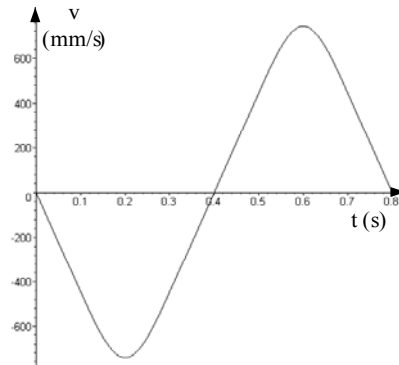
$$\begin{aligned}
 x_{VI}(t) &= \int_{t_V}^t v_{VI}(\tau) d\tau + x_V(t_V) = \int_{t_V}^t \left[\xi_{VI} \left(\frac{\tau^3 - t_V^3}{3} \right) + \eta_{VI} \left(\frac{\tau^2 - t_V^2}{2} \right) + \zeta_{VI} (\tau - t_V) + v_V(t_V) \right] d\tau + \\
 &+ x_V(t_V) = \left[\xi_{VI} \left(\frac{\tau^4}{12} - \frac{t_V^3}{3} \tau \right) + \eta_{VI} \left(\frac{\tau^3}{6} - \frac{t_V^2}{2} \tau \right) + \zeta_{VI} \left(\frac{\tau^2}{2} - t_V \tau \right) + \tau v_V(t_V) \right]_{t_V}^t + x_V(t_V) = \\
 &= \xi_{VI} \left(\frac{t^4 + 3t_V^4 - 4t_V^3 t}{12} \right) + \eta_{VI} \left(\frac{t^3 + 2t_V^3 - 3t_V^2 t}{6} \right) + \zeta_{VI} \frac{(t - t_V)^2}{2} + (t - t_V) v_V(t_V) + x_V(t_V).
 \end{aligned} \tag{119}$$

A VII. szakasz függvénye $t_{VI} \leq t \leq t_{VII}$ között a (114)-hez hasonlóan részletezés nélkül:

$$\begin{aligned}
 x_{VII}(t) &= \int_{t_{VI}}^t v_{VII}(\tau) d\tau + x_{VI}(t_{VI}) = \int_{t_{VI}}^t \left[-a_{\max} (\tau - t_{VI}) + v_{VI}(t_{VI}) \right] d\tau + x_{VI}(t_{VI}) = \\
 &= \left[-a_{\max} \left(\frac{\tau^2}{2} - t_{VI} \tau \right) + \tau v_{VI}(t_{VI}) \right]_{t_{VI}}^t + x_{VI}(t_{VI}) = -a_{\max} \left[\frac{t^2}{2} - t_{VI} t - \frac{t_{VI}^2}{2} + t_{VI}^2 \right] + \\
 &+ (t - t_{VI}) v_{VI}(t_{VI}) + x_{VI}(t_{VI}) = -\frac{a_{\max}}{2} (t - t_{VI})^2 + (t - t_{VI}) v_{VI}(t_{VI}) + x_{VI}(t_{VI}).
 \end{aligned} \tag{120}$$

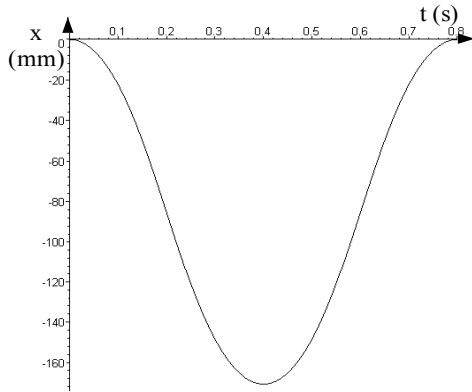


57. ábra
Szerkesztett gyorsulásgörbe



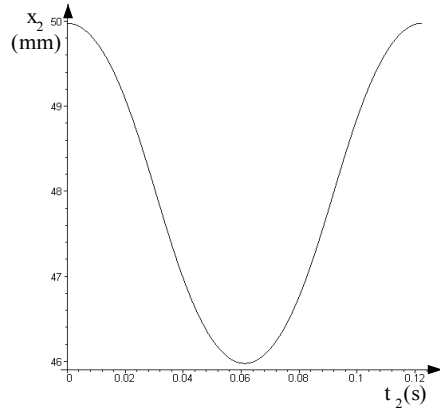
58. ábra
Szerkesztett sebességgörbe

Az elmozdulásfüggvények idő szerinti transzformációja a korábban már tárgyalt módon történik. Ezek után a meghatározott pontok ismeretében az $x_2(t_2)$ függvény előállítható (60. ábra). Ellenőrzés céljából felrajzoltuk, a $\rho = \rho_n$ esetben, a $v_{x_2}(t_2)$ sebesség- (61. ábra) illetve az $a_{x_2}(t_2)$ gyorsulásfüggvényeket (62. ábra) is.



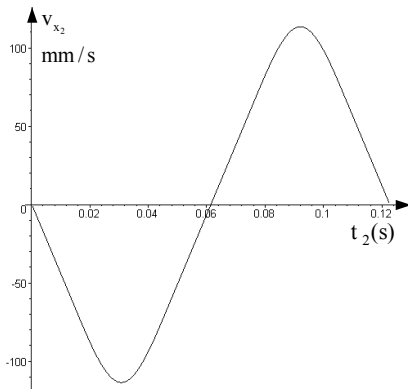
59. ábra

Szerkesztett elmozdulásgörbe



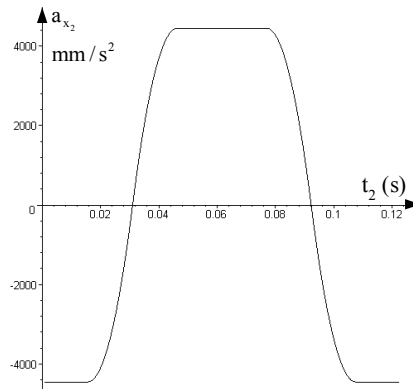
60. ábra

Transzformált elmozdulásgörbe



61. ábra

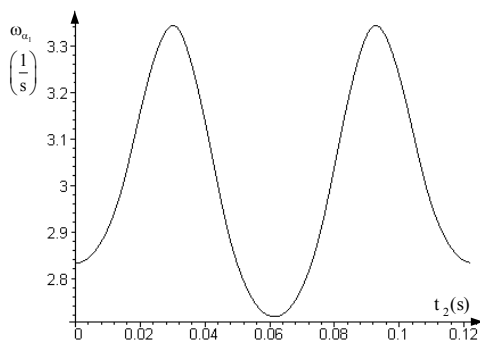
Transzformált sebességgörbe



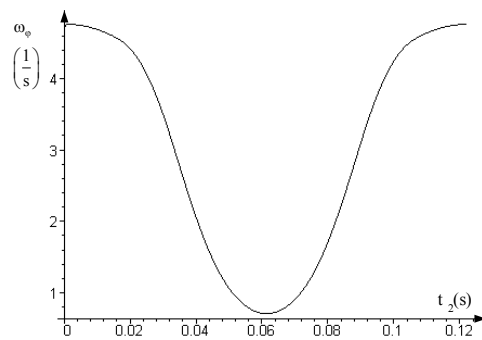
62. ábra

Transzformált gyorsulásgörbe

A $\rho = \rho_n$ esetben az $\omega_{\alpha_1}(t_2)$ és az $\omega_{\varphi}(t_2)$ függvényeket a 63. ábra és a 64. ábra, a $\rho < \rho_n$ esetben az $\omega_{\alpha_1}(t_2)$ függvényt a 65. ábra, az $\omega_{\varphi_1}(t_2)$ függvényt pedig a 66. ábra mutatja.

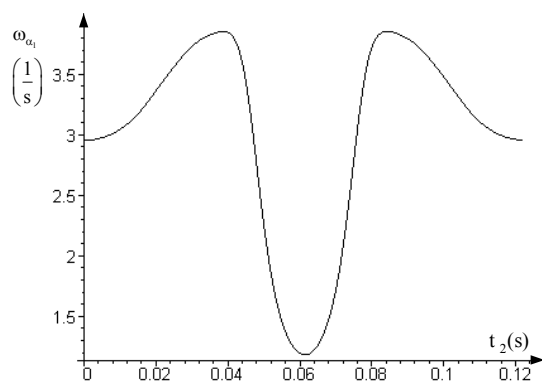


63. ábra

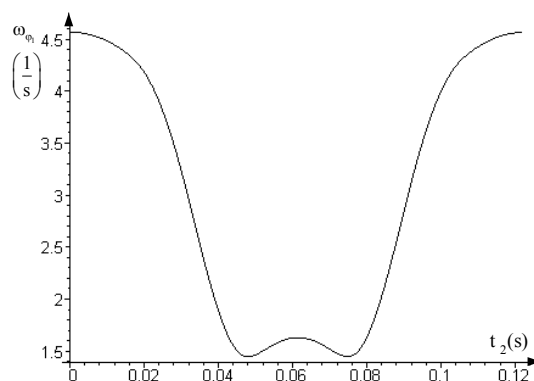
 $\omega_{\alpha_1}(t_2)$ függvény $\rho = \rho_n$ esetben


64. ábra

 $\omega_{\varphi}(t_2)$ függvény $\rho = \rho_n$ esetben



65. ábra

 $\omega_{\alpha_1}(t_2)$ függvény $\rho < \rho_n$ esetben

66. ábra

 $\omega_{\phi_1}(t_2)$ függvény $\rho < \rho_n$ esetben

A 63. ábra és a 64. ábra függvényeinek alakjából jól látható, hogy mind az $\omega_{\alpha_1}(t)$ és az $\omega_{\phi}(t)$ időben nem állandó. Abból a megfontolásból, hogy az itt kiszámolt eredmények a korábbi számítások eredményeivel összevethetők legyenek, mind az $\omega_{\alpha_1}(t)$ mind az $\omega_{\phi}(t)$ függvénygörbék értékeiből külön-külön átlagértékeket képeztünk. Ezek után az összehasonlítások megtehetők. A számításokat a két különböző gyorsulásfüggvénynél két-két olyan esetre végeztük el, amikor a részfüggvények (a szinusz és a parabola átmeneti függvények/egyenes szakasz) időarányai $A_1=2$ és $A_2=1$. A szögsebességek átlagértékeit a 12. táblázat tartalmazza. A szürkével jelölt értékeknél a körasztalt hajtó motor a maximális szögsebesség és szöggyorsulás értékeit, amelyeket kiszámoltunk, de a 12. táblázatban és a 14. táblázatban nem tüntettük fel, nem képes megvalósítani. A 4. sorszámú fogaskerékre, $\rho < \rho_n$ esetekben, amikor a szerszám sugarát 1 illetve 2 mm-rel csökkentettük, a kiszámolt átlagos szögsebesség és maximális szöggyorsulás értékeit a 13. táblázat foglalja össze. A táblázatokból (12. táblázat, 13. táblázat, 14. táblázat) látható, hogy a szögsebesség átlagértékek csak a harmadik, illetve a negyedik tizedes jegyben térnek el, ami a számítások pontatlanságából adódik, egyébként ezek az értékek soronként egyezők. A 4. sorszámú fogaskeréknél a maximális szöggyorsulás-értékek a szerszámsugár csökkenésével ugyan csökkennek, esetenként az elfogadható tartományba kerülnek, összességében a teljesíthetőség feltételei mégsem állnak fenn. A leírtak a többi fogaskerékre elvégzett számításokra is érvényesek.

Sorszám	$\omega_{\alpha_1} \left(\frac{1}{s} \right)$		$\omega_{\phi} \left(\frac{1}{s} \right)$		$\varepsilon_{\phi} = \varepsilon_{\text{kör}} \left(\frac{1}{s^2} \right)$	
	Szinusz	Parabola	Szinusz	Parabola	Szinusz	Parabola
1.	4.657	4.67	4.657	4.67	149.847	159.083
2.	4.174	4.186	4.174	4.186	147.573	156.678
3.	3.531	3.531	3.531	3.524	144.811	152.757
4.	3.019	3.028	3.019	3.028	141.764	149.794
5.	2.444	2.452	2.444	2.451	138.865	146.015
6.	2.371	2.378	2.371	2.378	138.956	146.564
7.	2.074	2.08	2.074	2.08	138.408	146.328

12. táblázat

Szögsebesség és szöggyorsulás-értékek $A_1=2$ és $A_2=1$ esetén

4.	$\omega_{\alpha_1} \left(\frac{1}{s} \right)$		$\omega_{\varphi} \left(\frac{1}{s} \right)$		$\varepsilon_{\varphi} = \varepsilon_{\text{kör}} \left(\frac{1}{s^2} \right)$	
	Szinusz	Parabola	Szinusz	Parabola	Szinusz	Parabola
$\rho = 4 \text{ mm}$	3.0195	3.0284	3.0195	3.0284	136.372	144.014
$\rho = 3 \text{ mm}$	3.0195	3.0284	3.0193	3.0283	131.251	136.796

13. táblázat

Szögsebesség és szöggyorsulás-értékek a névlegesnél kisebb szerszámsugarak esetén

A 14. táblázatban, $A_1=2$ és $A_2=2$ arányok mellett, a szögsebességek átlagértékei és a szöggyorsulások maximális értékei láthatók.

Sorszám	$\omega_{\alpha_1} \left(\frac{1}{s} \right)$		$\omega_{\varphi} \left(\frac{1}{s} \right)$		$\varepsilon_{\varphi} = \varepsilon_{\text{kör}} \left(\frac{1}{s^2} \right)$	
	Szinusz	Parabola	Szinusz	Parabola	Szinusz	Parabola
1.	4.721	4.727	4.721	4.727	183.85	190.99
2.	4.231	4.237	4.231	4.236	180.874	188.024
3.	3.58	3.585	3.579	3.584	174.285	181.448
4.	3.061	3.065	3.061	3.065	169.845	176.582
5.	2.478	2.481	2.478	2.481	163.374	169.559
6.	2.403	2.406	2.403	2.406	164.94	171.511
7.	2.102	2.105	2.102	2.105	165.475	172.182

14. táblázat

Szögsebesség és szöggyorsulás-értékek $A_1=2$ és $A_2=2$ esetén

7.2. Kiértékelés

A 12. táblázat és a 14. táblázat szögsebesség átlagértékeit a 9. táblázat szögsebesség értékeivel összehasonlítva látható, hogy **az optimalizált gyorsulásfüggvények alkalmazása mintegy 10%-os növekedést eredményez, emellett a szöggyorsulás értékek jelentősebb mértékben nőttek.** A ciklusidő csökkentése, a termelékenység növelése többségében nem valósítható meg az alkalmazott körasztalt hajtó motor korlátai miatt. Ez a probléma más szervomotor megválasztásával kiküszöbölhető és az optimalizált gyorsulásgörbék szerinti programozás javasolható. A megépített gépnél a szerkezet adta korlátok miatt ettől eltekintünk. A vizsgálatokat minden hasonló esetben célszerű elvégezni és a szerkezet építőelemeit a technológiával összhangban úgy megválasztani, hogy a gép teljesítőképessége, termelékenysége lényegesen nagyobb legyen, mint a 6.2.3.5. fejezetbeli vezérparaméterek alkalmazásánál. A 9. táblázat, a 12. táblázat, a 14. táblázat szögsebesség értékeit összehasonlítva a legnagyobb értéket az $A_1=2$ és az $A_2=2$ arányok mellett felvett optimalizált gyorsulásfüggvény esetében kaptuk. A 12. táblázat és a 14. táblázat értékeit összevetve, az utóbbi táblázat eredményei kis mértékkel magasabbak. Ekkor azonban ($A_1=2$ és az $A_2=2$) a lökésamplitúdó nő az $A_1=1$ és az $A_2=2$ arányokkal rendelkező gyorsulásgörbéhez viszonyítva, mivel az átmeneti szakaszban fele akkora idő alatt kell a negatív maximális gyorsulásértékről a pozitív maximális gyorsulásértékre átváltani. Azaz, a gyorsulásváltozás maximális sebessége, a lökésfüggvény maximális értéke nagyobb lesz. Ez a megállapítás független attól, hogy az átmeneti szakaszban milyen függvényt, szinusz vagy parabola görbét használunk. A

13. táblázat értékeit figyelve elmondható, hogy **a szerszámsugár változásának nincs jelentős hatása az ω_{α_1} , ω_{ϕ} szögsebességekre.**

A jelenlegi erősáramú villamos hajtásrendszer és a szervo vezérlőkártya korlátai miatt, nincs lehetőség a motorok által meghatározott maximális paraméterekkel, a legnagyobb termelékenységgel az alkatrész megmunkálásának kipróbálására. A továbbiakban a gépet működtető vezérlőprogramot ismertetjük.

A szinusz és trapezoid gyorsulásfüggvények közül a [140] mű elemzése szerint, a folyamatosan változó gyorsulású görbék esetében kisebb az esély a lengések kialakulására, ami az elkészítendő munkadarab pontosságának szempontjából előnyös. Ebből a megfontolásból a 8. fejezetben az ω_{α_1} = állandó esetben számoljuk ki a szerszámpályát és a megmunkálást ez alapján végezzük el, mivel a gyorsulásfüggvény ebben az esetben szinusz függvény.

8. Megmunkáló program, programfejlesztés

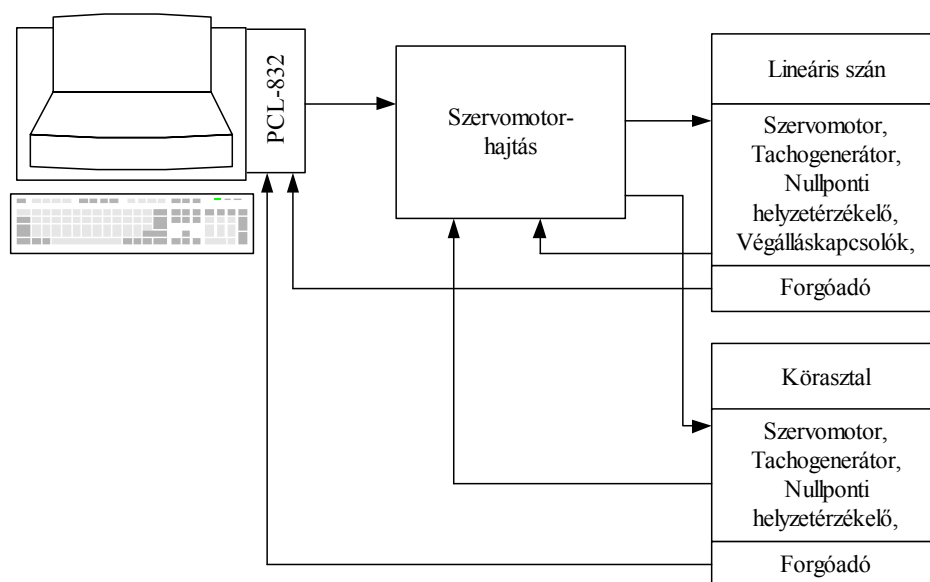
Bevezetés

A szerszámgépét vezérlő program megírásának tetemes időigénye, valamint a kísérleti megmunkálások technológiai vizsgálatainak elvégzéséhez szükséges alapvető feltételek megteremtése indokolja, hogy a vezérlőprogramról szóló fejezet a disszertáció része legyen. Az új tudományos eredmények eléréséhez (méretpontos, jó felületi minőségű megmunkálások megvalósításához, illetve a későbbiekben megszülető, sokszögfelületek szalagköszörüléses megmunkálási technológiájának vizsgálatára épülő doktori dolgozat alapjainak megteremtéséhez) elengedhetetlenül fontos volt, hogy a szerszámgép működőképes állapotba kerüljön. Ennek feltétele egy olyan vezérlőprogram megírása, amely a gépet biztonságosan, üzembiztosan működteti, és a kiinduló munkadarabként használt acéltárcsából a kívánt profilú alkatrészt elkészíti.

8.1. Kiindulási feltételek, építőelemek

E fejezetben tárgyalt problémák megoldásainak megértéséhez szükség van a vezérlés felépítésének és működési mechanizmusának bemutatásához. A kísérleti berendezés felépítésének blokkvázlatát a 67. ábra mutatja.

A szalagköszörűgép vezérlése egy IBM 386 XT típusú számítógépből, egy PCL-832 ADVANTECH típusú 3-tengelyes szervohajtás vezérlőkártyából, vezérelt tengelyenként egy egy darab BOSCH SM10/20 T áraminverteres szervomotor-hajtásból, egy VM 60-T tápegységből, egy SE-B4. 090.030-01 körasztalt hajtó és egy a lineáris szánt hajtó SD-B4. 092.020-01 típusú, állandó mágnesű, elektronikus kommutációjú váltóáramú szervomotor(ok)ból áll, amelyek végére tachogenerátor és ROD 426A (HEINDENHAIN) típusú forgódó került. A doktori munka megkezdésekor ezek az elemek álltak rendelkezésre, ezekből az elemekből kellett a kísérleti berendezést összeállítani és működőképesé tenni.



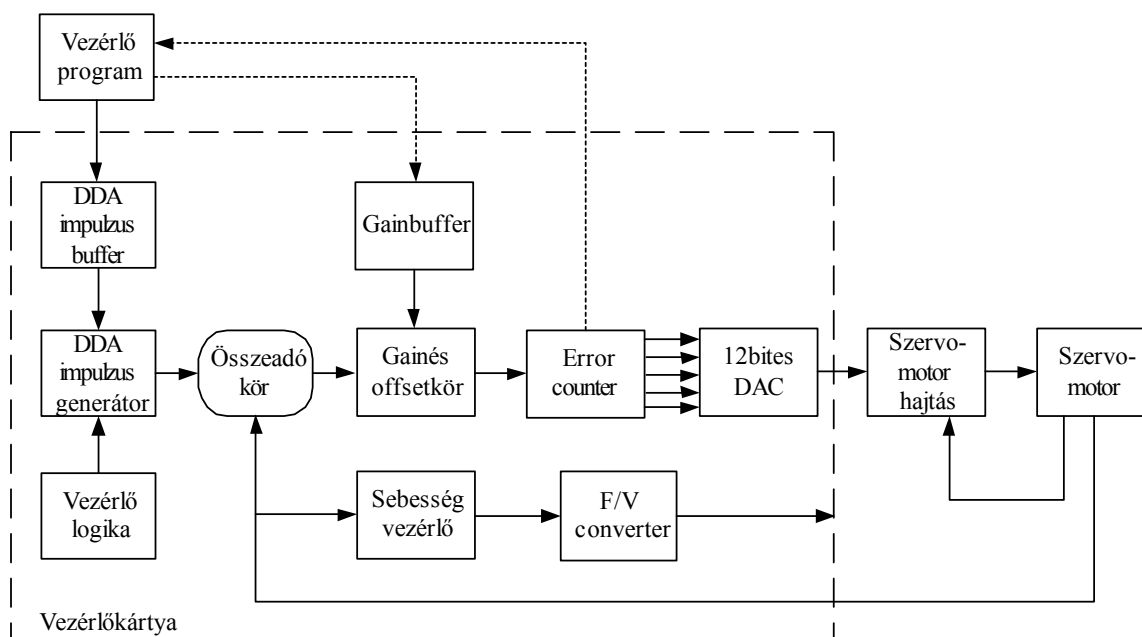
67. ábra

A berendezés blokkvázlata

Elsőként, a vezérlés „lelkét” a vezérlőkártyát mutatjuk be. A vezérlőkártya a számítógépbe építve foglal helyet és kapcsolatban áll a szervohajtással.

A vezérlőkártyához a gyártó, DOS operációs rendszer alatt működő, Microsoft C nyelven megírt magas szintű és a kártya regisztereit közvetlenül vezérlő, Borland C-ben használható alacsony szintű vezérlőfüggvényeket mellékel. A Microsoft C nyelvű függvényeket csak két, egymásra merőlegesen épített lineáris mozgású szánokkal felépülő szerszámgép vezérlésére dolgozták ki. A mi forgó-haladó mozgású gépstruktúránkhoz ezek a függvények használhatatlanok. A szalagköszörűgép vezérléséhez ezért az utóbbi, alacsony szintű vezérlőfüggvényeket alkalmaztuk.

A vezérlőfüggvényekkel a működéshez legszükségesebb funkciókat lehet megvalósítani, mint például kártya reset-elés, DDA generátor engedélyezése, DDA ciklus időtartamának megadása, DDA impulzus beírása, szabályozó kör hurokerősítésének beállítása, hibaszámláló értékének kiolvasása, referencia helyzetkapcsoló és a nullponti referencia impulzus állapotának lekérdezése.



68. ábra

A vezérlő egy irányított tengelyének blokkvázlata

A kártya egy vezérelt tengelyének blokkvázlatát a 68. ábra mutatja, amely egy zárt hurkú, arányos helyszabályozó és egy sebességszabályozó kört tartalmaz. A beépített sebességszabályozó kör használata helyett a szervomotor tengelyére szerelt tachogenerátor jelét csatoltuk vissza a szervohajtáshoz, és ez valósítja meg a motor fordulatszámának a szabályozását, javítva ezzel a hajtás dinamikai tulajdonságait. A kártya tartalmaz egy összeadó kört, amely előjelhelyesen adja össze az impulzus generátor jelét a motor tengelyére szerelt forgóadó jelével; egy programozható offset vezérlőt, amely a hibaszámlálón (error counter) keresztül hajtja meg a digital-analóg convertert (DAC). A kártya kimenetéről az impulzusokkal arányos analóg feszültséggel a szervohajtásra jut, ami a szervomotort működteti. A kártya hardware interpolátora, amely egy DSP (Digital Signal Processor), a DDA (Direct Digital Analyzer) technikát használja [54], [56]. Az interpoláció lényege, hogy a három vezérelt tengely azonos vagy különböző számú impulzusainak kiadása, egy adott ciklusidő alatt, egy időben indul és egyszerre fejeződik be. Az interpolációs algoritmus megváltoztatása nem lehetséges.

A kártya működése a következő. Amikor a DDA impulzus generátor működését a vezérlőprogramból engedélyezzük, az aktuális DDA ciklus indításának kezdetén a kártya generál egy megszakítást (interrupt). Ezzel egyidőben a DDA impulzus bufferből, a program

által korábban beírt érték átjut az impulzus generátorba, ami a beírt értéknek megfelelő számú impulzust hozza létre. A bufferbe csak egész számú impulzus írható be. Fontos, hogy a DDA impulzus bufferbe a kívánt impulzus érték beírása hamarabb, az éppen aktuális DDA ciklus (a továbbiakban ciklus) befejeződése előtt történjen meg, különben a generátor a következő ciklusban nem ad ki impulzust, következésképpen a mozgás leáll. A DDA impulzusgenerátor által kibocsátott egész számú impulzusok az előjelhelyes összegző körön keresztül a változtatható erősítésű (K_p) offset vezérlőre jutnak. A körerősítés értéke a programból megadható. Az erősítő működése a következő: amikor az erősítés értéke egy, az Error counter, a DDA generátor, valamint a jeladó összegzett jelének minden impulzusára növeli illetve csökkenti értékét. Mikor az erősítés értéke n , az Error counter értékének változása csak minden n . impulzusnál következik be.

A nagy erősítés korlátozza a rendszer reakcióit és a pozicionálás pontossága $\mp n$ inkrement lesz. A „gain és offset kör” egységnek a kimenetén megjelenik egy impulzus (a körerősítéstől függően) ami a hibaszámlálóba kerül. Ez az érték a hibaszámláló előző ciklusbeli értékét növeli, vagy csökkenti, attól függően, hogy pozitív vagy negatív előjelű az érkező impulzus. A hibaszámláló kimenetén található érték a DAC-ra jut, ami az ezzel arányos feszültséget állítja elő. Amennyiben a szervohajtáson keresztül meghajtott motor, a kiadott impulzus értékének megfelelő mértékkel elfordul, a motor tengelyére szerelt forgóadó jelét visszacsatolva az összegzőn keresztül a hibaszámláló tartalma csökkenni fog. Ez az összegzett jel hajtja meg az offset vezérlőkörön keresztül a hibaszámlálót és a DAC-ot.

Abban az esetben, ha valamilyen oknál fogva a szervomotor tengelye nem fordul el, akkor a hibaszámláló értéke a DAC-on folyamatosan jelen lesz, sőt növekedni fog az impulzusgenerátorból érkező újabb impulzusok értékével. Ez azt eredményezi, hogy a DAC kimenetén növekedni fog a feszültség. A folyamat addig áll fenn, amíg a hibaszámláló értéke el nem éri a maximális értékét. A maximális érték elérése esetén, a kártya hibaszámláló regisztere túlcsoordul, ezért újra kell indítani. Az újraindításhoz, a kártya reset-elése szükséges.

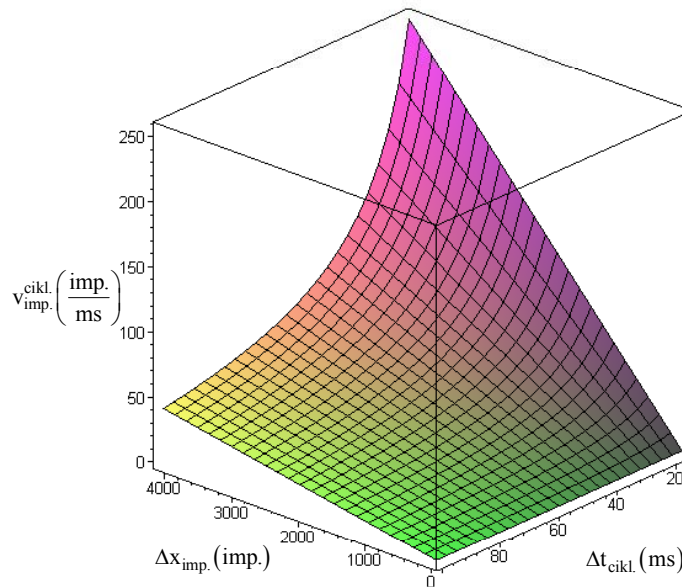
8.2. Sebességmegvalósítási változatok

Mielőtt a teljes szerszámpálya kiszámítását végző programmodult részletesen ismertetnénk, szükség van az impulzus kibocsátási sebességek előállítási lehetőségeinek vizsgálatára, a vezérlőkártya tulajdonságait szem előtt tartva. A lineáris szán és a körasztal által létrehozott relatív mozgás során, a szerszám középpontját adott sebességgel kell mozgatni a meghatározott szerszámpályán, amely sebesség lehet időben állandó, vagy változó. A pályasebességet, két egymást követő pályapont közötti szakasz sebességére, majd szánsebességekre és ezeket még tovább, ciklusonkénti sebességekre lebontva lehet létrehozni. A következőkben egy módszert mutatunk be, ahol a lineáris szán esetében a sebesség létrehozásának lehetséges változatait generáljuk és ezek közül választjuk ki az alkalmazott vezérlőkártyával megvalósítható megoldásokat. A körasztal szögsebességének megvalósításánál ugyanez a módszer alkalmazható.

A vezérlőkártya ciklusonként, adott ciklusidő alatt csak korlátozott, egész számú impulzust ($\Delta x_{\text{imp.}}^{\text{korlát}}$) képes kiadni a maximális impulzus kibocsátási sebesség ($v_{\text{imp.}}^{\text{max.}}$) figyelembevételével, ami a kártya működési frekvenciájától függ. Egy ciklusban az impulzus kibocsátási sebesség a következő alakban írható fel:

$$v_{\text{imp.}}^{\text{cikl.}} = \frac{\Delta x_{\text{imp.}}}{\Delta t_{\text{cikl.}}} \quad (121)$$

A $\Delta t_{\text{cikl.}}$ ($\Delta t_{\text{min.}} \leq \Delta t_{\text{cikl.}} \leq \Delta t_{\text{max.}}$) egész és a $\Delta x_{\text{imp.}}$ ($0 \leq \Delta x_{\text{imp.}} \leq \Delta x_{\text{imp.}}^{\text{korlát}}$) egész értéke egy meghatározott intervallumon belül foglal helyet. Az impulzus- és az időértékekkel kapcsolatos, részletes információkat a [K.1] kézikönyv tartalmazza. Az egyes $(\Delta t_{\text{cikl.}}, \Delta x_{\text{imp.}})$ változókhoz tartozó impulzus kibocsátási sebességek diszkrét értékeit, térbeli derékszögű koordináta-rendszerben ábrázolva és a pontokra egy felületet illesztve a 69. ábra mutatja. A függvény értelmezési tartományait, $\Delta t_{\text{cikl.}}, \Delta x_{\text{imp.}}$ intervallumait, a kártya tulajdonságainak figyelembevételével határoztuk meg. Az ábrából látható, hogy a függvény egy kiválasztott $v_{\text{imp.}}^{\text{cikl.}}$ értéket több helyen is felvesz, azaz ugyanaz a $v_{\text{imp.}}^{\text{cikl.}}$ érték $\Delta t_{\text{cikl.}}, \Delta x_{\text{imp.}}$ különböző értékeiből is előállítható. A (121)-ből észrevehető, hogy a sebesség két paraméterrel szabályozható. A ciklusidő és az impulzusszám ciklusonként állandó értéket vehet fel, vagy változhat.



69. ábra

A $v_{\text{imp.}}^{\text{cikl.}}(\Delta x_{\text{imp.}}, \Delta t_{\text{cikl.}})$ sebességfüggvény

Amennyiben rögzítjük az egyik paraméter értékét, például a ciklusidő értékét, az adott pályaszakasz két pontja között, a kívánt sebességérték ismerete alapján, ki lehet számolni az aktuális ciklusban kiadandó impulzusok számát. A következő ciklusban egy másik sebességértéknél, a már előzőekben rögzített ciklusidőhöz határozzuk meg az impulzusszámot. Ugyanez igaz, ha az impulzusszám értékét vesszük állandónak és mindig a ciklusidőket számítjuk ki a kívánt sebességekből. Ezek szerint egy adott impulzus kibocsátási sebesség, a két paraméter (állandó, vagy változó) állapotainak ismétléses variációjából állítható elő, azaz

$$N_{\text{imp.}}^v = V_n^{k,i} = n^k = 2^2 = 4, \quad (122)$$

melyek a következők:

- I. Változó ciklusidő, állandó impulzusszám,
- II. Állandó ciklusidő, változó impulzusszám,
- III. Állandó ciklusidő, állandó impulzusszám,
- IV. Változó ciklusidő, változó impulzusszám.

A ciklusban a kívánt impulzus kibocsátási sebességet, néhány esettől eltekintve, nem lehet tökéletes pontossággal létrehozni, mert a $\Delta t_{\text{cikl.}}$, $\Delta x_{\text{imp.}}$ értékek csak egész számok lehetnek. Minden egyes esetben a legfontosabb kritérium az, hogy két egymást követő pályapont között a lineáris szán $\Delta x_{\text{imp.}}$ értékét feltétlenül meg kell valósítani. Az előbbieket miatt itt jegyezzük meg, hogy előfordulhatnak olyan esetek (I., II.), amelyeknél az egyes ciklusokban nem lesz állandó az impulzusszám, hanem ciklusonként változni fog.

Az NC vezérlőknél és a vezérlőkártyáknál, típustól függően a gyártók megadnak egy optimális $\Delta t_{\text{cikl.}}^{\text{opt.}}$ ciklusidő értéket (Heidenhain, NCT, OMRON, National Instruments, Galil, ADVANTECH), amit ha lehet figyelembe kell venni az impulzus kibocsátási sebességek megvalósítási változatainak generálásánál. Az optimális ciklusidő és a megadott sebességérték ismeretében kiszámítható a ciklusban kiadható optimális impulzusszám a

$$\Delta x_{\text{imp.}}^{\text{opt.}} = v_{\text{imp.}}^{\text{cikl.}} \Delta t_{\text{cikl.}}^{\text{opt.}} \quad (123)$$

egyenlettel.

Az I. esetben a ciklusidő ciklusonként változhat, míg az impulzusszám állandó. Ekkor a rögzített, optimális ciklusidő érték ($\Delta t_{\text{cikl.}}^{\text{opt.}}$) nem vehető figyelembe, mivel ebben az esetben a ciklusidőnek ciklusonként változnia kell. Attól függően, hogy a megvalósítandó inkrementális elmozdulás érték ($\Delta x_{\text{imp.}}$) az egy ciklusidőben kiadható maximális impulzusszámnál ($\Delta x_{\text{imp.}}^{\text{korlát}}$) nagyobb, egyenlő, vagy kisebb, az I. eset három csoportra bontható (I.A, I.B, I.C).

A II. esetben az optimális ciklusidő ($\Delta t_{\text{cikl.}}^{\text{opt.}}$) és az abból meghatározható impulzusszám ($\Delta x_{\text{imp.}}^{\text{opt.}}$) értéke már figyelembe vehető, ezért az előzőhöz hasonlóan három csoportot különböztetünk meg (II.A, II.B, II.C). Attól függően, hogy a megvalósítandó $\Delta x_{\text{imp.}}$ és a $\Delta x_{\text{imp.}}^{\text{opt.}}$ érték a maximális $\Delta x_{\text{imp.}}^{\text{korlát}}$ -hoz hasonlítva nagyobb, egyenlő, vagy kisebb, két csoportban (II.A, II.C) további öt változat képezhető. A II.B esetben az optimális és a megvalósítandó $\Delta x_{\text{imp.}}$ érték egyenlősége miatt három változatot lehet létrehozni.

A IV. esetben a ciklusonként adott impulzus kibocsátási sebesség, több különböző $\Delta x_{\text{imp.}}$ és $\Delta t_{\text{cikl.}}$ paraméterekkel hozható létre. A 69. ábra szerinti koordinátarendszer $v_{\text{imp.}}^{\text{cikl.}}$ tengelyén az adott ciklusbeli impulzus kibocsátási sebességnek megfelelő értéknél, a felületet az alapsíkkal párhuzamos síkkal elmeteszve egy görbét kapunk. Az adott ciklusban azok az értelmezési tartományokon belül elhelyezkedő és összetartozó $\Delta x_{\text{imp.}}$ és $\Delta t_{\text{cikl.}}$ értékek alkalmazhatók, melyeket a (121) egyenletbe helyettesítve a kapott sebességérték a görbén helyezkedik el. A sebességmegvalósítás elvi felosztását a 70. ábra mutatja. Ezek közül kell kiválasztani a gyakorlatban is hasznosítható megoldásokat.

8.3. Szelektálás

Az egyes esetek nem különülnek el egyértelműen, hanem a sebesség megvalósításának szempontjából átfedik egymást, azaz vannak olyan változatok, amelyekkel ugyanazt a

feladatot lehet elvégezni. A megvalósítandó mozgások a megépített szerszámgépen a következők: referenciapont kereső mozgások, pozícionáló mozgások, munkameneti mozgások.

A szelektálást az alábbi kritériumok alapján a következő sorrendben célszerű elvégezni.

- a. Időben (ciklusonként) állandó vagy változó sebesség megvalósítására alkalmas.
A mozgások végrehajtása szempontjából fontos, hogy az egyes változatokat milyen módon lehet létrehozni és az adott kártyával megvalósítani.
- b. Redundáns megoldások felismerése.
Amennyiben két, vagy több változat is lehetővé teszi ugyanannak a feladatnak az elvégzését közülük, a megvalósítás szempontjából az egyszerűbbet választjuk.
- c. Ciklusonként konstans, vagy változó a ciklusidő.
A kártya működését figyelembe véve az **állandó ciklusidejű** megoldásokat részesítjük előnyben, mivel a ciklusonként beírt új érték végrehajtása, és az időregiszter újraindítása időt vesz igénybe, ami miatt a mozgás nem lesz folyamatos.

Az „a” kritérium szerint a III. esetben a sebesség konstans, nem lehet változtatni, mivel mindkét paraméter állandó marad minden egyes ciklusban. Számunkra ez a változat kizárólag a gépi referenciapont felvételénél használható.

A többi eset az időben változó sebességek megvalósítása esetén jöhet szóba. A gyakorlatban a IV. eset a II. és a III. kombinációja, vagyis ugyanazokat az eredményeket lehet vele elérni. A IV. nemcsak a „b”, hanem a „c” kritérium miatt is kiesik. A I. eset a „c” miatt esik ki. Ezek után ciklusonként a kívánt sebesség állandó ciklusidővel és változó impulzusszámmal hozható létre.

Munkamentbeli mozgás megvalósításakor arra kell törekedni, hogy az inkrementális elmozdulásokból kiszámolt $\Delta x_{\text{imp.}}$ értékek egy ciklusidőben kiadhatók legyenek, azaz

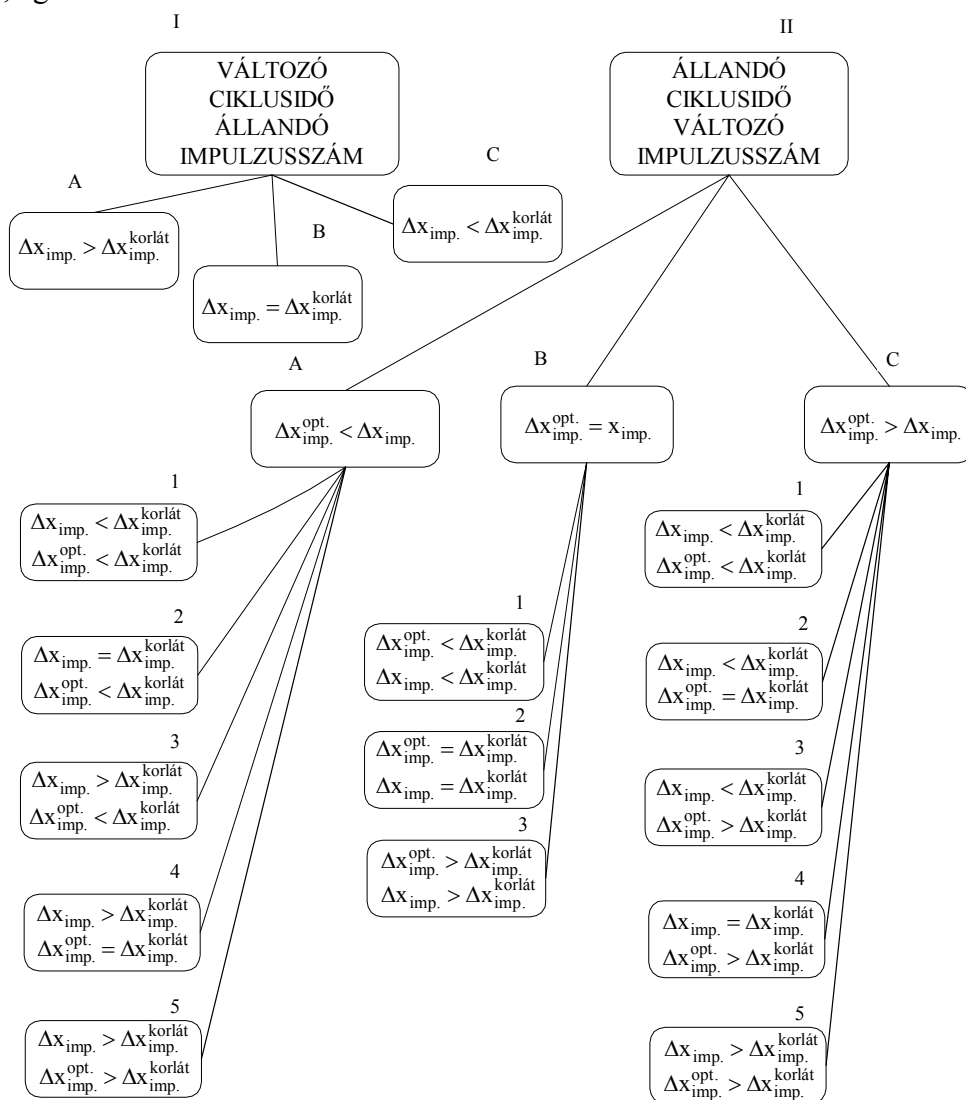
$\Delta x_{\text{imp.}} \leq \Delta x_{\text{imp.}}^{\text{korlát}}$. Ennek megfelelően a 70. ábra II.A.1,2, II.B.1, II.C.1,2,3 változatait használjuk. A $\Delta x_{\text{imp.}}$ és az optimális ciklusidőből (123) átrendezve ki lehet számítani az adott elmozduláshoz tartozó optimális sebességet. Attól függően, hogy ez a sebességérték nagyobb, egyenlő, vagy kisebb a kívánt értéktől, a II.A, II.B és II.C csoportok változatait kell megvalósítani.

A munkadarab megközelítése, és az attól való eltávolodás impulzus értéke tapasztalataink szerint általában nagyobb, mint az optimális ciklusidőből és a sebességből kiszámolt impulzusszám, ezért a gyorsmeneti pozícionáláshoz a II.A.3, 4, 5 változatok alkalmazhatók. Összefoglalva, a referenciapont kereséséhez a III. esetet, a gyorsmeneti pozícionáláshoz a II.A.3, 4, 5 és munkamenetben a II.A.1,2, II.B.1,2, II.C.1,2,3,4 változatokat használjuk.

8.4. A vezérlőprogram rendszerterve

Elsőként a működés szempontjából legfontosabb feladattal, a teljes szerszám pálya kiszámításával foglalkozunk részletesen. A teljes szerszám pálya alatt, a szerszám aktuális pozíciójától a megmunkáláson keresztül, a munkadarabtól való eltávolodás pozíciójáig kiszámított szerszám pályát értjük. Az előző részben leírtuk, hogy a kártya adott időtartamú ciklusonként, meghatározott számú impulzust ad ki. Amíg a kártya dolgozik, a következő ciklusidőben kiadandó impulzusok számát ki kell számolni és be kell írni a megfelelő, vezérelt tengely impulzusregiszterébe. A következő ciklusban kiadandó impulzusok

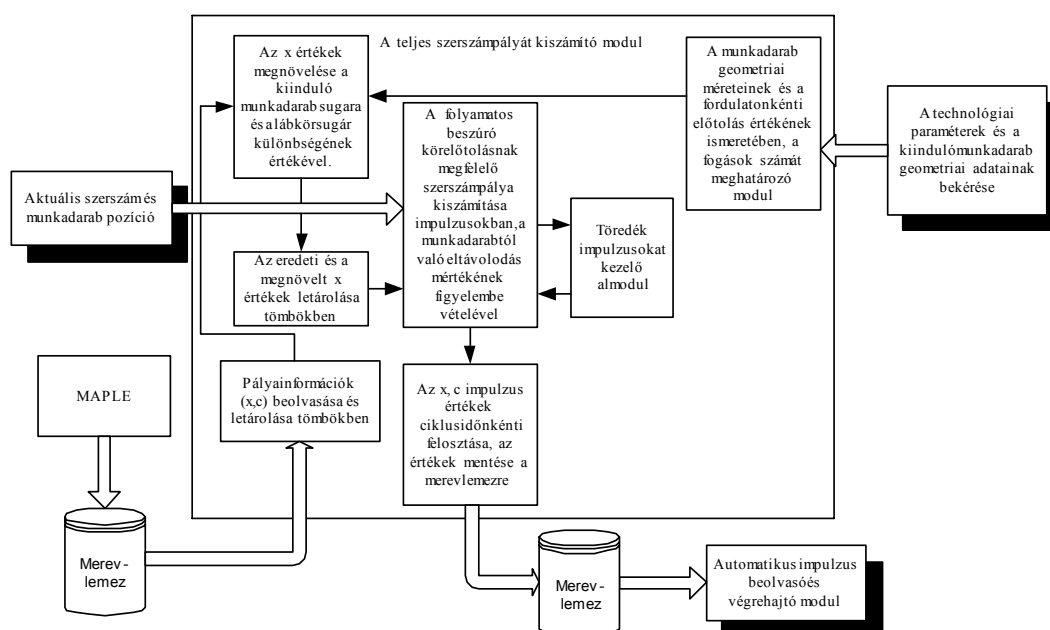
kiszámítása mellett más feladatokat is el kell látni, mint például a képernyő frissítése, adatok kiírása, adatbeolvasás a merevlemezzel, az adatbufferek vezérlése, figyelése, a billentyű figyelése, egér kezelése.



70. ábra
Sebességmegvalósítási változatok

Tapasztalatok szerint a korábban említett, rendelkezésre álló számítógép nem rendelkezik akkora számítási sebességgel, amekkora a feladatok adott idő alatt történő elvégzéséhez szükséges. Célszerű ezért a teljes szerszámpálya poláris koordináta adatait (x_i , c_i) (ahol $i = 1, \dots, m$) m számú pontban előre kiszámítani, két szomszédos pont között az elmozdulás és szögelfordulás értékek különbségét képezni (Δx_i , Δc_i), az inkrementális elmozdulásokat impulzusokra átváltani ($\Delta x_{imp.i}$, $\Delta c_{imp.i}$) és a merevlemezzre elmenteni. A megmunkálás végrehajtásakor az irányított tengelyenkénti impulzus adatokat a merevlemezzel egy-egy buffertárba kell tölteni, a kártyát ebből a tárból kell ellátni adattal, miközben szükség esetén a tár utántöltéséről gondoskodni kell. Ezzel a módszerrel meg lehet takarítani az aktuális szerszámpozíciók ciklusonként ismételt kiszámításának és impulzusokká alakításának idejét a megmunkálási folyamat során. A teljes szerszámpályát kiszámító modul blokkvázlatát a 71. ábra mutatja. A programmodulon kívüli adatáramlást vastag nyilakkal, a modulon belüli adatáramlást vékony nyilakkal tüntettük fel.

Az említett elvégzendő feladatoknak megfelelően a kész munkadarabhoz tartozó szerszámközpont poláris koordináta-rendszerbeli pályapontjait, a MAPLE 9-ben megírt program számolja ki az (51), (52) képletek segítségével és egy adatfájlba menti le az adatokat a 72. ábra szerinti struktúrában, txt kiterjesztéssel. A program készítése során figyelembe vettük azt a későbbi igényt, hogy a szerszámgép a jövőben szabványos G kódokkal is vezérelhető legyen, ezért a G-t az adatfájl minden sorába beírtuk. Itt szeretnénk megjegyezni, hogy mi elsősorban a poláris koordinátákkal történő adatmegadást részesítettük előnyben, annak egyszerűbb feldolgozhatósága miatt. Ennek tükrében az adatstruktúra első oszlopában a G után a CL azt jelenti, hogy az adatfájl soraiban poláris koordinátákat adtunk meg, a beolvasóprogram nem tekinti szabványos G kódnak. A második adatoszlopban (X) a szerszám forgástengelyének és a munkadarab forgástengelyének a távolsága látható milliméterben. A C után szereplő adatoszlop a munkadarab szögelfordulásának értékeit tartalmazza fokokban. A beolvasó programrész ebből a fájlból olvassa be tömbökbe a pályapontok x és c koordinátáit.



71. ábra

A szerszámpályát kiszámító programmodul blokkvázlata

datarho63720 - Notepad

G	CL	X	49.9750		0
G	CL	X	49.9749		.000862569
G	CL	X	49.9747		.00172511
G	CL	X	49.9743		.00258761
G	CL	X	49.9738		.00345004
G	CL	X	49.9732		.00431237
G	CL	X	49.9724		.00517459
G	CL	X	49.9714		.00603667
G	CL	X	49.9703		.00689858
G	CL	X	49.9691		.00776030
G	CL	X	49.9677		.00862181
G	CL	X	49.9662		.00948309
G	CL	X	49.9645		.0103441
G	CL	X	49.9627		.0112048
G	CL	X	49.9607		.0120653
G	CL	X	49.9586		.0129254
G	CL	X	49.9563		.0137851
G	CL	X	49.9539		.0146445
G	CL	X	49.9514		.0155035
G	CL	X	49.9487		.0163620
G	CL	X	49.9458		.0172202
G	CL	X	49.9428		.0180778
G	CL	X	49.9397		.0189350
G	CL	X	49.9364		.0197916
G	CL	X	49.9330		.0206477
G	CL	X	49.9295		.0215032
G	CL	X	49.9258		.0223582
G	CL	X	49.9219		.0232125
G	CL	X	49.9179		.0240662
G	CL	X	49.9138		.0249193

72. ábra

Pályapontok adatai

A tömbökben tárolt x értékeket meg kell növelni a kiinduló munkadarab sugara és a lábkör sugár különbségének értékével ($r_{\text{ráhagyás}}$). A különbség értékét a fogások számát kiszámító programrész számolja a munkadarab geometriai adatainak és a technológiai paraméterek ismeretében. A megnövelt x értékeket külön tömbben tárolja a program, amely értékeket folyamatosan csökkenteni kell, a beszúró előtolás mértékével (x_e), a munkadarab szögelfordulásának megfelelően. Ezt a feladatot a folyamatos beszúró körelőtolás szerinti szerszámpályát kiszámító programrész végzi, a (kiinduló) pillanatnyi szerszámpozíció figyelembevételével. A nyújtott epicikloissal egyenközű fogazat megmunkálása esetén, a szerszám középpontja által a munkadarab koordináta-rendszerében leírt pályát a 73. ábra szemlélteti. A folyamatos beszúró körelőtolás megvalósításához, a kész munkadarabhoz tartozó szerszámpálya pontjait -azaz a nyújtott epiciklois, vagy azzal egyenközű görbén elhelyezkedő pontokat- egy spirális pályagörbére fektettük rá. A pálya három szakaszból áll. Bevezető szakaszból, a spirálgörbével egyenközű és befejező szakaszból. Az egyes szakaszok pályapontjainak kiszámítására az alábbi egyenleteket használjuk fel.

Az első munkadarab fordulatra, az úgynevezett bevezető spirális pályaszakaszra az

$$x_i = x_{i-1} - i \frac{x_e}{k}, \quad (124)$$

ahol $i = 1, \dots, m$, a spirális görbével egyenközű szakaszra az

$$x_i = x_{i-1} - x_e, \quad (125)$$

egyenleteket alkalmaztuk.

A befejező szakaszban, ahol a görbe belesimul a kész munkadarabhoz tartozó szerszámpályába és az $r_{\text{ráhagyás}}$ egész számú fogással lemunkálható az

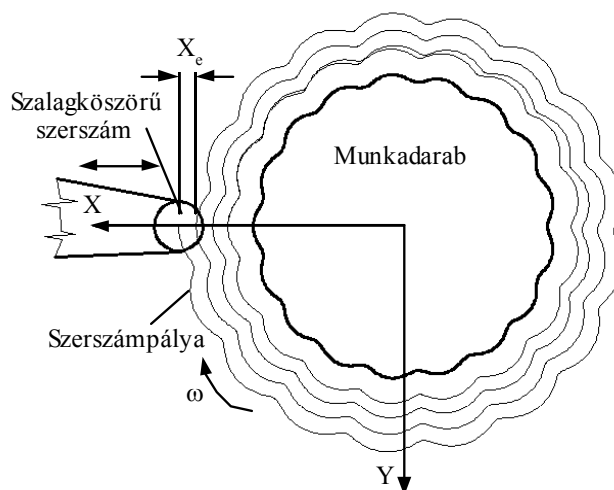
$$x_i = x_{i-1} - \left(x_e - i \frac{x_e}{k} \right), \quad (126)$$

abban az esetben amikor az $r_{\text{ráhagyás}}$ egész számú fogással nem munkálható le az

$$x_i = x_{i-1} - nm + i \left(\frac{x_e}{k} - \frac{x_e - nm}{k} \right), \quad (127)$$

egyenletekkel végeztük el a számításokat. Az (127)-ben szereplő nm az alábbi módon számítható:

$$nm = r_{\text{ráhagyás}} - \left(\left(\frac{r_{\text{ráhagyás}}}{x_e} \right)_{\text{egész}} - x_e \right). \quad (128)$$



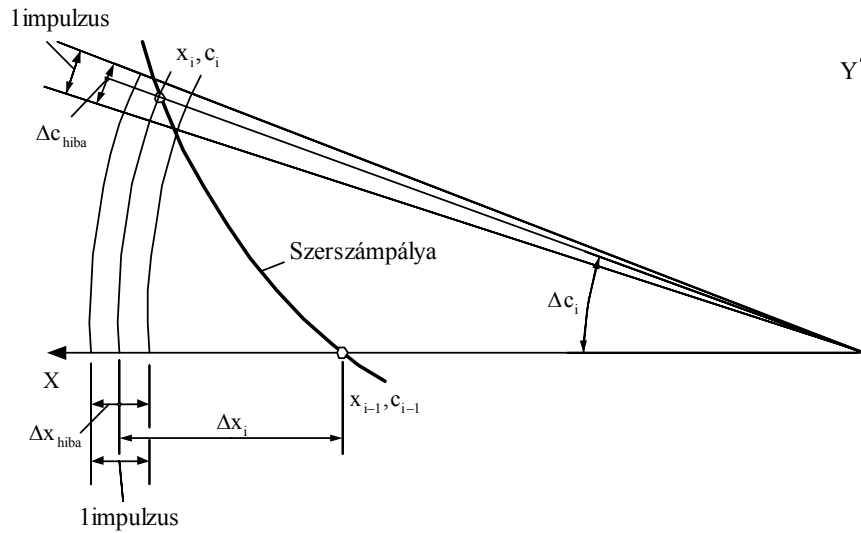
73. ábra

A szerszám pályája a munkadarab körül

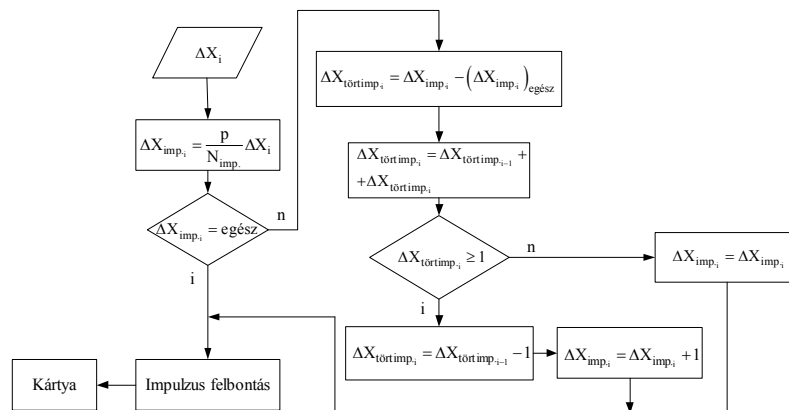
A korábban említett feladatok mellett szintén a szerszám pályát számító programrész végzi a kiszámolt pályapontok x_i és c_i értékei között az inkrementális elmozdulások és szögelfordulások (Δx_i , Δc_i) mértékének meghatározását, valamint ezek impulzusokra váltását (Δx_{imp_i} , Δc_{imp_i}). Mielőtt tovább mennénk a programmodul tárgyalásában, ki kell térnünk egy nagyon fontos, a gyakorlati megvalósításhoz kapcsolódó problémára, nevezetesen az impulzusvesztés problémájára.

Korábban már említettük, hogy az impulzus bufferbe csak egész számú érték írható be. Ebből következően, impulzusvesztés lép fel, ha a Δx_i , Δc_i inkrementális elmozdulás értékpárok egész számú impulzussal nem valósíthatók meg, amit a 74. ábra szemléltet. A CNC szerszámgépeknél általában nem fordul elő ilyen jellegű probléma, mert az építőelemek (golyósorsók, impulzus jeladók) és az elmozdulást végző egység megfelelő megválasztásával ez kiküszöbölhető. Az általunk épített gép egységei adottak voltak, így az impulzusvesztés törvényszerűen adódott.

Az előírt megmunkálási pálya pontos követése a pályagörbe minél sűrűbb felosztását igényli, azaz nagy a Δx_i , Δc_i értékpárok száma, amelyek arányai, értékei állandóan változnak. Az egyes lépéseknél keletkező és korrigálatlan hibák a szerszám pálya követésekor felhalmozódnak egy munkadarab fordulaton belül, és ez a hiba a fordulatok számával növekszik. A fent elmondottak a munkadarab megmunkált felületének geometriai hibájához vezetnek, ezért folyamatos hibakorrekcióról kell gondoskodni. Az x koordináta szerinti Δx_i elmozdulásokhoz tartozó impulzusok kezelését, az impulzusvesztés kiküszöbölését a 75. ábra mutatja. Ha a változó értéke nagyobb vagy egyenlő mint 1, akkor a kiszámolt egész számú impulzusokhoz hozzáad 1-et. Ezáltal biztosítható, hogy a hiba mindig egy impulzuson belül marad. A Δc_i inkrementális szögelfordulások esetében ugyanígy kell eljárni. A kiszámított egész számú impulzusok a vezérlőkártyára jutnak, a hibákat (töredék impulzusokat) egy hibaszámláló változóba kell írni. A ciklusidőnkénti felosztást végző modul a teljes szerszám pálya egymást követő pontjai között, a korrigált impulzusértékeket (Δx_{imp_i} , Δc_{imp_i}) ciklusokra bontja. A nagyobb impulzusérték ciklusszámával beosztja a kisebb impulzusértéket, így megkapjuk, hogy egy ciklusban mennyi impulzust kell kibocsátani a kisebb impulzusérték esetében.



74. ábra
Az impulzusvesztés



75. ábra
Töredékimpulzusok korrigálása

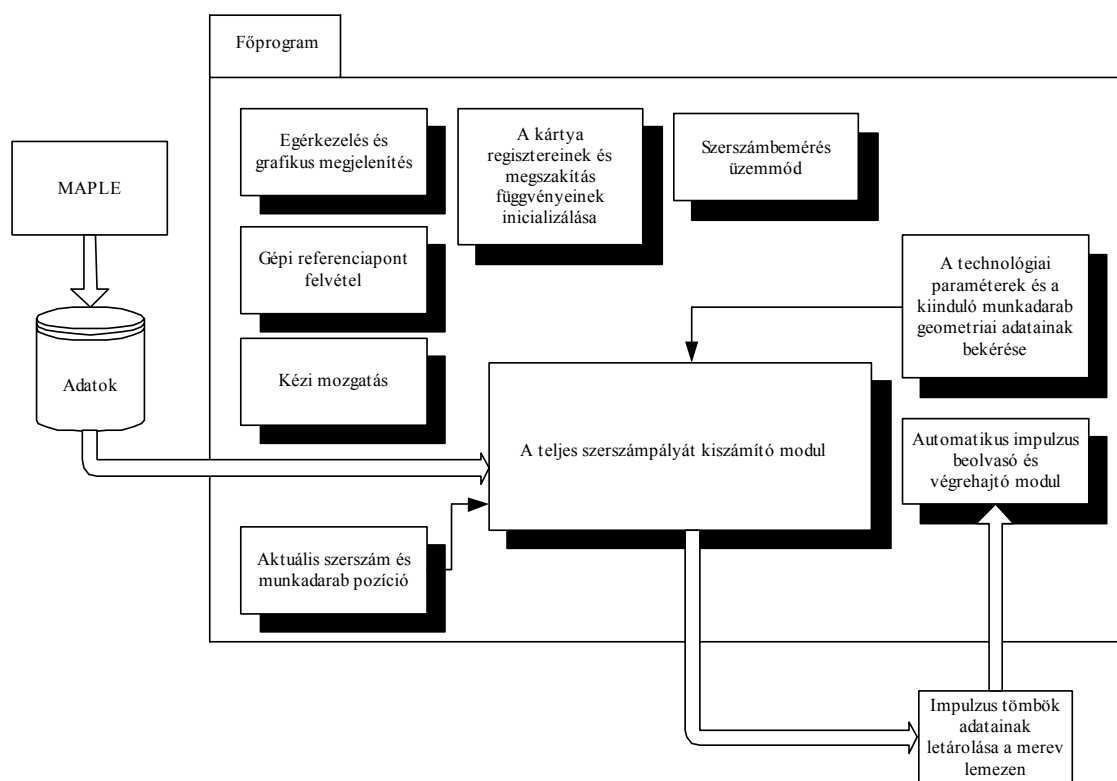
X	C
803	1895
682	1653
532	1503
364	1391
179	1324
-12	1305
-202	1338
-383	1418
-549	1540
-689	1700
-804	1889
-885	2097
-932	2316
-944	2538
-921	2752
-864	2972
-776	3133
-662	3289
-524	3416
-369	3511
-202	3573
-26	3598
150	3588
321	3543
483	3463
620	3351
755	3207
855	3038
927	2845
966	2636
969	2417
939	2196
873	1982
773	1783
644	1609
488	1468
314	1368
127	1314
-64	1320
-253	1355
-430	1447
-590	1580
-723	1749
-829	1944

76. ábra
Impulzus adatok

Munkamenetben az impulzus kibocsátási sebességek megvalósítása a II.A.1,2, II.B.1,2, II.C.1,2,3,4 változatok alapján történik. A lineáris szán és a körasztal ciklusonként meghatározott impulzusértékeit a programmodul a merevlemezre menti a 76. ábra szerinti adatstruktúrában, txt kiterjesztéssel.

Az automatikus adatbeolvasó és végrehajtó modul az említett fájlból olvassa be az adatokat egy buffer tárbba, végrehajtáskor az impulzusokat a megfelelő szánt vezérlő függvények változóiba írja az aktuális ciklus megkezdése előtt. Az impulzustár állapotát automatikusan figyeli és szükség esetén utántölti.

Az előzőekben ismertetett szerszámpályát kiszámító programmodul egy nagyobb, több modult tartalmazó úgynevezett főprogramba épül be. A szalagkészőrűgépet vezérlő program különálló moduljait a 77. ábra szemlélteti. A főprogram több programmodult tartalmaz, melyek különböző funkciókat látnak el. Az ábrán csak a működés szempontjából lényeges modulokat tüntettük fel. Az egyes modulokat röviden ismertetjük. A modulok között az adatáramlás a főprogramon keresztül történik. Az ábrán csak a szerszámpályát számító modul és a többi modul közötti adatáramlást tüntettük fel.



77. ábra
A főprogram blokkvázlata

A program elindulásakor, elsőként az inicializáló rutinok hajtódnak végre, melyek a kártya regisztereit inicializálják, illetve a kártya regisztereit közvetlenül vezérlő programnak a megszakításvektorát beillesztik a vektortáblába, az egér és a grafikus drivereket kapcsolják be. E programrész a főprogramból kilépve a megszakítás rutinokat, drivereket lezárja.

Az egérkezelés és a grafikus megjelenítés programmodul végzi a kijelzők, kapcsolók, ablakok, valamint az egérkurzor megjelenítését és ez tartalmazza az egér meghajtóját is.

Az említett modul a szerszám és a munkadarab pozíciójának kijelzéséhez, valamint a megjelenített ábra mozgatásához az adatokat az aktuális szerszám és munkadarab pozíciókat tároló, illetve a referenciapont felvételét vezérlő programmodultól kapja.

A gépi referenciapont-felvétel programmodul értelemszerűen a szánokat a gépi referenciapontba vezérli. A program a szánok motorjait a megfelelő irányba forgatva figyeli a szánok referencia helyzetkapcsolóinak a jelét, majd forgásirányt váltva az impulzusadókat indexjelét. Az indexjel elérésekor a mozgást megállítja. A folyamat közben a szánok pozíció adatait az aktuális szerszám és munkadarab pozíciókat tároló modulnak továbbítja.

A szerszám bemérését végző modul szerszámbeméréskor a szerszám és a munkadarab geometriai adataiból, illetve az aktuális szerszám pozícióból meghatározza a szerszám tengelyvonalának és a munkadarab forgástengelyének a távolságát, ami a szerszám aktuális pozíciója lesz.

A szánok kézi mozgatását a kézi mozgatás programmodul végzi. A mozgásiránynak és a lépésegységnek megfelelő gombok lenyomásakor a programrész kiszámolja az elmozdulásnak megfelelő impulzusszámot, és beírja a kiválasztott irányított tengely impulzusregiszterébe. A kívánt sebesség a ciklusidő értékének változtatásával állítható be.

A mozgásokat végző szánok pillanatnyi helyzetét, az aktuális szerszám és munkadarab pozíció értékeit kiszámító programrész milliméterben és fokokban egy-egy globális változóban tárolja. A változók értékeit minden olyan program eléri, amelyeknek szükségük van erre az adatra.

Az automatikus impulzusbeolvasó és végrehajtó modul a merevlemezről a teljes szerszámpályát kiszámító modul által lementett x és c impulzus értékeket olvassa be, és ciklusonként a vezérlőkártya szánoknak megfelelő regisztereibe írja. Megmunkáláskor ez a programrész „játssza le” az adatfájlt.

A technológiai adatok és a kiinduló munkadarab geometriai adatainak bevitelére szolgáló programrész feladata az adatok feldolgozása, megfelelő változóba írása. A szerszám méretének, a kösörűszalag vastagságának és a kontaktgörgő sugarának ismeretében a szerszám tengelyvonalának pozícióját a szerszámbemérés üzemmód programmodul számolja ki. A paramétereket hozzárendeli az adott azonosítószámú szerszámmal, és ezeket egy paraméterfájlba menti le. Újraindításkor ebből a fájlból szerzi meg a program az aktuális szerszám adatait.

8.5. A kifejlesztett program kezelése

A kezdőoldalt a 78. ábra mutatja. A megjelenő kép két részre osztható. Baloldalon az információs ablak, jobboldalon a kezelőpanelek láthatók. Az osztott kezelőpanelen kézi mozgatásra, sebességbeállításra, üzemmód és a menüpontok közötti váltásra van mód. Elsőként a gépi referenciapontot kell felvenni. Az automatikus programvégrehajtás, a megmunkálás, addig nem indítható, amíg a referenciapontokat fel nem vettük. A referenciapont felvételét a "referencia" kapcsoló lenyomásával végezhetjük el, ekkor az ablak tartalma megváltozik, melyeket szánonként a 79. és a 80. ábra mutat. A kézi mozgatás ezek után lehetséges. A kézi vezérlőpanelen azokat a kezelőszerveket találjuk, amelyekkel a lineáris szán és a körasztal mindkét irányban 1mm, 0.1mm és 0.01mm-es léptékekkel 10 sebességfokozatban mozgatható. A 81. ábra a technológiai adatok, illetve a szerszámadatok bevitelére szolgáló kezelői felületet mutatja. Itt lehet megadni a kiinduló munkadarab átmérőjét, a megmunkált munkadarab legkisebb átmérőjét, esetünkben a ciklois fogaskerék lábkör átmérőjét, a beszúró előtolás nagyságát munkadarab fordulatonként, a kiszikráztatás fordulatainak a számát. Ezen a panelen helyeztük el a szerszám adatbeviteli mezőit is, ahol a szalagvastagságot, a kontaktgörgő sugarát és a szerszám által a munkadarabon vett érintőfogás után, a munkadarab átmérőjét lehet megadni. Az üzemmódváltó kapcsolóval (82. ábra) az automatikus üzemmódra átváltva, az „Adatok” kapcsolót lenyomva, a kész munkadarabhoz tartozó szerszámpálya adatokat tartalmazó fájlok nevei jelennek meg egy listában (83. ábra). A MAPLE 9 programmal kiszámolt, szerszámpálya adatokat tartalmazó

fájlokat a vezérlőprogram saját könyvtárába kell elhelyezni, ivg kiterjesztéssel. Az egérkurzorral kiválasztható a listából a kívánt fájl. A „feldolgozás” kapcsolót bekapcsolva a kiválasztott fájlnak az adataiból számítja ki a program a teljes szerszámpályát. Ezek után a képernyő átvált a megmunkálás megjelenítésére (84. ábra), ahol a szerszám és a munkadarab vonalrajza, valamint a szánok aktuális pozíciói, a szerszám azonosítója, a megmunkálási idő és a megmunkálási folyamat kijelzése látható. A szerszám és a munkadarab mozgatása a lineáris szán és a körasztal valós elmozdulása alapján történik. A megmunkálás a „start” kapcsolóval indítható, menet közben a „stop” gombbal állítható meg. A megmunkálás befejezése után visszatérhetünk a kézi vezérlés üzemmódhoz, vagy új megmunkálást kezdhetünk, esetleg egy új, más méretű szerszámot állíthatunk be. A programból a „Vége” kapcsolóval lehet kilépni. Újraindításkor ismét fel kell venni a referenciapontot.



78. ábra
Kezdő képernyő



79. ábra
Körasztal referenciapont felvétele



80. ábra
Lineáris szán referenciapont felvétele



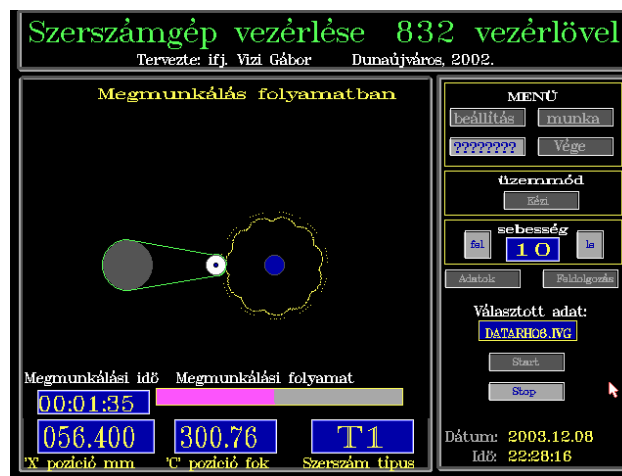
81. ábra
Adatbeviteli képernyő



82. ábra
Üzemmod választás



83. ábra
Adatfájl kiválasztása



84. ábra
Megmunkálás

9. A megmunkálási pontosság

A megmunkálási eljárás pontosságát a kész munkadarabon elvégzett vizsgálatok eredményei alapján ítéljük meg. A profil mérési adatait felhasználva számítások segítségével határozzuk meg a normálosztás- és profilhibák mértékét. Mivel ciklois fogazatú hengeres kerekek geometriai paramétereinek (normálosztás, profil, stb.) hibáit pontosan definiáló, és ezen értékeket rögzítő szabványt a szakirodalomkutatás során nem találtunk, ezért a számított hibaértékeket az evolvensprofilú fogaskerekek hasonló paramétereire, különböző pontossági osztályokban megengedett eltérésekkel vetjük össze. Kifejezetten ciklois profilú fogaskerekek geometriai jellemzőinek mérésére alkalmas berendezés nem állt rendelkezésünkre, ezért a valós profil feltérképezésére szolgáló lehetséges mérési megoldások közül a háromkoordinátás mérést választottuk.

9.1. Kísérleti megmunkálás

A megépített szalagköszörűgépen kísérleti megmunkálásokat folytattunk. Elsőként hengeres acéltárcsák palástfelületét köszörültük meg. Jelentős problémát okozott a köszörűszalagok nem megfelelő minőségű és kivitelű végtelenítése. A hibát olyan szalagok alkalmazásával küszöböltük ki, melyeknél a végtelenítés helyén kisebb a szalag vastagsága, mint a szalag területén bárhol mérve. A nyújtott epicikloissal egyenközű profillal rendelkező hengeres kerekek próbamegmunkálását ezek után végeztük el. A megmunkált ciklois fogaskerék geometriai paramétere a következők:

fogszám:	$z=16,$
excentricitás:	$e = 2 \text{ mm},$
az alapkör és a gördülőkör sugarának összege:	$r = 83.7 \text{ mm}.$

Szerszámként 3M gyártmányú, P100-as, SiC szemcseanyagú köszörűszalagot használtunk, melynek kerületi sebessége 22 m/sec volt. Megmunkáláskor az alkalmazott körelőtölés mértéke 0,01 mm/munkadarabfordulat. A fogaskereket az utolsó 10 fordulaton keresztül kiszikráztattuk. A munkadarab anyaga lágy állapotú 100Cr6 szerszámacél volt. A fogaskerék profilját 1440 db pontban adtuk meg (az ω_{α_1} = állandó esetben), és a CNC szalagköszörűgép a pontok alapján gyártotta le a fogazatot.

9.2. A megmunkált profil ellenőrzése

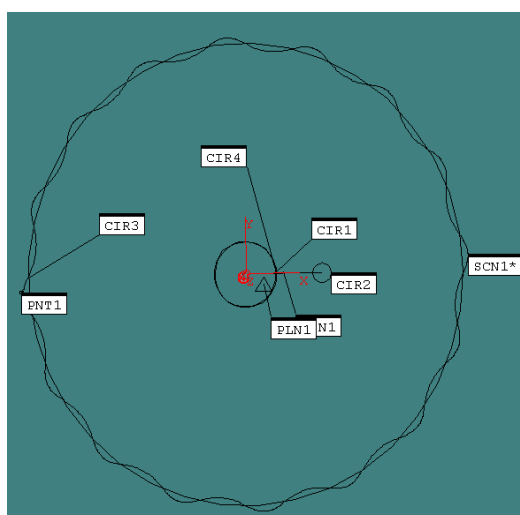
Az elkészült fogaskerék profilmérése a Miskolci Egyetem Gépgyártástechnológiai Tanszék mérőlaboratóriumában, egy DEA IOTA típusú, portál kialakítású háromkoordinátás mérőgépen történt (85. ábra). A gép a mérést a PC-DMIS szoftver segítségével, on-line üzemmódban, Linear Close (zárt vonal) módszerrel végezte el. A mérőgép az óramutató járásával ellentétes irányban, 1480 db pontban mérte meg a profilt, és a profilpontok derékszögű koordinátaértékeit egy adatfájlba mentette el. A kerék mérés során használt referencia geometriai elemei és koordinátarendszere a 86. ábrán láthatók. Az elkészített, nyújtott epicikloissal egyenközű profil nem koncentrikus a felfogást szolgáló furattal. Az excentricitás értékét a mérőgép számította ki. A hibák mértékének meghatározásához a MAPLE 9 matematikai szoftvert használtuk fel, külön erre a célra alkalmas programot írva. A

mérőgép által szolgáltatott XY koordináta adatokat célszerűségi okokból poláris koordinátákra is átszámítottuk. Természetesen az értékeket az excentricitás mértékével korrigáltuk.



85. ábra

A fogaskerék mérése háromkoordinátás mérőgépen



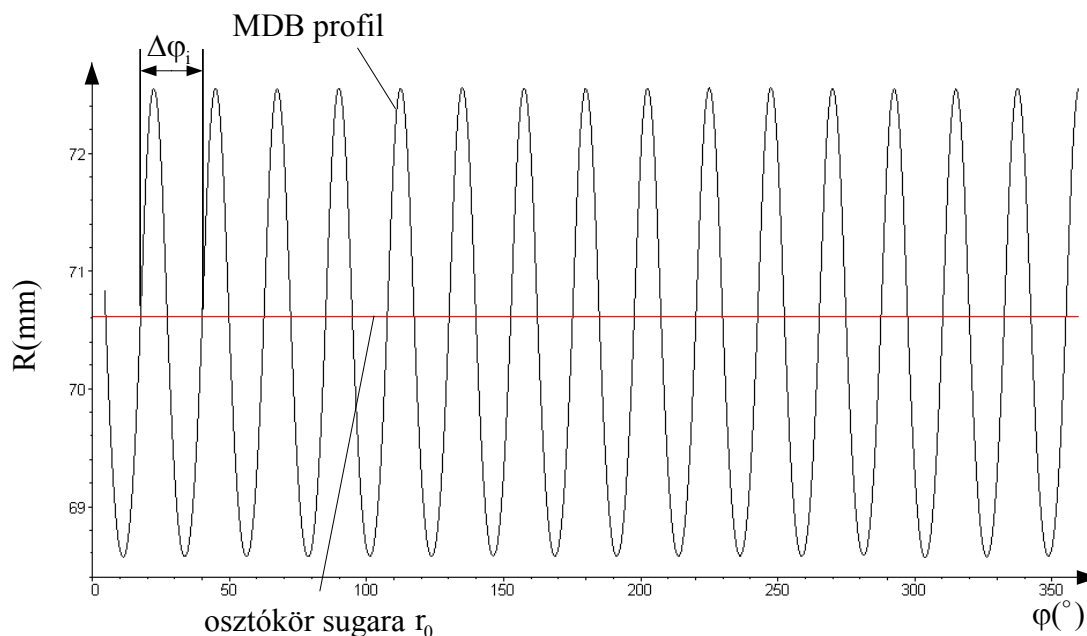
86. ábra

A fogaskeréken felvett referencia geometriai elemek

9.3. Az osztási pontosság számítása

Elsőként az elkészített munkadarab osztókörén mért osztáshibáit határoztuk meg. Az említett matematikai szoftver segítségével a fogaskerék profiljának poláris koordinátáit, a φ_i szöghelyzethez tartozó X_i , Y_i mért értékekből számított r_i sugárértékeket, valamint az osztókör sugarát közös diagramban ábrázoltuk (87. ábra). A programmal azoknak a pontoknak a szögértékeit határoztuk meg, ahol az osztókör elmetszi a munkadarab profilját. Következő lépésként kiszámoltuk az osztókörön, az azonos fogoldalhoz tartozó metszéspontok egymáshoz viszonyított szögosztás értékeit. A kapott eredmények birtokában azt vizsgáltuk, hogy az elméleti és a kiszámolt osztás közötti eltérés mekkora és milyen előjelű. A szögeltéréseket a fogaskerék osztóköri ívhosszával fejeztük ki. A számításokat

fogosztásonként, a 87. ábrán látható fogak jobb és bal oldalára is elvégeztük. Az osztáshibák értékeit összevetve az evolvens profilú fogaskerek osztáshibáival megállapítható, hogy az elkészített fogaskerék az osztási pontosságát tekintve, az MSZ 12869 szabvány alapján evolvens fogazatoknál (6,3-10 mm-es modul tartomány és 125-400 mm-es osztókör átmérő tartomány esetén) a 7-es pontossági osztályba sorolható.

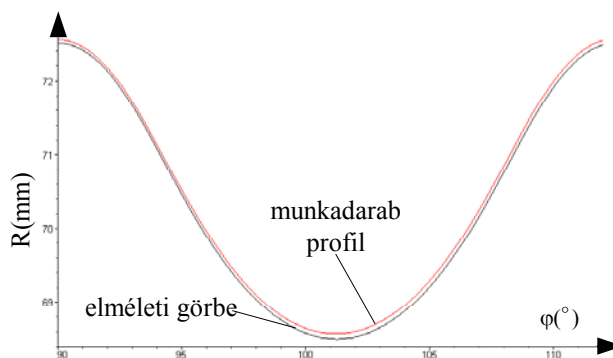


87. ábra
A munkadarabprofil és az osztókör

9.4. A profilhiba számítása

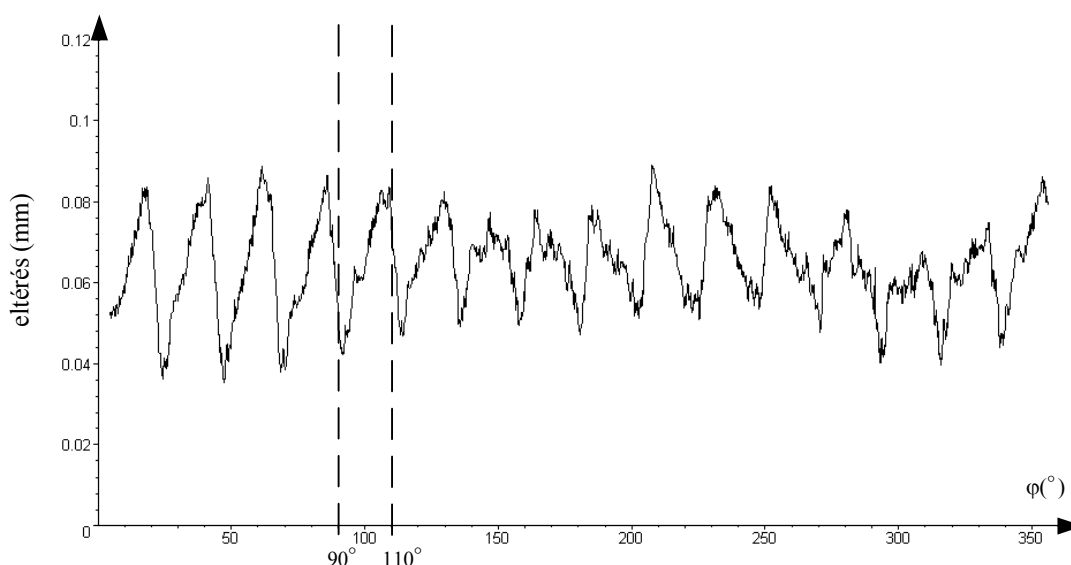
A megmért munkadarab geometriai adataiból kiszámítottuk az elméleti görbe és az elkészített munkadarab profilja közötti, az elméleti görbére merőleges irányú eltéréseket. A számítás egyes lépései a következők. Elsőként az elméleti görbén, a görbét definiáló, egymás után következő pontokat egyenes szakaszokkal kötöttük össze. A görbe tetszőleges két egymást követő pontját és a pontokat összekötő egyenes szakaszt egy vizsgálati tartománynak nevezzük. Az elméleti görbe tartományainak két végpontját összekötő egyenes és az elkészített fogaskerék kontúrpontjának merőleges távolságát számítottuk ki. A 88. ábra egy fogárok esetén az elméleti, nyújtott epicikloissal egyenközű görbe és a megmunkált fogaskerékprofil poláris koordinátáinak függvénygörbéjét szemlélteti. A munkadarab profilpontjainak az elméleti görbére merőleges irányú eltéréseit diagramban ábrázoltuk, a munkadarab szögelfordulásának függvényében, ami a 89. ábrán látható.

Hangsúlyozzuk, hogy az ismertetett módszer egy közelítő módszer, ahol lineáris egyenesekkel közelítettük az elméleti, nyújtott epicikloissal egyenközű görbét. Ennél fogva a lineáris egyenesek, valamint az ezekhez tartozó profilpontok merőleges távolsága kisebb vagy nagyobb lesz, a profilpontok elméleti görbére merőleges valós távolságainál, attól függően, hogy a görbe homorú vagy domború alakú. A számítás pontossága az elméleti görbe tartományainak, azaz felosztott szakaszainak, számától függ. Ettől függetlenül, a kapott eredmények kiértékeléséből a gép beállításával kapcsolatos intézkedések meghatározhatók.



88. ábra

Az elméleti és a megmunkált fogaskerékprofil egy fogárok esetén



89. ábra

A hibagörbe

9.5. Kiértékelés

A 88., 89. ábrákon látható diagramokból megállapítható, hogy a munkadarab nagyobb méretűre készült el, mint az elméleti profil mérete. A mérőhiba elsősorban a kösörűszalag kopásából, a körszital csigakerekének osztási pontatlanságából, a golyósorsó menetemelkedési hibájából, valamint abból adódik, hogy a munkadarab forgástengelye nem a kösörűszalagot támasztó csap forgástengelyének vízszintes mozgási síkjában helyezkedik el. Az utóbbi hibát a gyártás és szerelés pontatlanságai okozzák. Azonban ezek a hibák kiküszöbölhetők. A kösörűszalag kopásának mértéke a szerszámkopás-vizsgálatok eredményeinek birtokában kézben tartható. A csigahajtómű hibái korrigálhatók, például egy, az osztáshibák mértékét tartalmazó korrekciós paraméter fájlal, amit a vezérlőprogram használ a célkoordináták kiszámítása során. Ugyanez mondható el a lineáris szánt mozgató golyósorsó menetemelkedési hibájának korrigálásáról. El kell végezni a munkadarab forgástengelyének a szerszám forgástengelyének mozgási síkjába állítását megfelelő méretű alátétadarab, illetve közdarab alkalmazásával. A felsorolt feladatok elvégzésével az eljárás alkalmas ciklois fogaskerek méretpontos megmunkálására.

10. Gyakorlati eredmények és hasznosításuk, további célkitűzések

A megépített 2D-s beszúró szalagköszörűgép lehetőséget ad a továbbiakban technológiai kutatások végzésére, a szerszámok meghatározott igény szerinti fejlesztésére és más területeken való bevezetésére, valamint a technológiai folyamat és paraméterek meghatározására. Szerszám kopásgörbék felvételével a különböző minőségű szalagok élettartama meghatározható, és a technológiai folyamat jól tervezhető.

A gép lehetőséget biztosít továbbá a Szerszámgépek Tanszékén kifejlesztett új típusú ciklois hajtóműbe épített fogaskerekek megmunkálására, a hajtómű megépítésére és kísérleti vizsgálatok elvégzésére.

A szerszámra vitt tengelyirányú lengőmozgással a munkadarab megmunkált felületének topográfiája változtatható és a hajtóműbeli kapcsolódási zónában történő kenésre gyakorolt hatása vizsgálható hajtómű vizsgálatokkal.

A szalagköszörű-szerszám helyett egyszerű csaposköszörű-szerszámmal (gyémánt szerszámokkal) történő megmunkálások alkalmazásával újabb megmunkálási alternatívák tárhatók fel.

A 2D-s CNC gépek struktúráinak feltárásával lehetőség nyílik más alkatrészcsaládhoz tartozó új gépek építésére.

Az elvégzett vizsgálatok alapján az alternáló megmunkáló mozgást végző gépek továbbfejlesztési irányai, új kutatás-fejlesztések kijelölhetők. Ennek szempontjai a tömegek csökkentéséhez és más kinematikai megoldások alkalmazásához kapcsolódnak.

A jelenlegi megoldásban a lengő tömegek csökkentése könnyűszerkezetes megoldásokkal, és a lengő szánra csak a szalaghajtás legszükségesebb elemeinek építésével lehetséges.

Kinematikailag új utakat keresve a lineáris mozgás megvalósítására, két megoldás kínálkozik.

A lineáris szánmozgás tartományának megosztásával, amikor a munkadarab átmérő tartományára állást a nagy elmozdulásokat biztosító golyósorsós szánmozgatás (ez lehet a jelenlegi kivitel is), a fogazat megmunkálást pedig a kis mozgástartományú közvetlen működtetésű, könnyű lineáris szánmozgatás valósítja meg sorosan egymásra építve. A közvetlen hajtású lineáris szánra célszerűen csak a szerszámegység legszükségesebb elemeit építik.

Más kinematikai megoldásban a direkt hajtású lineáris szán helyére párhuzamos kinematikájú mechanizmussal mozgatott lineáris szán kerülhet.

A jövőbeni célkitűzések között kiemelten javasolhatók a forgómozgást CNC direkt hajtású körasztallal létrehozva, az utolsó két bekezdés alatt felsorolt megoldások vizsgálata és megvalósítása, valamint ciklois fogazatú hengeres kerekre vonatkozó házi szabvány kidolgozása.

11. Összefoglalás

Az értekezés egy 2D-s CNC szalagköszörűgép fejlesztési eredményeit foglalja össze. A disszertáció alapvetően öt részből épül fel.

Az első rész a 2D-s gépek struktúraképzésével foglalkozik. Ezen belül a gépstruktúrák részletes feltárásánál két elemi mozgást feltételeztünk. A változatok képzését Tajnafői József által a Szerszámgépek Tanszékén kidolgozott és alkalmazott struktúraképzési módszer szerint végeztük el. Első lépésként a szerszám és a munkadarab közötti mozgásmegosztási változatokat, majd ezután a rendűségváltozatokat, azaz egymásraépülési sorrend változatokat képeztünk. Ennek eredményeképpen 6 általános alapesetet állítottunk elő. A változatokat bővítettük az elemi mozgás típusa szerint, amely 18 struktúraváltozatot eredményezett. A haladó és forgómozgás-kombináción belül megvizsgáltuk a rendűségsorrendet tekintve, hogy a mozgástartomány szempontjából a változatok azonosak vagy különbözőek-e? Következő lépésként a forgómozgással rendelkező struktúrák esetében bővítettük a változatok számát a translációs körmozgással. Ezzel a gépstruktúrák száma 42-re adódott. Ezek után a szerszám kiválasztását végeztük el, ahol a feladatunkhoz a hengercikk alakú szalagköszörűlő szerszámmal történő megmunkálást választottuk. Az egyes gépstruktúrák szimbolikus ábrázolására kidolgoztunk egy jelrendszert, amely a struktúrákód mellett szemléletes megjelenítést biztosít. A 42 gépstruktúrából a tárcsaszerű alkatrészek beszűrő szalagköszörüléses megmunkálására alkalmas megoldásokat vizsgáltuk. Megállapítottuk, hogy a szalagköszörűlő orsó tengelyére oszcilláló, rövidlökötű mozgást szuperponálva a megmunkált felület mikrogeometriája kedvezően befolyásolható, amellyel az érintkező felületek kenési viszonyai javíthatók.

A Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszékének laboratóriumában egy kísérleti 2D-s CNC beszűrő szalagköszörűgép került megépítésre, a Tanszéken rendelkezésre álló elemek felhasználásával.

A második részben a kiválasztott gép szerkezeti felépítéséből indultunk ki és kinematikai, valamint dinamikai vizsgálatokkal határoztuk meg a gép termelékenységet. A vizsgálatokat a lineáris szán szempontjából legkritikusabb alkatrész, a nyújtott epicikloissal egyenközű hengeres fogaskerék esetén végeztük el. Alapvetően két különböző, a szerszámpálya pontjait meghatározó modellt vizsgáltunk. A számítások során egy fogaskerékcsoport megmunkálásánál a termelékenységi határokat számítottuk ki, a kapcsolódó görgőátmérővel azonos, egy kiválasztott fogaskeréknél pedig azonos, vagy kisebb átmérőjű szerszám esetén. Két algoritmust dolgoztunk ki, melyek segítségével a ciklois fogaskerekek megmunkálásánál, a lineáris-forgó mozgáskombinációjú gép alternáló mozgású szánjára jellemző dinamikai határparaméterek ismeretében, a nagyobb termelékenységet adó programozási paramétert ki lehet választani. Ezek során eltekintettünk a technológiai korlátoktól. Az eredmények birtokában következtettünk arra, hogy dinamikai szempontból melyik eset (ω_{α_1} = állandó, ω_{ϕ} = állandó) a kedvezőbb, illetve egy adott fogaskeréknél, a két esetben, milyen átmérő értéknél adódnak azonos termelékenységi paraméterek.

A harmadik részben a kiválasztott gép termelékenységet növeltük a szerkezet módosítása nélkül. A termelékenység növeléséhez a lineáris szán mozgásfüggvényét vettük fel. A vizsgálatokat alapvetően kétfajta szimmetrikus gyorsulásfüggvény típus köré csoportosítottuk, és ezekből határoztuk meg az $\omega_{\alpha_1}(t)$ és az $\omega_{\phi}(t)$ függvényeket a névleges átmérővel azonos, illetve kisebb átmérőjű szerszám esetén. Az eredményeket összehasonlítottuk a korábbi, állandó vezérparaméteres számítások eredményeivel.

A negyedik rész, a lineáris-forgó tengelyekkel megépített CNC szalagköszörűgépet működtető programot mutatja be, ezen belül, a vezérlés és a program felépítését, működését.

Ismerteti az impulzusok elosztásának rendszerét, amelyek közül kiválasztottuk a kedvező, megvalósítható változatokat, figyelembe véve a vezérlőkártya tulajdonságait, a kívánt impulzus kibocsátási sebességeket, az impulzusok ciklusonkénti felosztását és a speciális helyzetekben előforduló impulzusvesztést is.

Az ötödik fejezet a kísérleti megmunkálás során elkészített munkadarab pontossági mérését és az eredmények kiértékelését tartalmazza.

12. Elért eredmények tézisszerű összefoglalása

- I. A soros építésű 2D-s CNC szerszámgépek közül a haladó-forgó (H-F) mozgáskombinációjú változatokon belül az egymásra épülési sorrendet vizsgálva megállapítottam, hogy az egyes változatok azonos felülettípust eredményeznek, ugyanakkor mozgásmezejük alakja eltérő, amiért azokat külön változatként kell kezelni.
- II. Megállapítottam, hogy a megépített forgó-haladó mozgáskombinációjú 2D-s CNC beszűrő szalagkösörűgépen, egy adott alkatrészcsaládra elvégzett kinematikai és dinamikai vizsgálatok alapján dönthetünk arról, hogy a termelékenység növelésére mely programozási vezérparamétert válasszuk meg
- III. Kidolgoztam egy számítási algoritmust, amely a nyújtott epicikloissal egyenközü, különböző sugarú szerszámokkal megvalósítható pályagörbékhez előre megválasztott gyorsulásfüggvényeket rendel. A lineáris-forgó mozgáskombinációjú gép alternáló mozgású szánjának optimalizált gyorsulásfüggvény szerinti mozgatásakor a munkadarab átlagos forgási szögsebessége meghatározható. Az optimalizált gyorsulásfüggvényeknél a szerszámátmérő csökkenése lényeges befolyást nem gyakorol a dinamikai tulajdonságokra, ami az eljárás egyik kitüntetett előnye.
- IV. A kidolgozott eljárás, illetve program alkalmas PC bázisú vezérlőn futtatva arra, hogy az adott gépnél a szerszám középpontját numerikusan meghatározott pályán végigvezesse és a kívánt munkadarabprofilt előállítsa. Ezzel összefüggésben kidolgoztam az impulzusok elosztásának rendszerét, amelyek közül kiválasztottam a megvalósítható változatokat, tekintettel a kívánt impulzuskibocsátási sebességekre, az impulzusok ciklusonkénti felosztására, a speciális helyzetekben előálló impulzusvesztés kiküszöbölésére.

13. Irodalomjegyzék

- [1] Agárdi G.: Gyakorlati Assembly, Tankönyv
LSI Oktatóközpont
- [2] André, H.: Bevezetés a Maple használatába JGYF Kiadó Szeged (1999)
- [3] Automatizálási Kutató Intézet: Programvezérlésű Numerikus Pályagenerátor
MTA 1967. február.
- [4] Bánhidi L.-Oláh M.-Kiss M.-Rátkai L.-Gyuricza I.-Szecső G.: Automatika
mérnököknek
Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 1991.
- [5] Bárczy P.-Szigeti F.: Amorphous Metal Matrix Composite ribbons, Kézirat.
- [6] Bedi, S.-Vickers, G.W.: Postprocessor for Numerically Controlled Machine Tools
Computers in Industry 9 (1987) pp. 3-18.
- [7] Benkő T-né.-Benkő L.: Programozási feladatok és algoritmusok TURBO C és
C++ nyelven
ComputerBooks, Budapest, 1998.
- [8] Benkő T-né.-Benkő L.-Tóth B.: Programozunk C nyelven
ComputerBooks, Budapest, 1996.
- [9] Bercsey T.-Horváth I.: A korszerű géptervezés feltételei, módszerei és
eszközrendszere
Gép XXXVII. 1985. No.11. pp. 404-408.
- [10] Bercsey T.-Zagyi L.: Genetikus algoritmusok alkalmazása a gépszerkesztésben
Gép. LXVI. Évf. 1994. 1.sz. pp. 36-38.
- [11] Bergren, C.: A Simple Algorithm for Circular Interpolation
Control Engineering september 1971 pp. 57-59.
- [12] Békés, A.: Csapos bolygómű egyenközü ciklois felületeinek gyártási problémái,
Egyetemi doktori értekezés, Miskolc, 1987.
- [13] Braren, L.: Die kinematischen Grundlagen und der Aufbau des Compur-Getriebes
Berlin, 1927 Sammlung von Veröffentlichungen der Siemens-Schuckertwerke 62.
- [14] Braren, R.: Planetengetriebe mit Excenter und Zykloidenverzahnung Deutsches
Patentamt DE 2433675 B2. Bek. 25.9.80
- [15] Bohez, E.L.J.: Five-axis milling machine tool kinematic chain design and analysis,
International Journal of Machine Tools and Manufacture Vol. 42 (2002), pp. 505-
520.
- [16] Cam, V. N.: Gyártóeszközök geometriájának számítógéppel segített tervezése
Kandidátusi értekezés, Miskolc, 1982.
- [17] Chen, F.Y.: Mechanics and Design of Cam Mechanisms, Pergamon Press, New
York, 1982.

-
- [18] Cusanus, N.: Opera, tone II.
Paris, 1514. pp. 33-59.
- [19] Csáki T.: Programming Aspects of a New CNC Abrasive-Belt Grinding Machine
13th Conference on Machine Tools, Miskolc, 1998. Proceedings of Section B, D, E, F, pp. 8-13.
- [20] Csáki T.: Real-Time Algorithms for CNC Belt-Grinding Machine
MicroCAD'99 Conference, Miskolc, Section I (Informatics), pp. 13-18.
- [21] Dalhgren, C.G.-Svensson, J.H.: Drehbank zur Herstellung vielkantiger Gegenstände
Patentschrift: N° 58174, Klasse 49, 25. December 1890.
- [22] Dawoud, S.H.D.-Nadia, Z. El-Araby.: Paralell Digital Differential Analyzer with Arbitrary Stored Interconnections
IEEE Transaction on Computers, Vol. c-22, No.1. january. 1973. pp. 41-46.
- [23] Demeter P.-Tajnaí J.: Sokszögfelületek előállítására alkalmas szerszámmozgató készülékek mechanikai vizsgálata
XII. Nemzetközi Gépész Találkozó, Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság, Csíksomlyó, 2004. április 22-25.
- [24] Erdélyi F.: Pályavezérlésű NC eszterga pozicionáló rendszere
Oktatási segédlet, NME Szerszámgépek Tanszéke Miskolc, 1977.
- [25] Erélyi, F.: Szerszámgépek automatizálása II.
Tankönyvkiadó, Budapest, 1990.
- [26] Fazakas B.: Körtől eltérő keresztmetszetek készítése esztergátípusú gépeken
Kandidátusi értekezés, Miskolc, 1961.
- [27] Filemon J.-né: Polygonprofilok előállítása és vizsgálata
Gép 1959. XI. évf. 5. sz. pp. 181-187.
- [28] Galántai A.-Jeney A.: Numerikus módszerek
Miskolci Egyetemi Kiadó 1998.
- [29] Gáspár Gy.: Műszaki matematika I. kötet
Tankönyvkiadó, Miskolc 1968.
- [30] Gellért K.: Eszterga sokszögidomú munkadarabok megmunkálására GE-638/1968
- [31] Geiger, R.: Vorrichtung zur Herstellung von unrunder Körpern auf Drehbänken (Erf.:Rebentisch, J.).
Patentschrift Nr. 904 696, Klasse 38b., Gruppe 6, 7., Január 1954.
- [32] Gribovszki L.-Szabó S.-Varga J.-Vékony S.: Berendezés sokszögmegmunkáló gépen az excentricitás automatikus állítására
187732 sz. magyar szabadalom 1987. december 23.
- [33] Gubicza L.: Sokszögprofilok, mint nyomatékátvivő gépelemek méretezése
Egyetemi doktori értekezés, Miskolc, 1975.
- [34] Gyáni K.: Szakvélemény "Eljárás és berendezés szalagcsiszoló lefejtő megmunkálásokra" c. találmányról. Miskolc 1989.
-

- [35] Hamerak, K.: Das Cyclo-Getriebe-eine geniale Idee und ihre technische Verwirklichung Technik heute Juni 1979. Nr. 6.32. Jahrgang pp.1-4.(Sonderdruck)
- [36] Hanaoka, T.-Sakamtya, K.-Kobayashi, A.-Horada, M.: Abrasive Belt Grinding Performance
Annals of the CIRP Vol. 25/1/1976. pp. 225-228.
- [37] Hansen, F.: Módszeres géptervezés Műszaki könyvkiadó, Budapest 1969.
- [38] Hariharan, R.-Rao, S.K.-Bhattacharjee, J.N.: Design of Microprocessor-Based Numerical Control System
IEEE Transaction on Industrial Electronics and Control Instrumentation, Vol. IECI-25, No.4, november. 1978. pp. 355-362.
- [39] Hegyháti J.-Bercsey T.: Görgős hajtóművek minősítése
Zárójelentés BME Gép szerkezet-tani Intézet Budapest, 1989.
- [40] Hidasi K.-Gribovszki L.: Sokszögképzőelvek rövid áttekintése Kutatási részjelentés, NME Gépgyártástechnológiai Tanszék, Miskolc, 1972.
- [41] Ho, M.C.-Hwang, Y.R.-Hu C.H.: Five-axis tool orientation smoothing using quaternion interpolation algorithm
International Journal of Machine Tools and Manufacture 43 (2003) pp. 1259-1267.
- [42] Horváth I.: Design support systems: yesterday, today, tomorrow
Proceedings of WESIC 2003, University of Miskolc, Hungary, 28-30 May, 2003. pp. 3-10
- [43] Horváth I.: Gép szerkezetek működési és szerkezeti szintézisének támogatása szakértő rendszerrel
Kandidátusi értekezés, Budapest, 1991.
- [44] Horváth P.: Mesterséges intelligencia módszerek alkalmazása a szerszámgéptervezésben
Kandidátusi értekezés, Miskolc, 1994.
- [45] Huygens, C.: Horologium Oscillatorium
Paris, 1673 F. Muguet.
- [46] Inotai L.-Lázár L.: IBM PC XT/AT rendszerprogramozás I.
Novotrade Kiadó, Budapest, 1991.
- [47] Jakab E.: Gyártóeszközök epiciklois fogazatok megmunkálására
Kandidátusi értekezés Miskolc, 1990.
- [48] Jakab E.-Tajnaőfi J.-Szabó Sz.-né-Tompa S.: Tervcél a ciklois fogazatú kerek-ek speciális gyártóeszközeinek kifejlesztéséhez
NME Szerszámgépek Tanszéke, Miskolc, 1984. november.
- [49] Jakab E.-Tajnaőfi J.-Szabó Sz.-né-Tompa S.-Zsiga Z.: Ciklois fogazatú kerek-ek speciális gyártóeszközeinek kifejlesztése. Maró alapmechanizmus (Műszaki terv)
NME Szerszámgépek Tanszéke, Miskolc 1986.

-
- [50] Jakab E.- Tajnafői J.: Eljárás és berendezés szalagcsiszolósos lefejtő megmunkálásokra
Miskolci Egyetem. Szolgálati szabadalmi bejelentés: 5474/89. OTH
- [51] Jordan Jr. B.W.-Lennon W.J.-Holm, B.D.: An Improved algorithm for the Generation of Nonparametric Curves
IEEE Transaction on Computers, Vol. c-22, No.12, december 1973. pp. 1052-1060.
- [52] Karelin, N.M.: Beszkopirnaja obrabotka cilindricseszkij gyetalej sz krivolinyejnūmi poperecsnūmi szecsenyijami Izd. „Masinosztrojenyje” Moszkva 1966.
- [53] Koller, R.: Konstruktionsmethode für den Maschinen-, Geräte- und Apparatebau Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg-New York, 1979.
- [54] Koren, Y.: Computer Control of Manufacturing System
McGraw-Hill Book Company, New York, 1976.
- [55] Koren, Y.: Cross-Coupled Biaxial Computer Control for Manufacturing Systems
Transaction of the ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control Vol. 102, december 1980. pp. 265-272.
- [56] Koren, Y.: Interpolator for a Computer Numerical Control System
IEEE Transation on Computers, Vol. c-25, No.1 january, 1976.
- [57] Kosztyin, N.V.-Kosztyin, A.N.-Ageev, Sz.Sz.-Gubarev, Sz.V.: Pavisennyije effektivnosztyi lentocsново slifovanyija
Sztanyki i Insztrument No. 8. 1989 r.
- [58] Kovács E.-Takács Gy.: Case Study: Computer Aided Testing of a Surface Grinding Machine's Support TEMPUS International Workshop on Mechatronics Proceedings Miskolc, 1995. pp. 49-56.
- [59] König, W.-Fromlowitz, J.-Stuckenholz, B.-Yegenoglu, K.:
Hochleistungsschleifwerkzeuge
VDI-Z Bd. 127 (1985) Nr.21. November (I), 845-848.
- [60] König, W.: Köszörülés, dörzsköszörülés, tükrösítés Műszaki könyvkiadó, Budapest 1983.
- [61] König, W.-Henn, K.: Technologie des Hochleistungsbandschleifens
Industrie Anzeiger, Nr. 79 Vol. 3. 10. 1984/107. pp. 56-58.
- [62] König, W.-Henn, K.: Verschleißvolumenbestimmung an Schleifbändern grober Körnungen
Industrie Anzeiger, Nr. 89 Vol.6.11. 1985/107. pp. 42-43.
- [63] König, W.-Tönshoff, H. K.-Fromlowitz, J.-Dennis, P.: Belt Grinding
Annals of the CIRP Vol.35/2/1986. pp. 487-494.
- [64] Köves E.-Almázy P.-Gyódi I.: Köszörülés
Műszaki könyvkiadó, Budapest 1982.
-

-
- [65] Kövesi Gy.: Poligon felületek megmunkálása bolygó főmozgást végző határozott élű szerszámmal
Egyetemi doktori értekezés, Miskolc, 1995.
- [66] Kövesi Gy.-né: Szerszámgeometria hipo- és epiciklois keresztmetszetű egyenes alkotójú felületek megmunkálásához
Egyetemi doktori értekezés, Miskolc, 1995.
- [67] Kudrjavcev, V.N.: Planetarnüe peredacsi Ltd."Masinosztrojenyje" Moszkva, 1966.
- [68] La Hire, Ph.: Traité de Mecanique on l'on Explique
Paris, 1695 Imprimerie Royale
- [69] Lehmann, M.: Berechnung und Messung der Kräfte in einem Zykloiden-Kurvenscheiben-Getriebe Dissertation, Technische Universität München, 1976
- [70] Lehmann, M.: Berechnung der Kräfte im Trochoiden Getriebe Sanderdruck aus ant „Antriebstechnik” 18 (1979) Nr. 12. pp. 613-616.
- [71] Lei, W.T.-Hsu, Y.Y.: Accuracy enhancement of five-axis CNC machines through real-time error compensation
International Journal of Machine Tools & Manufacture 43 (2003) pp. 871-877.
- [72] Lim, F.S.-Wong, Y.S.-Rahman, M.: Circular Interpolators for Numerical Control: A Comparison of the Modified DDA Techniques and an LSI Interpolator
Computer in Industry 18 (1992) pp. 41-52.
- [73] Lipóth A.: Megmunkáló központ konstrukciós változatok módszeres előállítása és értékelése
Kandidátusi értekezés, Budapest, 1993.
- [74] Litvin, F.L.: A fogaskerékkapcsolás elmélete Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1972.
- [75] Lobasztov, V.K.: Sztanocsnoe zaceplenyije i obrobotka zubcsatüh kolesz vnyeceniroidnovo gipocikloidalnovo zaceplenyija
Izvesztyija vuz masinosztrojenyje 1982/4. pp. 52-57.
- [76] Makó I.: Szakaszos osztású változó módosítású mechanizmusokban ébredő csavaró lengések kvantitatív elemzése számítógép segítségével
Egyetemi doktori értekezés, Miskolc, 1986.
- [77] Malkin, S.-Koren, Y.: Off-line grinding optimization with a micro-computer
Annals of the CIRP Vol. 29/1 (1980)
- [78] Marinov, H.I.-Alipijev, O.L.-Pamukcsiev, M.B.-Zafirov, D.I: Usztrjosztvo za obravotvane na szlozsní profilni detalej
Avt. szv. No 35213 K1. B23, C3/16 1984.
- [79] Marinov, H.I.-Alipijev, O.L.-Pamukcsiev, M.B.-Zafirov, D.I: Metod za obrabotvane na epicikloidni zbnýi kolela
Avt. szv. No 36669 K1. B23, C3/16 1984.
-

- [80] Marinov, H.I.-Alipijev, O.L.-Doltschinkov, R.:Synthese von Zykloidengetrieben mit angenähertem Hypo-Epizykloideingriff Tagung Zahnradgetriebe Dresden 1989. pp. 394-399.
- [81] Mascle, C.: Feature-based assembly model for integration in computer-aided assembly
Robotics and Computer Integrated Manufacturing 18 (2002) pp. 373-378.
- [82] Mayr, Chr.: Spielfreie Cyclo-Getriebe Aufbau, Funktion und Anwendung in der Automatisierungstechnik 40 Antriebstechnik 26 (1987) Nr.1. pp. 40-43.
- [83] Mendes, M.-Mikhailov, M.D.-Qassim, R.Y.: A mixed-integer linear programming modell for part mix, tool allocation, and process plan selection in CNC machining centres
International Journal of Machine Tools and Manufacture 43 (2003) pp. 1179-1184.
- [84] Mcghee, R.B.-Nilsen, R.N.: The Extended Resolution Digital Differential Analyzer: A New Computing Structure for Solving Differential Equations
IEEE Transaction on Computers, Vol. c-19. No.1, january 1970. pp. 1-9.
- [85] Milberg, J.: Werkzeugmaschinen-Grundlagen
Springer-Verlag, Berlin 1992.
- [86] Milner, D.A.: Some aspect of Computer Numerical Control with Reference to Interpolation
Transaction of the ASME, Journal of Engineering for Industry august 1976. pp. 883-889.
- [87] MSZ-05-09.3302-87. Megmunkáló eljárások, Szalagköszörülés
- [88] Mohamed, A. A.: New Generation of Cycloid Gear Drive Ph.D. Dissertation
University of Miskolc, Miskolc, 1998. Hungary.
- [89] Molnárka Gy.-Gergó L.-Wetl F.-Horváth A.-Kalós G.: A Maple V és alkalmazásai
Springer Hungarica Kiadó 1996.
- [90] Morrison, D.: A gépészmérnöki tervezés tudománya
Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1973.
- [91] Nam, S.H.-Yang, M.Y.: A study on generalized parametric interpolator with real-time jerk-limited acceleration
Computer-Aided Design 36 (2004) pp. 27-36.
- [92] Namba, Y.-Tsuwa, H.-Tanaka, Y.: Monte Carlo Simulation of Belt Grinding Process
Annals of the CIRP Vol. 25/1/1976. pp. 241-246.
- [93] Németh I.: "MECOMAT: Mechatronikai Tervező Rendszer Szerszámgépek Tervezéséhez", Gépgyártás, XLIII. évf., 2003. 1-2. szám, Mach-Tech célszám, pp. 20-25, 2003.
- [94] Némethy A.: Epiciklois fogazatmegmunkáló gép
Diplomaterv, Miskolc 1994.

- [95] Niu, X.-Ding, H.-Xioung, Y.: A hierarchical approach to generating precedence graphs for assembly planning
International Journal of Machine Tools and Manufacture 43 (2003) pp. 1473-1486.
- [96] Pahl, G. -Beitz, W.: A géptervezés elmélete és gyakorlata Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1981.
- [97] Peter, J.: Abrasive Belt For Belt-Grinding Machine
US. Patent, Pub. No.: US2002/0016144A1, Pub. Date.: feb.7, 2002.
- [98] Pfeiffer, F.: Zahlreiche Varianten des Bandschleifens decken breiten Anwendungsbereich ab Maschinenmarkt, Würzburg 97 (1991) 33.
- [99] Posiwal, J.: Procédé et dispositif pour fabriquer des corps excentriques et nonronds
Brevet d'invention No 933,254 Gr.5-Cl. 4. 15. avril 1948.
- [100] Renner, G.-Ekárt, A.: Genetic algorithms in computer aided design
Computer-Aided Design 35 (2003) pp. 709-726.
- [101] Robinson, F.J.-Lyon J.R.: An Analysis of Epitrochoidal Profiles With Constant Difference Modification Suitable for Rotary Expanders and Pumps
Transaction of the ASME Journal of Engineering for Industry, february 1976. pp. 161-165.
- [102] Rodenacker, W.: Wege zur Konstruktionsmethodik
Konstruktion No. 20.p. 381., 1968.
- [103] Roth, K.: Konstruieren mit Konstruktionkatalogen
Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg-New York, 1982.
- [104] Rothe, R.: Matematika gépészmérnökök számára
Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1960.
- [105] Smith, G.C.-Smith, S.S.F.: An enhanced genetic algorithm for automated assembly planning
Robotics and Computer Integrated Manufacturing 18 (2002) pp. 355-364.
- [106] Spur, G.-Byrne, G.-Becker, K.-Stark, C.: Bandschleifen mit Stützplatte und Kornhohlkugel-Schleifband
ZwF 84 (1989) 9 pp. 500-503.
- [107] Spur, G.-Becker, K.: Bandschleifen mit Stützpalette
ZwF 85 (1990) 8 pp. 397-400.
- [108] Stark, C.: Werkzeug und Verfahrensentwicklungen beim Hochleistungs-Bandschleifen
VDI-Z Bd. 129 (1987) Nr. 11-November.
- [109] Strelec L.: Pályavezérlési és felületmodellezési feladatok programozása számjegyvezérlésű szerszámgépeken
Egyetemi doktori értekezés, Miskolc, 1996.
- [110] Szabó O.: Felületek finommegmunkálása szuperkemény szemcsézettű szerszámokkal
Kandidátusi értekezés, Miskolc, 1992.

- [111] Szabó O.: 3. Generation and Production of Form (Polygon) Surfaces by Means of Two Rotary Motions and NC, 8th International Machine Design and Production Conference, Proceedings, Ankara, 1998. pp. 485-494.
- [112] Szabó O.: Optimisation of technology and „quasi honing” of polygon bores
Journal of Materials Processing Technology 119 (2001) pp. 117-121.
- [113] Szabó S.: Sokszögprofilú felületek szabályos élgeometriájú szerszámmal történő megmunkálásának vizsgálata
Egyetemi doktori értekezés, Miskolc, 1979.
- [114] Szigeti F.-Bárczy P.: Amorf fémmátrixú kompozitanyagok gyártása és tulajdonságaik vizsgálata
KOHÁSZAT, Bányászati és kohászati lapok, Jövőnk Anyagai és Technológiái, 130. évf. 2-3. sz. 1997. február-március, 89-95. old.
- [115] Tajnafői J.: Szerszámgépek mozgásleképző tulajdonságainak elvei és néhány alkalmazása
Kandidátusi értekezés, Miskolc, 1965.
- [116] Tajnafői J.: Mechanizmusok származtatáselméletének alapjai és hatása a kreatív gondolkodásra
Akadémiai doktori értekezés, Miskolc, 1991.
- [117] Tajnafői J.: Szerszámgéptervezés I. jegyzet: J 14-882 Tankönyvkiadó, Budapest, 1973.
- [118] Tajnafői J.: Szerszámgéptervezés II. Struktúraképzések Tankönyvkiadó, Budapest, 1990.
- [119] Tajnafői J.-Gellért K.: Késtartó szerkezet sokszögfelületek esztergálásához
6613 sz. magyar szabadalom, 1981, március 10.
- [120] Tajnafői J.-Gellért K.-Hidasi K.-Gribovszki L.-Vékony S.: Eljárás és kösörűgép sokszög idomú munkadarabok megmunkálására
197943 sz. magyar szabadalom, 1975. november 28.
- [121] Tajnafői J.-Jakab E.-Pándy I.: Tanulmány szerszámmozgatású sokszögeszterga fejlesztéséről
NME Szerszámgépek Tanszéke, Miskolc, 1976.
- [122] Tajnafői J.-Takács E.-Tompai S.-Szél J.-Vass András Gy.: Az Ø400 és Ø250 folytonos osztású körasztalok műszaki tervei
NME Szerszámgépek Tanszéke Miskolc, 1984.
- [123] Tajnafői J. - Jakab E. - Kovács E. - Némethy A.: Manufacturing Epicycloid Tothing with EKC
MicroCAD/95. Miskolc, 23 Feb. 1995. Section Epp. 57-61.
- [124] Takács E.: Szerszámgépek III.
Tankönyvkiadó, Budapest, 1972.
- [125] Takács Gy.: Szerszámgépek strukturális tervezése grafikus adatbázisokkal,
Egyetemi doktori értekezés, Miskolc, 1996.

- [126] Tantawy, A.: Változó módosítású szakaszos osztású mechanizmusok és gyártásuk elemzése a mozgásinformációk leképzési elvei alapján, Kandidátusi értekezés, Miskolc, 1979.
- [127] Terplán Z.-Lévai I.: Gépelemek IV. rész (Fogaskerekek) Kézirat, Tankönyvkiadó 1963.
- [128] Terplán Z.-Apró F.-Antal M.-Döbröczöni Á.: Fogaskerék-bolygóművek Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1979.
- [129] Terplán Z.-Drobni J.-Tatár I.-Békés A.: Görgős hajtóművek vizsgálata I-II. NME, Gépelemek Tanszéke, Miskolc, 1985.
- [130] Tietze, U.-Schenk, Ch.: Analóg és Digitális Áramkörök Műszaki Könyvkiadó, Budapest 1993.
- [131] Tsai, M.C.- Cheng, C.W.-Cheng, M.Y.: A real-time NURBS surface interpolator for precision three-axis CNC machining International Journal of Machine Tools and Manufacture 43 (2003) pp. 1217-1227.
- [132] Tolvaj B.-né: Sokszögszelvényű tengely-agy kapcsolatok illeszkedésének vizsgálata Egyetemi doktori értekezés, Miskolc, 1987.
- [133] Tönshoff, H. K.-Hinzmann, G.: Einflußgrößen beim Bandschleifen an Kontaktscheiben Stahlanwendung und Werkstofftechnik 103 (1983) Nr. 7. 337-340.
- [134] Tönshoff, H. K.-Dennis, P.: Hochleistungsschleifen-ein maßgebendes Verfahren Springer-Verlag, Werkstattstechnik 78 (1988) 665-669.
- [135] Oldknow, K.D.-Yellowley, I.: Implementation and validation of 3-dimensional dynamic interpolation using an FPGA based controller International Journal of Machine Tools and Manufacture 43 (2003) pp. 937-945.
- [136] Uray V.-Szabó Sz.: Elektrotechnika Tankönyvkiadó, Budapest, 1974.
- [137] Vajna S.-Bercsey T.-Wegner B.-Mack P.: Genetikus algoritmusok alkalmazása a tervezésben Gép. IL. Évf. 1999. 3.sz. pp. 14-18.
- [138] VDI 2225: Technisch-wirtschaftliches Konstruieren, 1969. VDI-Verlag, Düsseldorf.
- [139] VDI 2235: Wirtschaftliche Entscheidungen beim Konstruieren, Methoden und Hilfsmittel, 1970. VDI-Verlag, Düsseldorf.
- [140] Velezdi Gy.: Nagysebességű váltópályás mechanizmusok vizsgálóberendezése, Egyetemi doktori értekezés, Miskolc, 1987.
- [141] Vékony S.: Anyamenet megmunkálás szerszámozásának fejlesztése Egyetemi doktori értekezés, Miskolc, 1987.

- [142] Volmer, J.: Büttykös mechanizmusok
Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1980.
- [143] Weck, M.: Werkzeugmaschinen 1, 2, 3
VDI-Verlag GmbH. 1978.
- [144] Yong, T.-Narayanaswami, R.: A parametric interpolator with confident chord errors, acceleration and deceleration for NC machining
Computer-Aided Design 35 (2003) pp. 1249-1259.

Katalógusok, kézikönyvek

- [K.1] ADVANTECH: PCL832 3-axis Servo Motor Control Card User's manual, 1994.
- [K.2] A Fortuna Gépgyár szerzői: Polygonkötések
- [K.3] BOSCH: Servodyn Servo Motors SD-B Handbook No.01.
- [K.4] BOSCH: Servodyn Servo Motors SE-B Handbook No.02.
- [K.5] BOSCH: Servo Module VM.-T Handbook No.11.
- [K.6] BOSCH: Servodyn Inverter System Servo Module SM.-T Handbook No.12.
- [K.7] DYNABRADE: Industrial Abrasive PowerTools and Accessories
Catalogue, 1996.
- [K.8] HEIDENHAIN: ROD 426A, Kézikönyv.
- [K.9] HERMES: Sortimentsübersicht, Schleifwerkzeuge 2003.
- [K.10] Klingspor C. GmbH.: Schleifband-Schleifmop Theorie+Praxis
- [K.11] Klingspor: Csiszolószerszámok termékkatalógus 2002/2003.
- [K.12] MGM radax: Görgős hajtóművek, Katalógus, Magyar Gördülőcsapágy Művek
- [K.13] Peiseler: NC-Rotary Index Tables Catalogue
- [K.14] Polygon Verbindungen: Fortuna-Werke Maschinenfabrik GmbH STGT-Bad Cannstatt
- [K.15] Sumitomo Cyclo Europe: Cyclo 6000 Catalogue (2003)
- [K.16] Teijin Seiki: Cyclo Catalogue (2003)
- [K.17] THK: General Catalogue
- [K.18] 3M: Roll Grinding, Superfinishing and Microfinishing System
Gyártmány Katalógus, 1996.

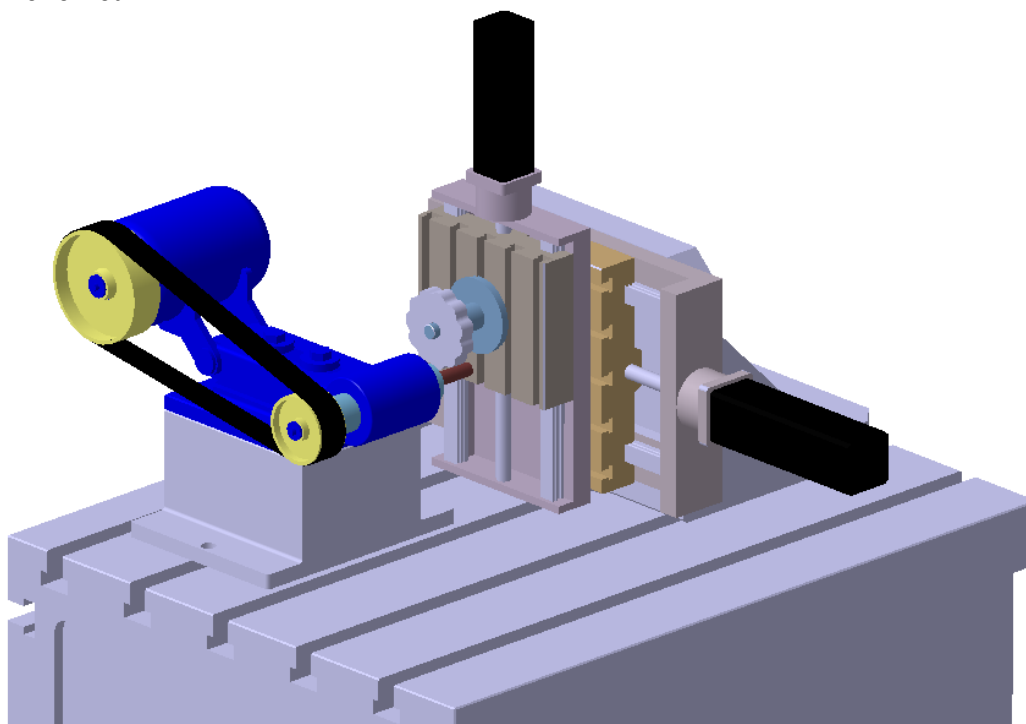
14. Az értekezés témájában megjelent tudományos közlemények

- [P. 1] A mechatronika hatása szalagköszörűgép fejlesztésére, microCAD'98 International Computer Science Conference, section J., Miskolc, February 25-26. 1998, pp. 125-128.
Társszerzők: Jakab Endre, Tajnafői József, Csáki Tibor.
- [P. 2] 2D-s szalagköszörűgép fejlesztési eredményei, XIII. SZERSZÁMGÉP KONFERENCIA, Miskolc, 1998. október 26-27, pp. 133-137.
Társszerzők: Jakab Endre, Tajnafői József, Csáki Tibor, Gombos Rita.
- [P. 3] NC szalagköszörűgép struktúrák, Doktoranduszok fóruma, Miskolc, 1999. november 6. pp. 83-88.
Társszerző: Pintér István.
- [P. 4] Programming questions of CNC belt-grinding machine, 2nd International Conference of PhD Students, University of Miskolc, Hungary , 3-8 August 1999. pp. 259-265
Társszerző: Pintér István.
- [P. 5] Questions of planning belt-grinding component machining, MicroCAD'2000 International Computer Science Conference, section K., Miskolc, 23-24 February. 2000, pp. 117-122.
Társszerzők: Jakab Endre, Csáki Tibor.
- [P. 6] Epiciklois fogazatok megmunkálása szalagköszörűgépen, OGÉT 2000 VIII. Országos Gépész Találkozó, 2000. április 7-9. Marosvásárhely, pp 149-152.
Társszerző: Jakab Endre.
- [P. 7] Examinations on the 2D CNC belt-grinding machine, MicroCAD'2001 International Computer Science Conference, section L, Miskolc, 25-26 February 2001.
Társszerző: Jakab Endre.
- [P. 8] Featuring of the workspace of machinetool structure, MicroCAD'2001 International Computer Science Conference, section K, Miskolc, 25-26 February 2001. pp. 81-85
Társszerző: Takács György.
- [P. 9] Software developing on the 2D CNC belt-grinding machine, 3rd International Conference of PhD Students, University of Miskolc, Hungary, 13-19 August 2001. pp. 475-479
Társszerzők: Jakab Endre, Csáki Tibor.
- [P. 10] Software for machining cycloidal teeth, MicroCAD'2003 International Computer Science Conference, section J, Miskolc, 6-7 March. 2003, pp. 107-110.
Társszerző: Jakab Endre.
- [P. 11] 2D-s NC szerszámgépek struktúrái tárcaszerű alkatrészek megmunkálására, OGÉT 2003 XI. Nemzetközi Gépész Találkozó, 2003. május 8-11. Kolozsvár, pp 112-115.
Társszerző: Jakab Endre.

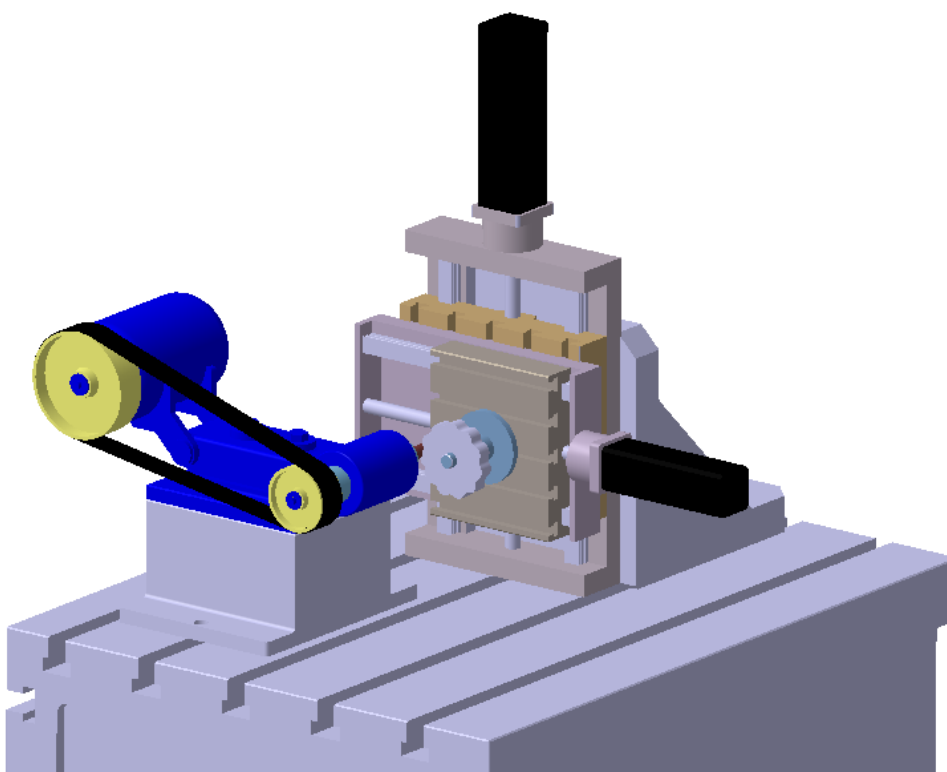
- [P. 12] Latest results in the machining of epicycloidal gearing, WESIC 2003, 4th Workshop on European Scientific and Industrial Collaboration, Advanced Technologies in Manufacturing, Miskolc, May 28-30, 2003, pp. 457-464.
Társszerző: Jakab Endre.
- [P. 13] Ciklois fogazatmegmunkáló szerszámgépek fejlesztése a Szerszámgépek Tanszékén, Gép LIV. évfolyam 2003/9., pp. 8-12.
Társszerző: Jakab Endre
- [P. 14] Machining of Cycloid Discs on a CNC Belt-Grinding Machine
Közlésre elfogadva: "Cutting and Tool in Technological Systems" (Ukraine) Vol. 68. 2005.
Társszerző: Jakab Endre
- [P. 15] Generation of 2D CNC Belt-Grinding Machine Structures
Közlésre elfogadva: Publications of the University of Miskolc, Series C, Mechanical Engineering 2005.
Társszerző: Jakab Endre
- [P. 16] Ciklois fogazatok kísérleti megmunkálásának eredményei, OGÉT 2005 Nemzetközi Gépész Találkozó, 2005. április 28 - május 1. Szatmárnémeti, pp 179-183.
Társszerzők: Jakab Endre, Tolvaj Béláné, Hörcsik Renáta

15. Mellékletek

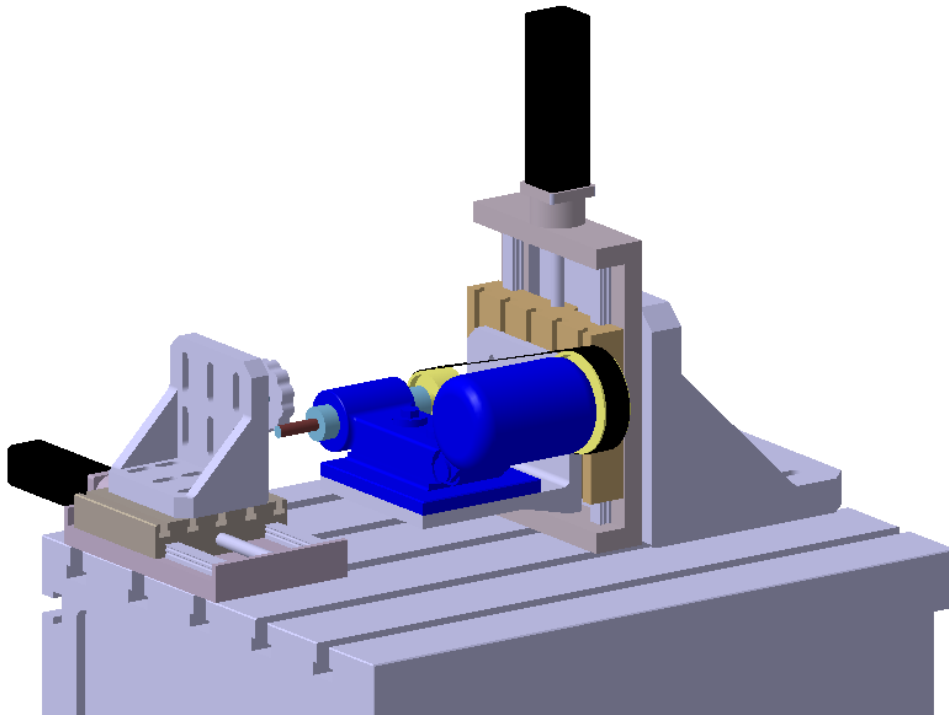
1. Melléklet



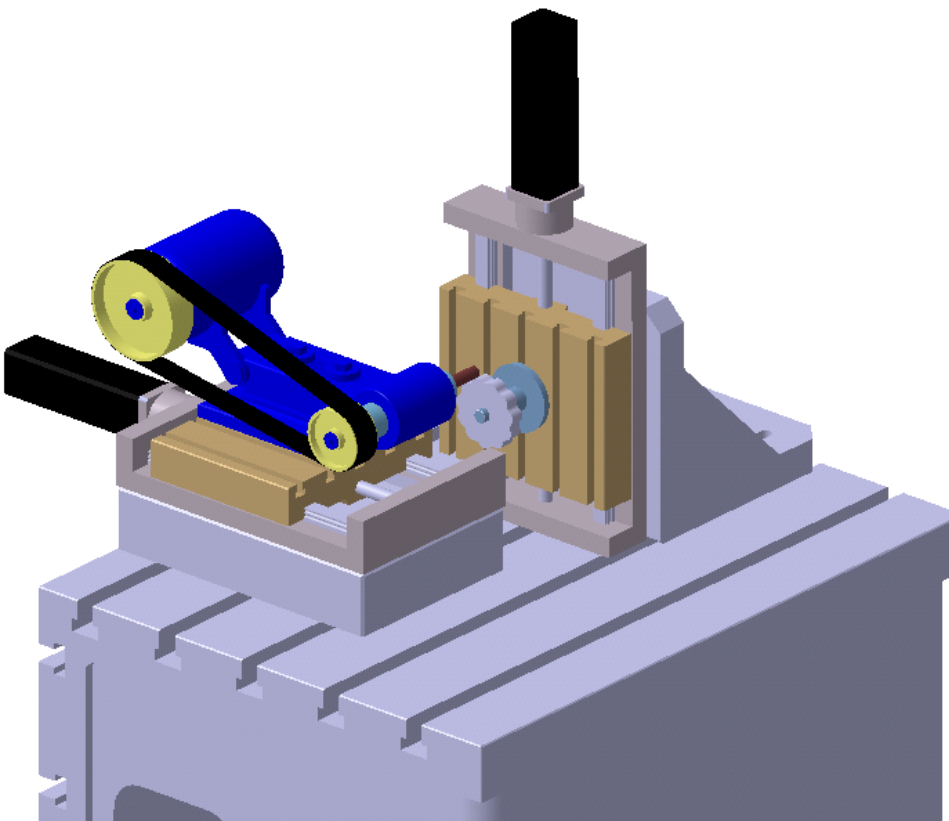
1. ábra
 $H1(m,1)H2(m,2)$



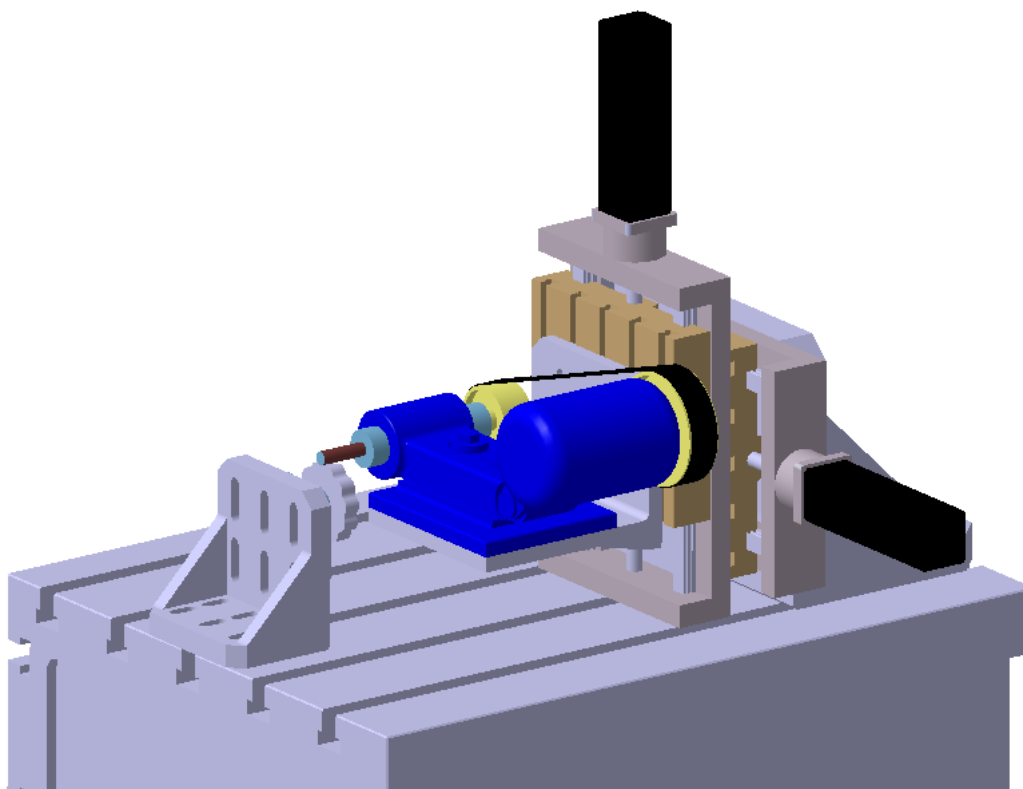
2. ábra
 $H1(m,2)H2(m,1)$



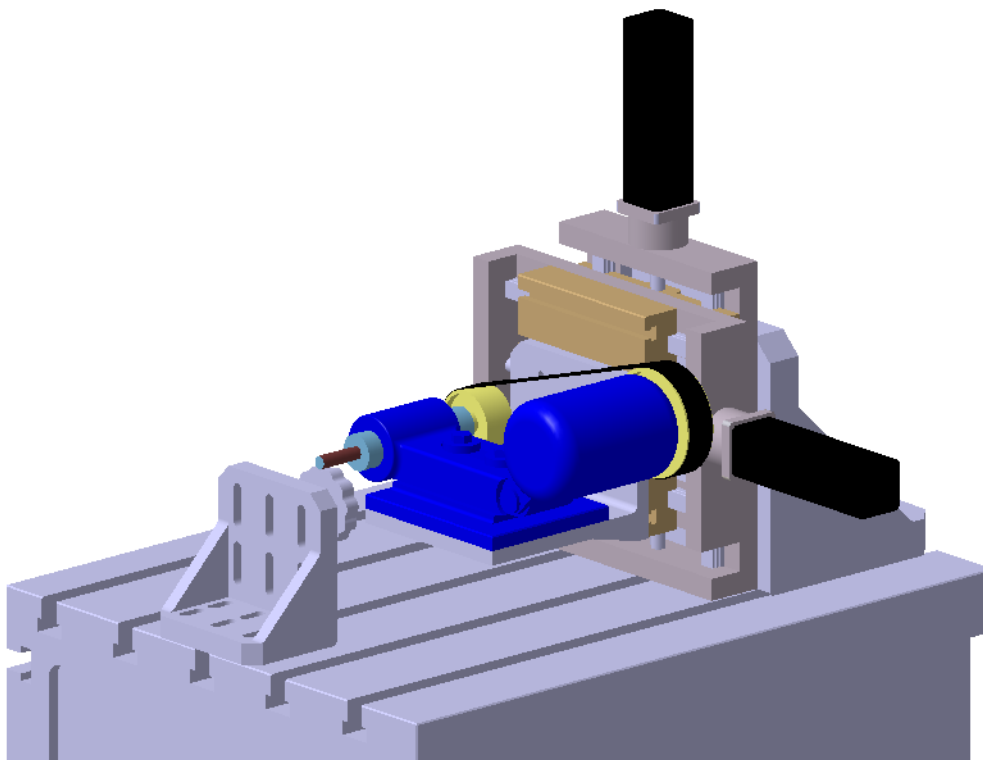
3. ábra
 $H1(m,1)H2(s,1)$



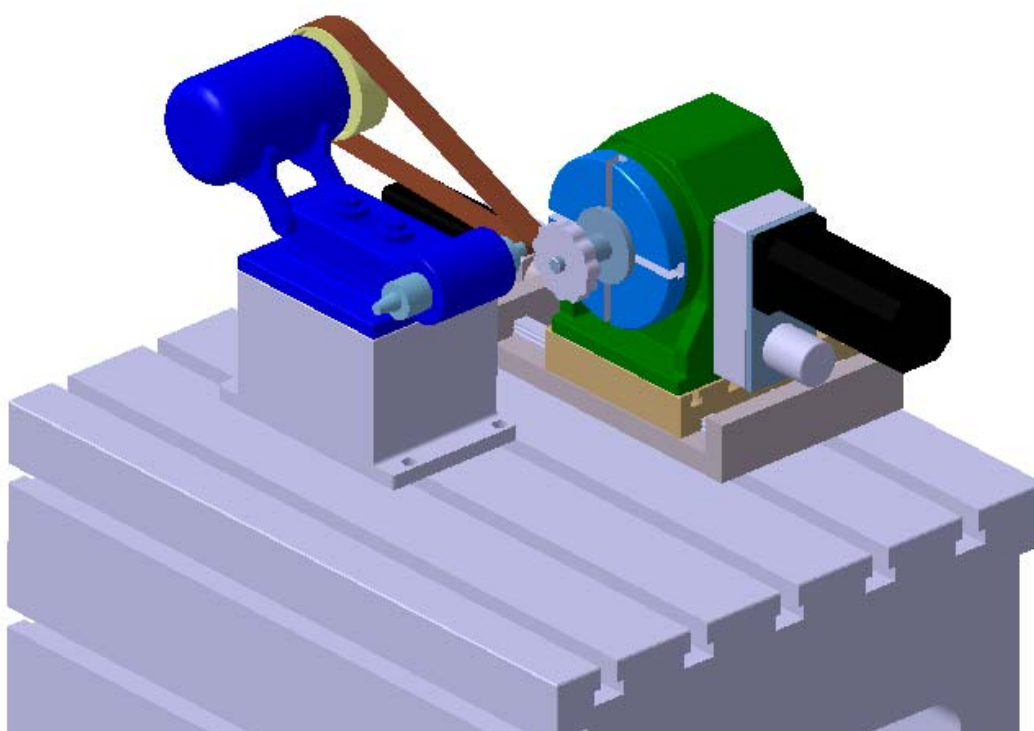
4. ábra
 $H1(s,1)H2(m,1)$



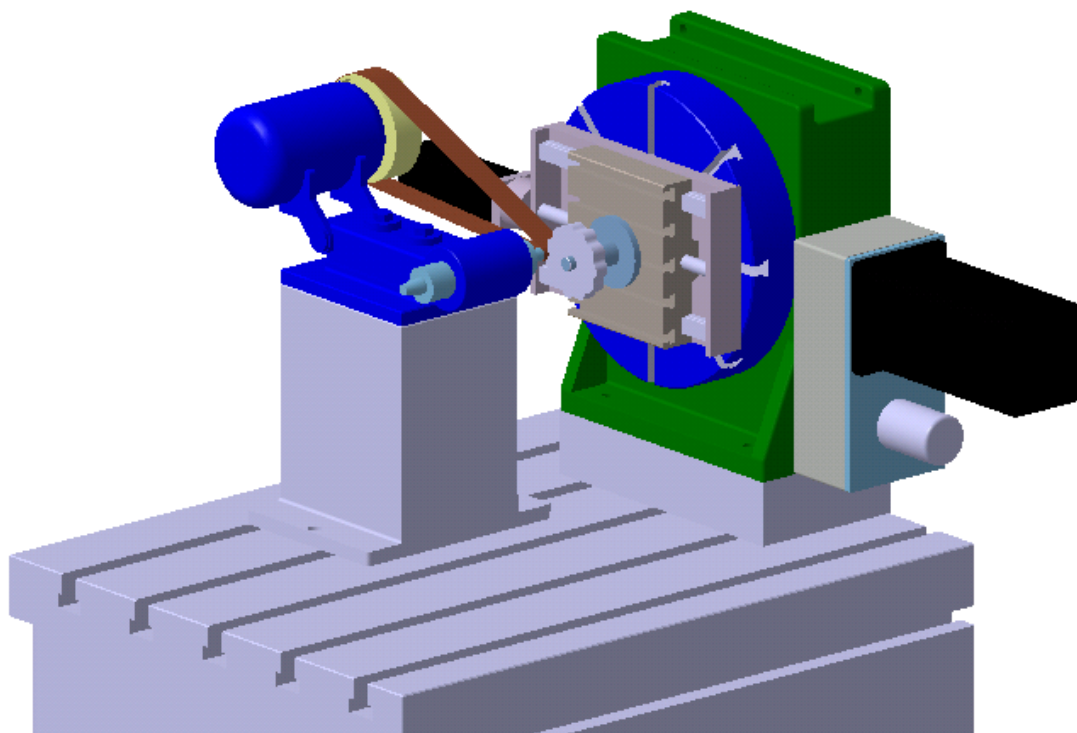
5. ábra
 $H1(s,1)H2(s,2)$



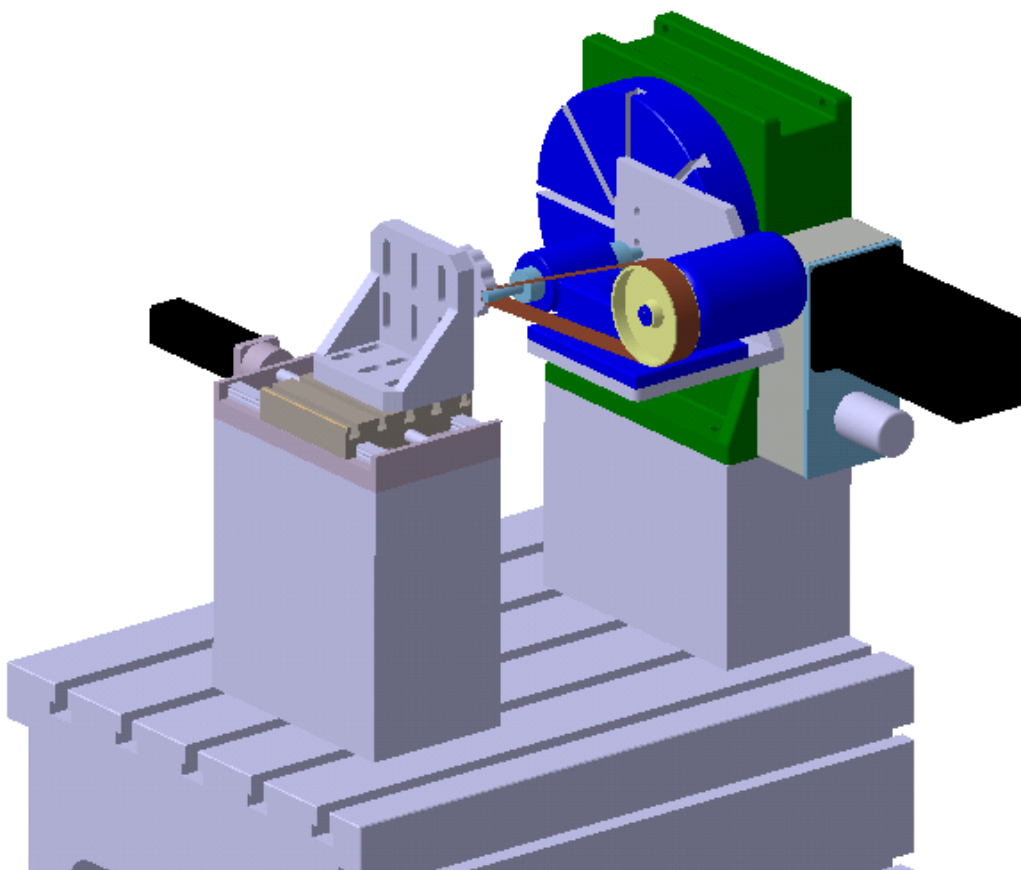
6. ábra
 $H1(s,2)H2(s,1)$



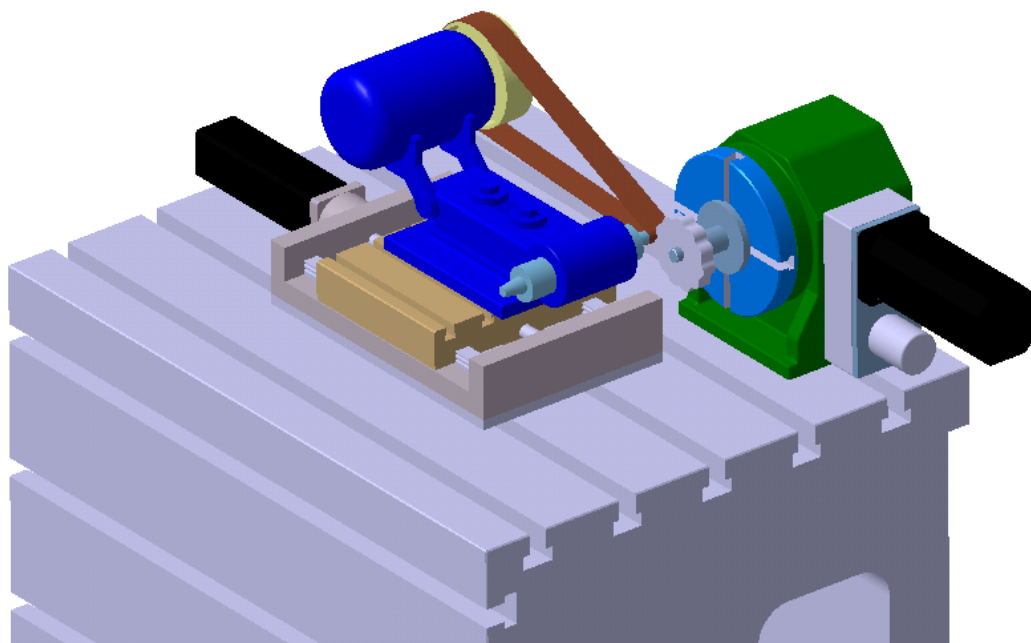
7. ábra
 $H(m,1)F(m,2)$



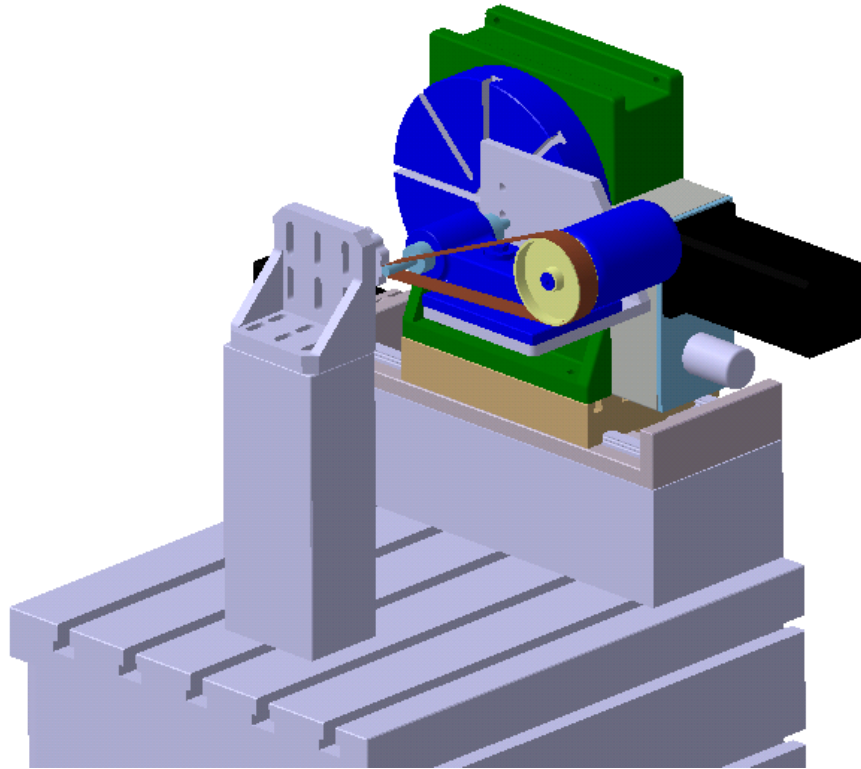
8. ábra
 $H(m,2)F(m,1)$



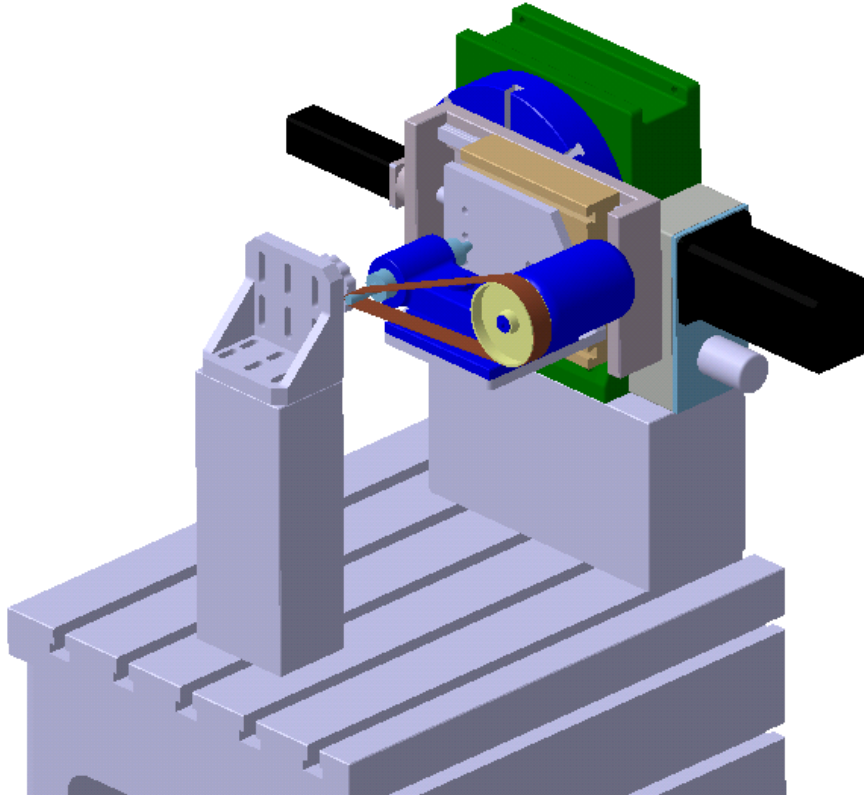
9. ábra
 $H(m,1)F(s,1)$



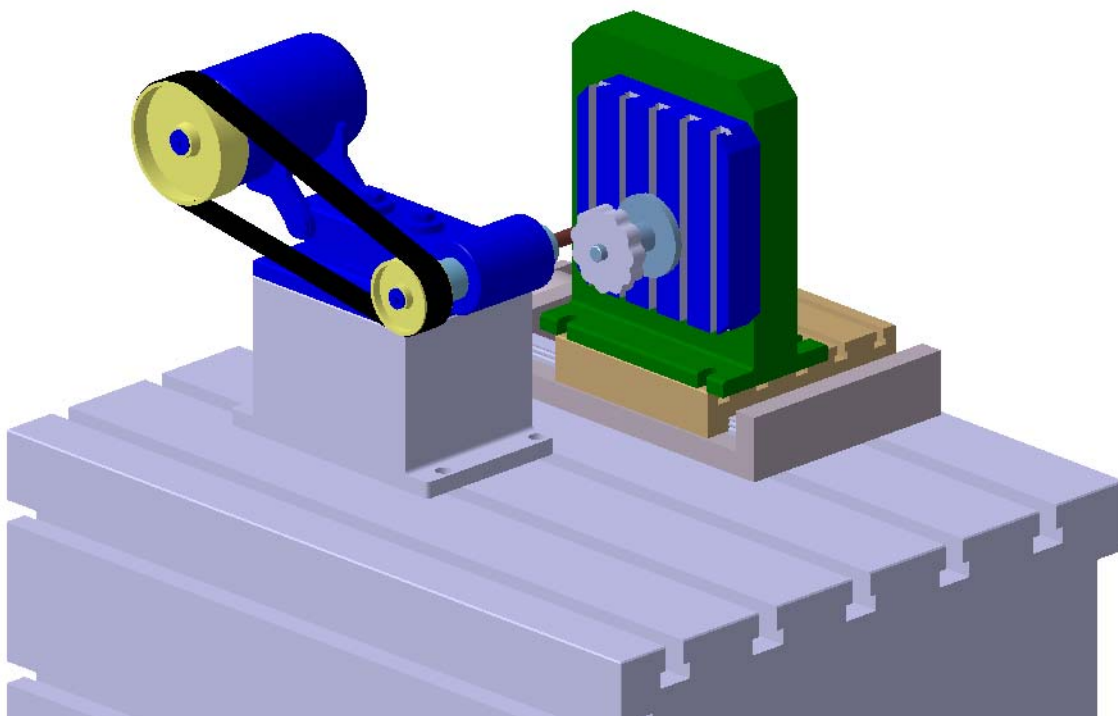
10. ábra
 $H(s,1)F(m,1)$



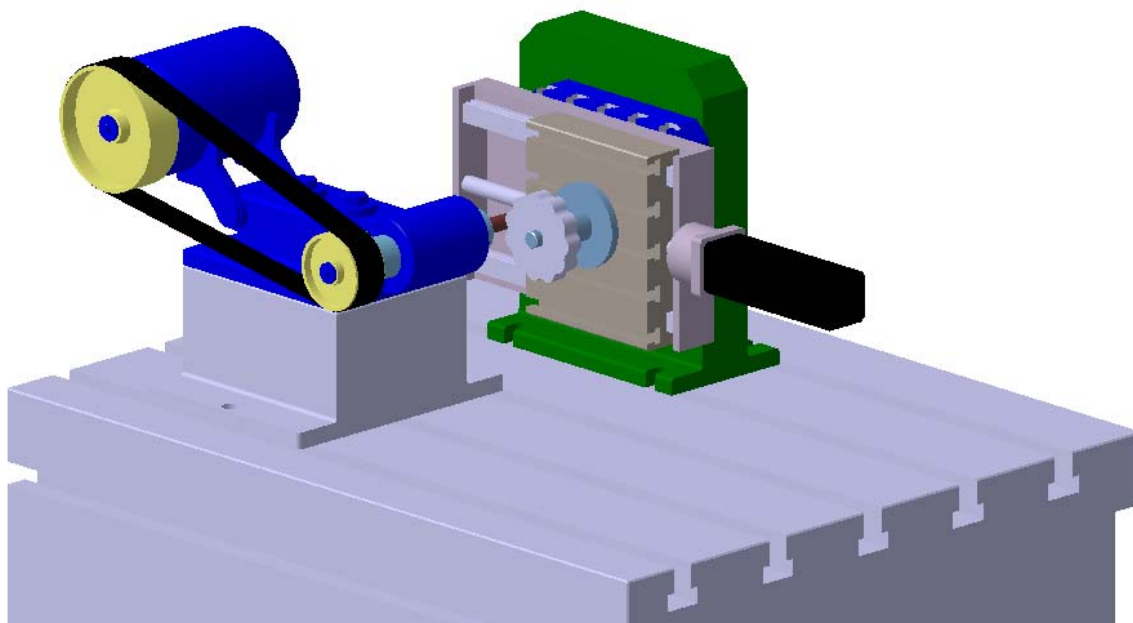
11. ábra
 $H(s,1)F(s,2)$



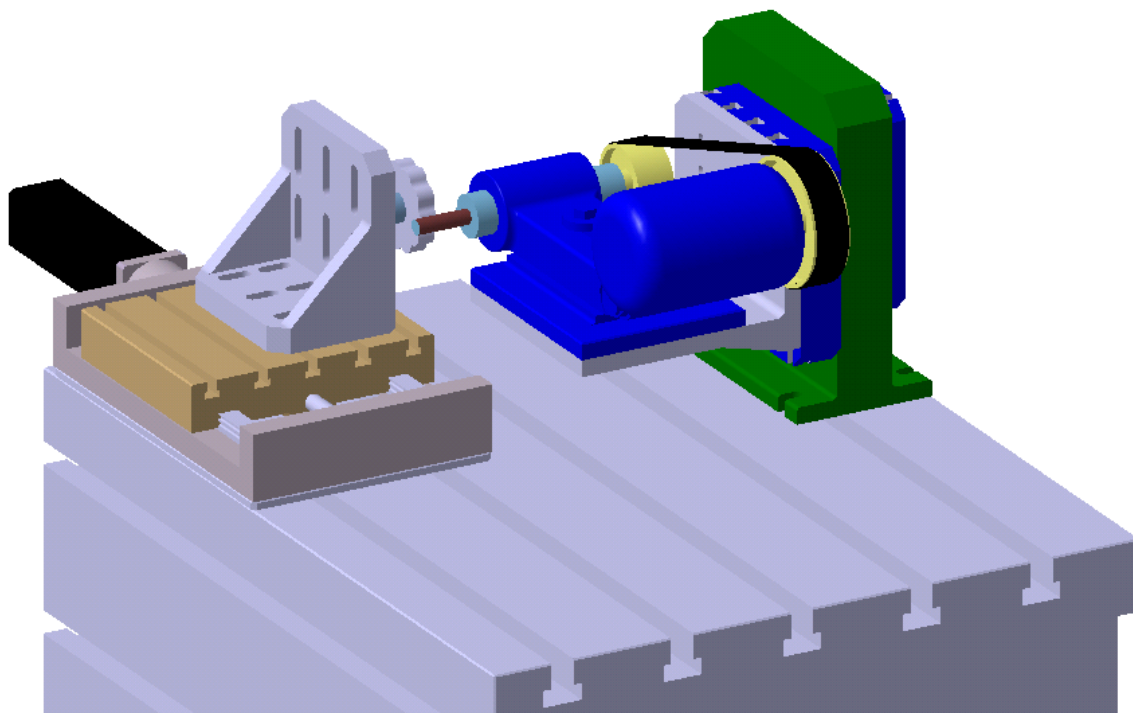
12. ábra
 $H(s,2)F(s,1)$



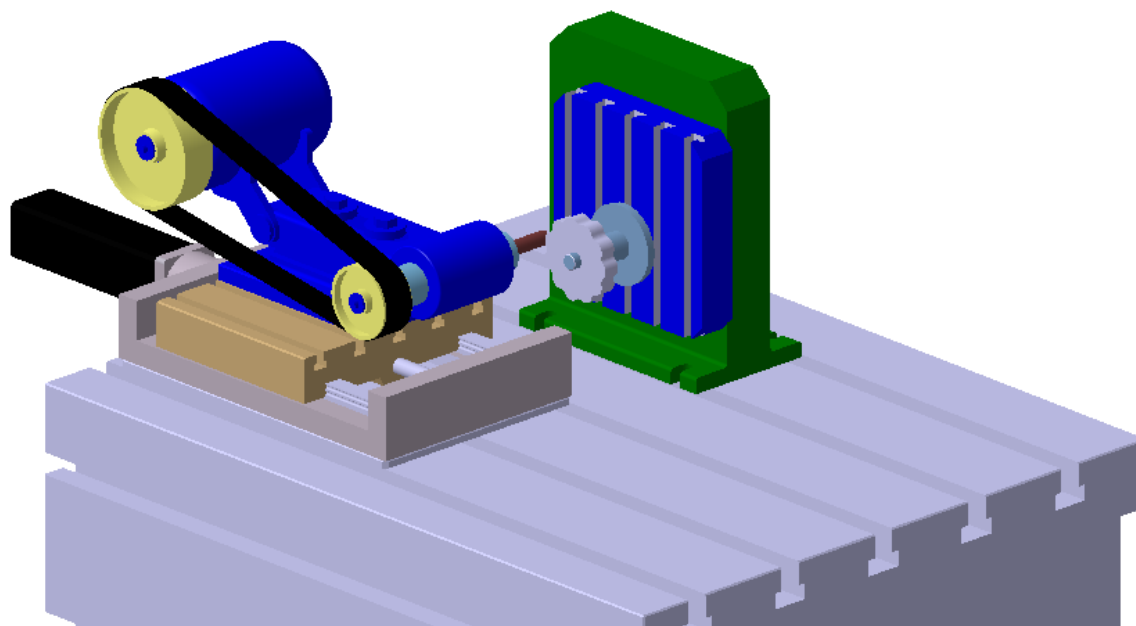
13. ábra
 $H(m,1)T(m,2)$



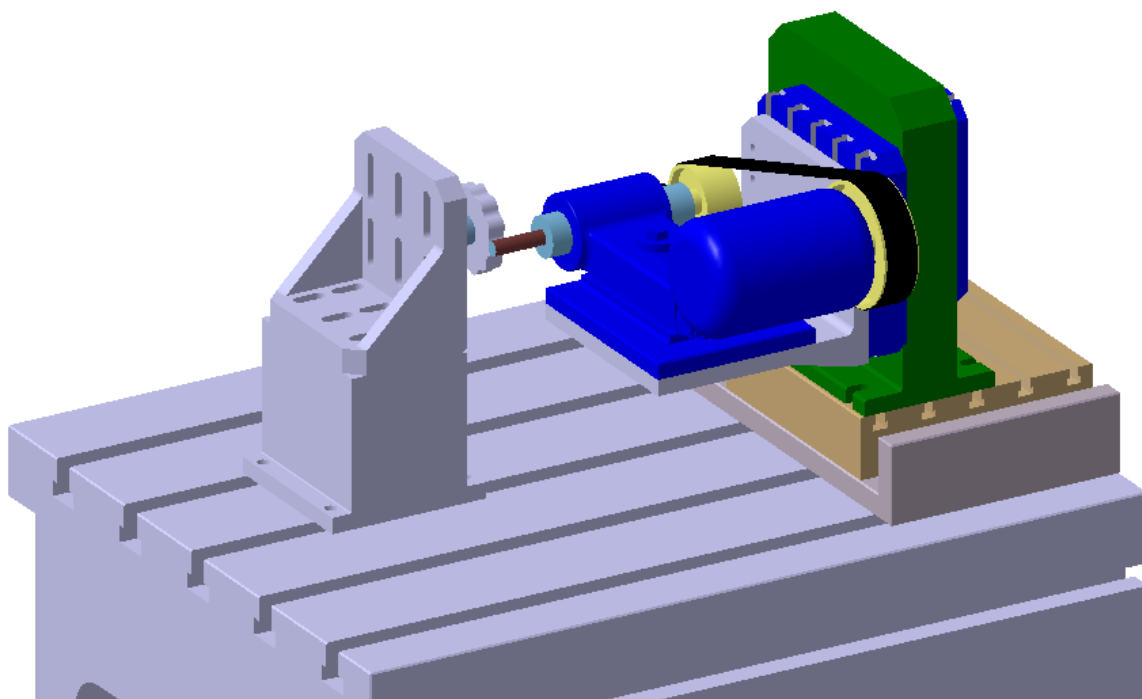
14. ábra
 $H(m,2)T(m,1)$



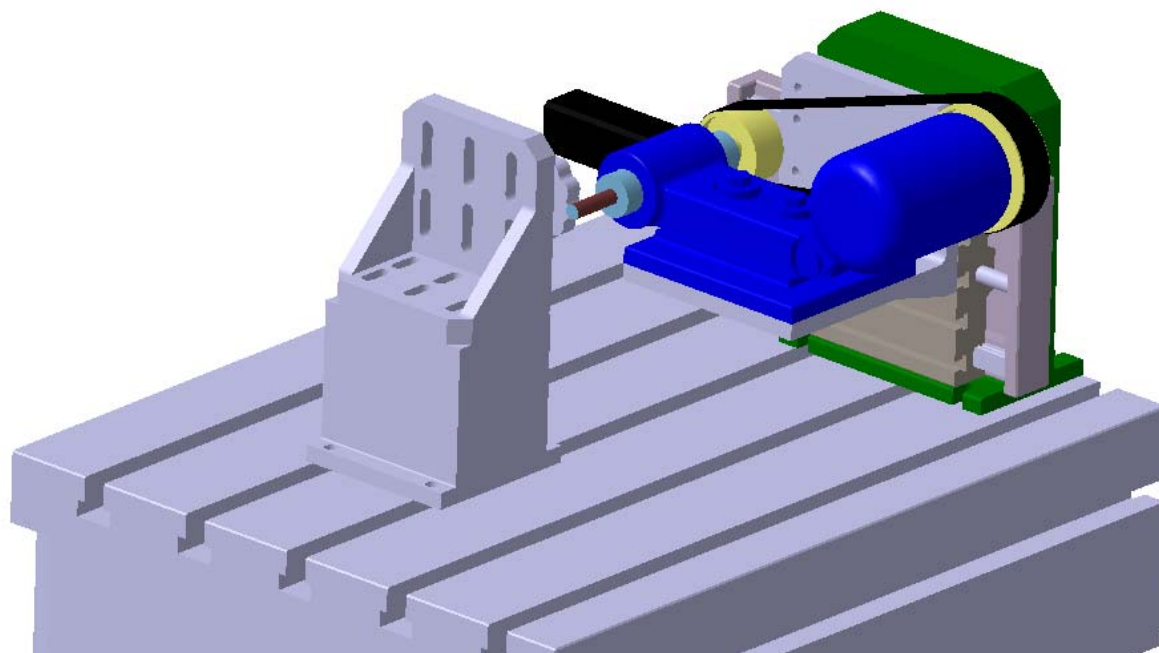
15. ábra
 $H(m,1)T(s,1)$



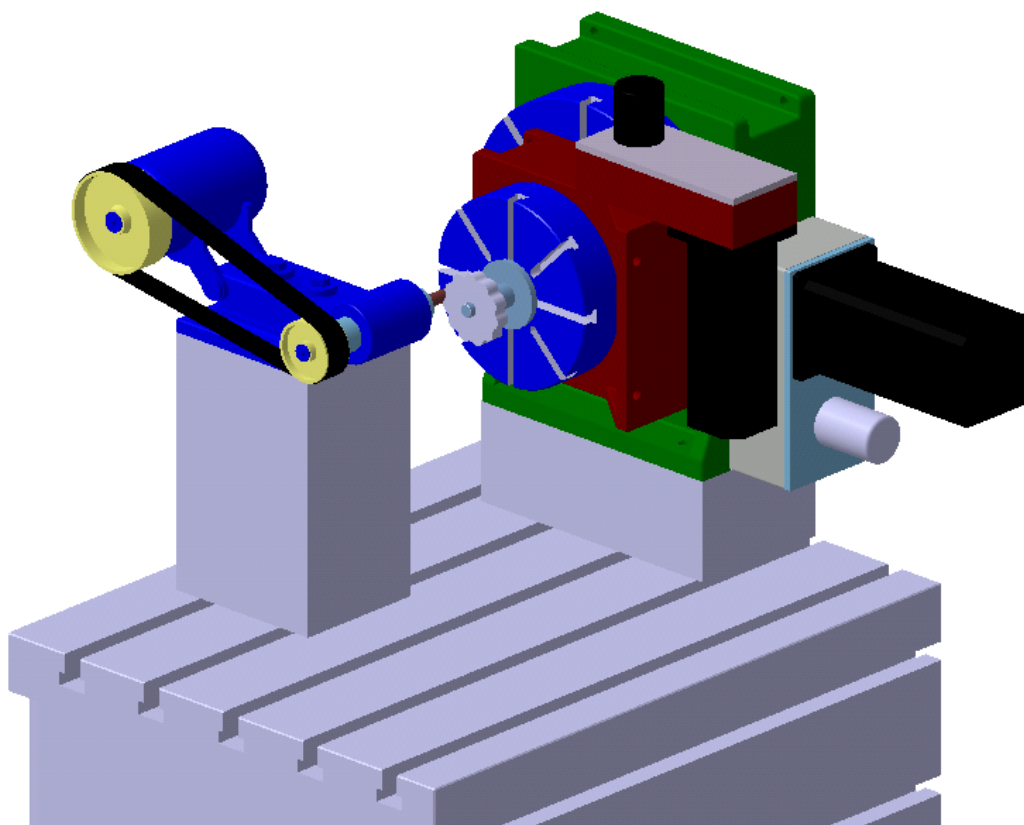
16. ábra
 $H(s,1)T(m,1)$



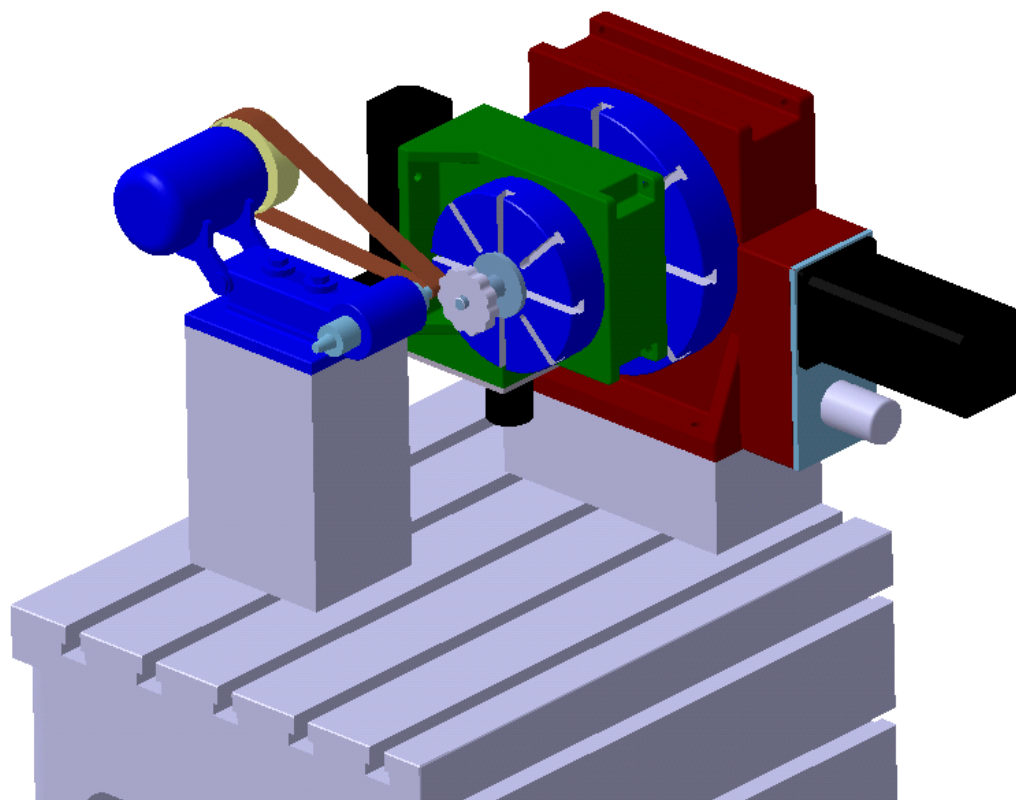
17. ábra
 $H(s,1)T(s,2)$



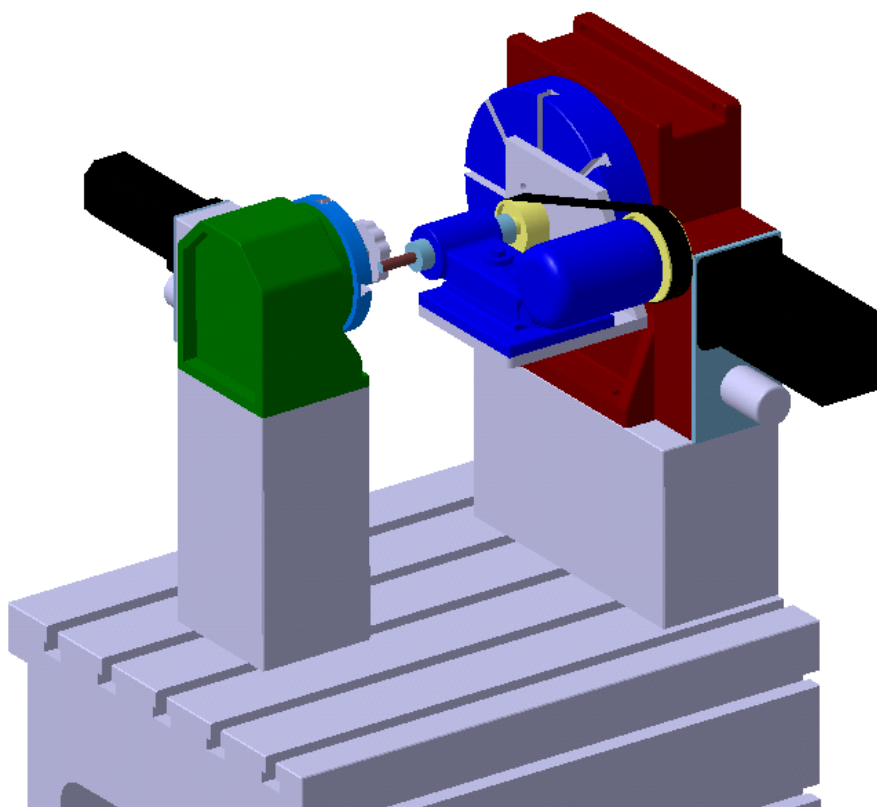
18. ábra
 $H(s,2)T(s,1)$



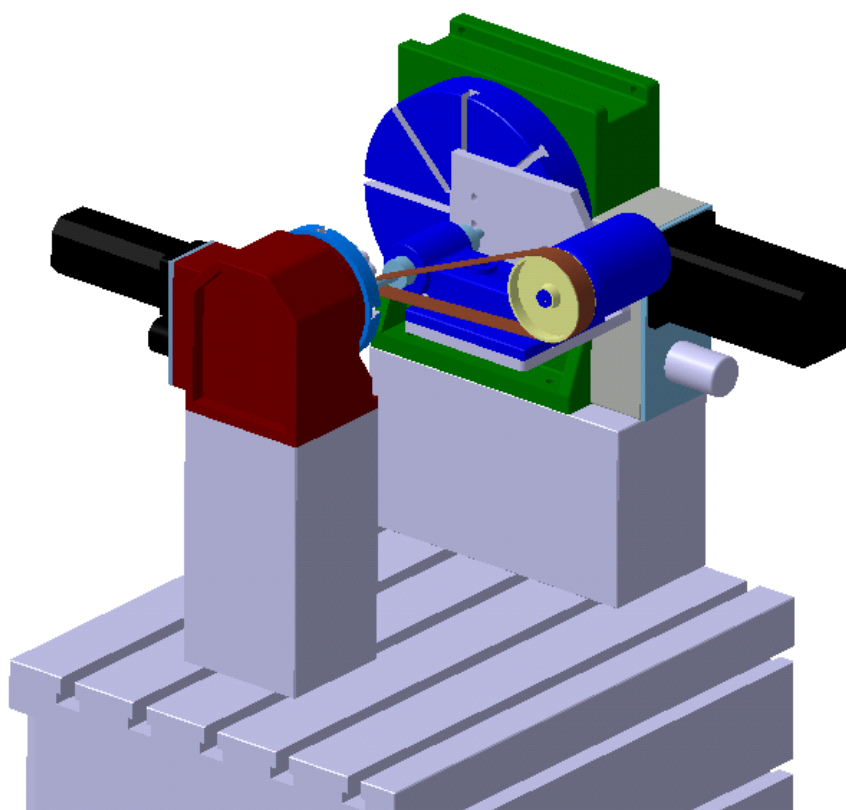
19. ábra
F1m1F2m2



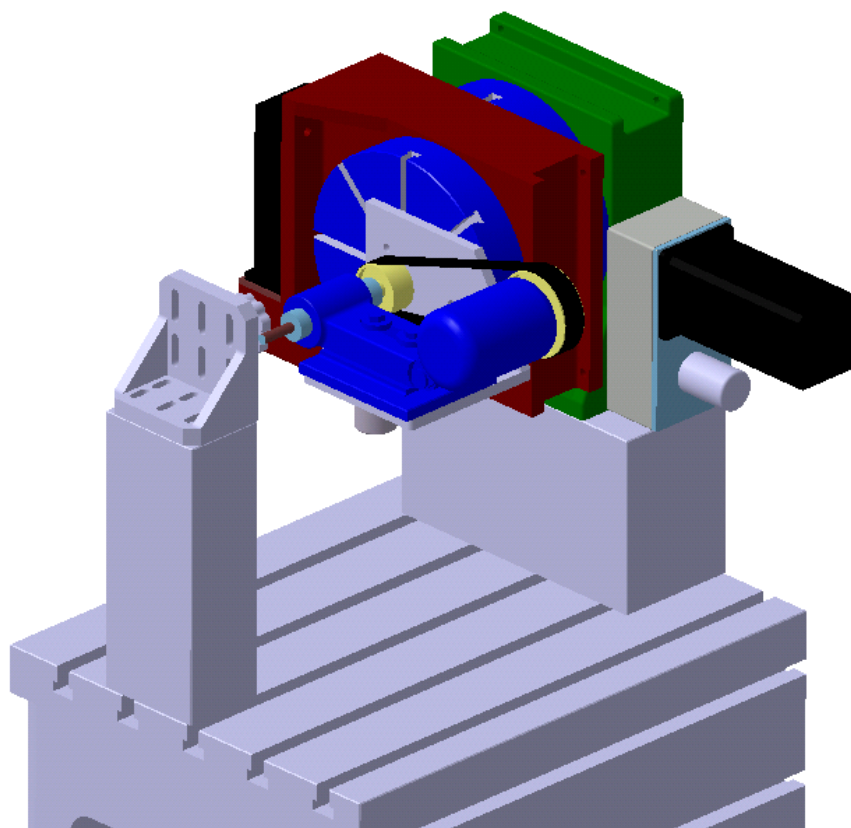
20. ábra
F1m2F2m1



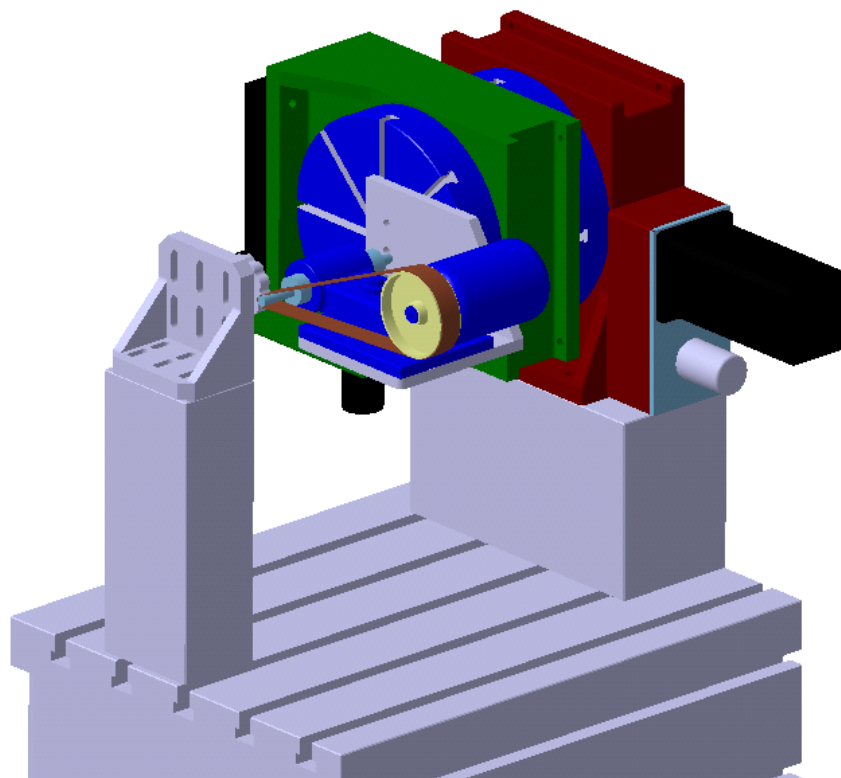
21. ábra
F1m1F2s1



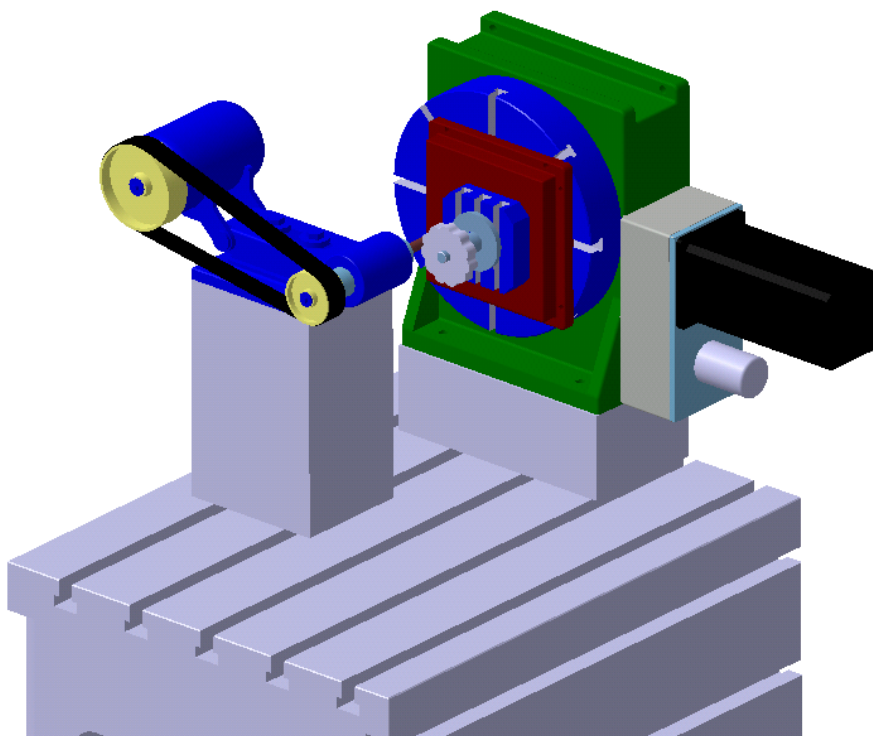
22. ábra
F1s1F2m2



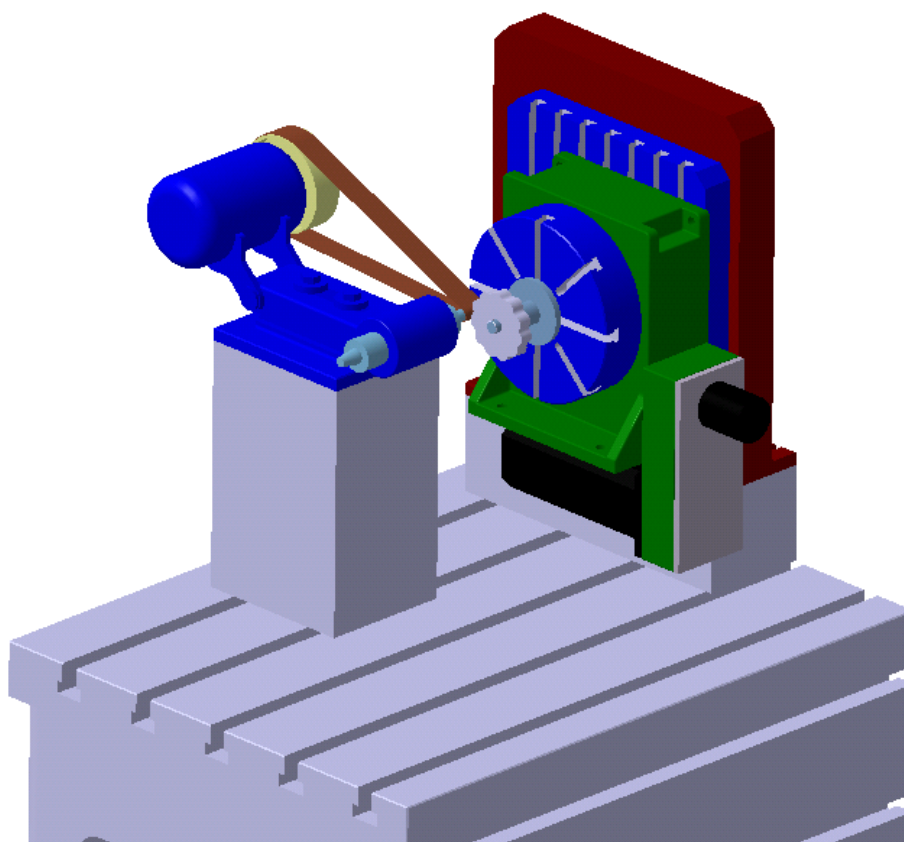
23. ábra
F1s1F2s2



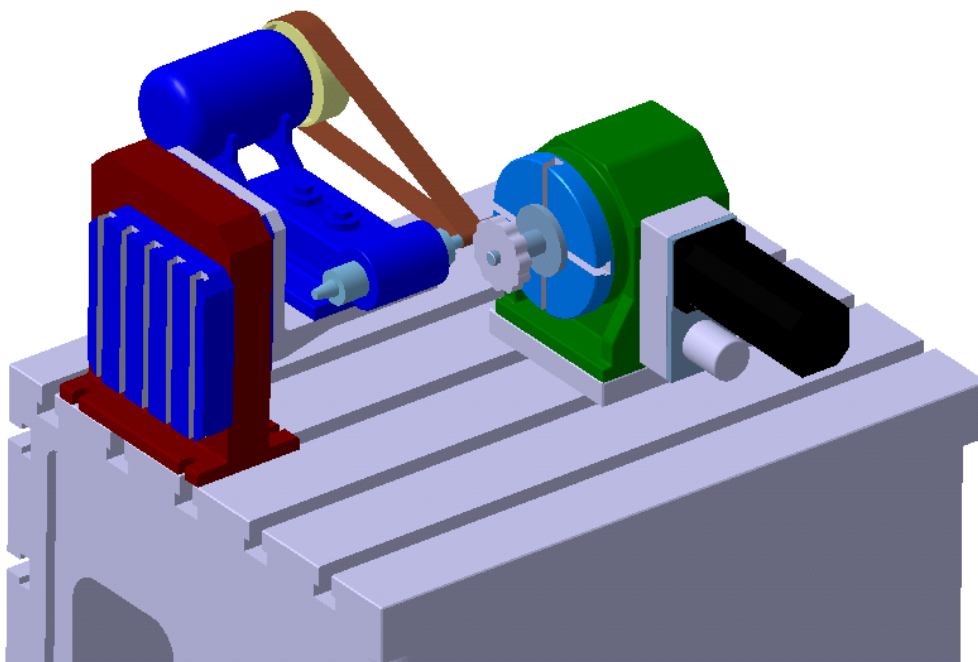
24. ábra
F1s2F2s1



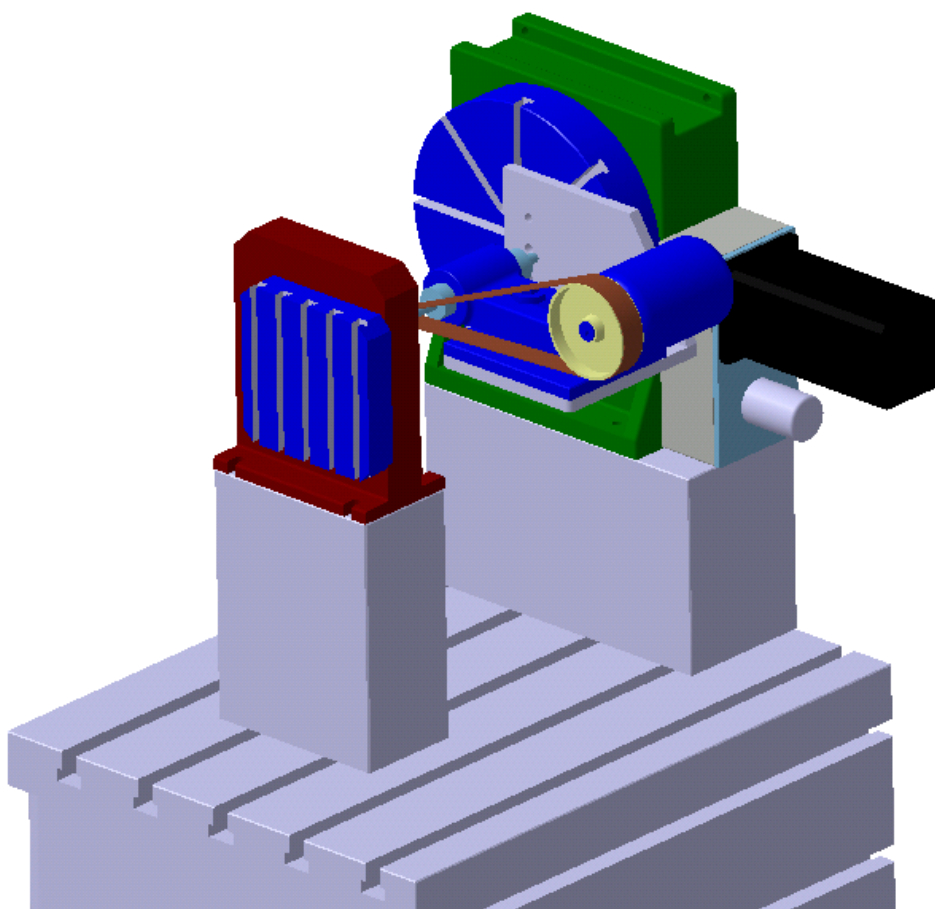
25. ábra
F1m1T2m2



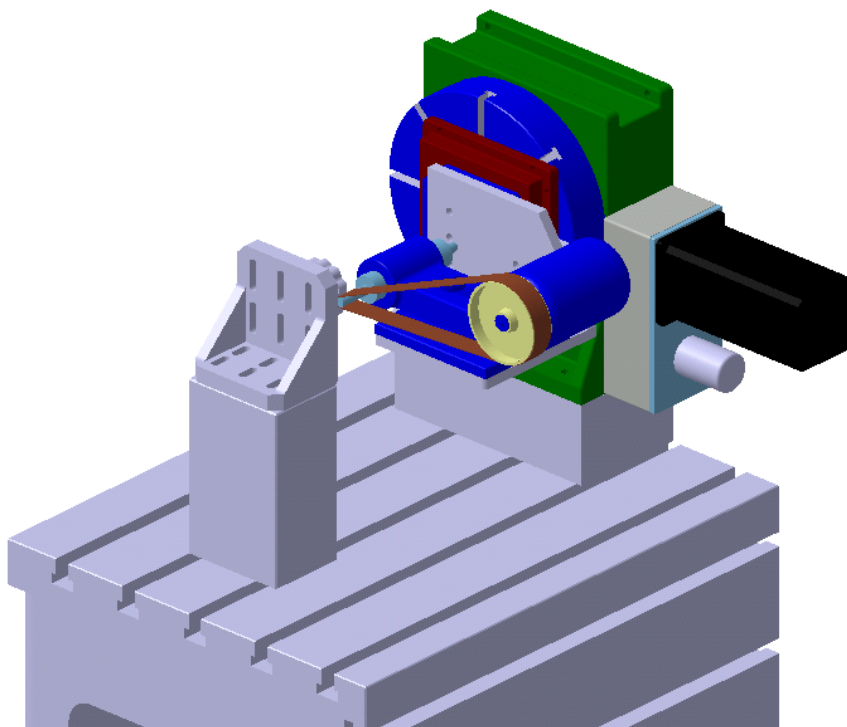
26. ábra
F1m2T2m1



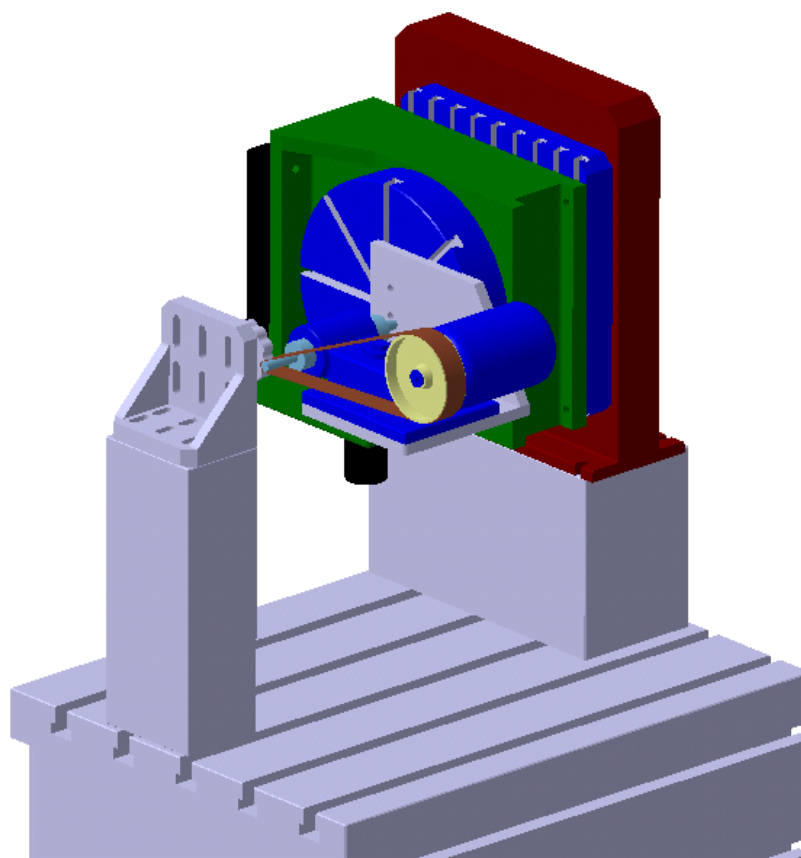
27. ábra
F1m1T2s1



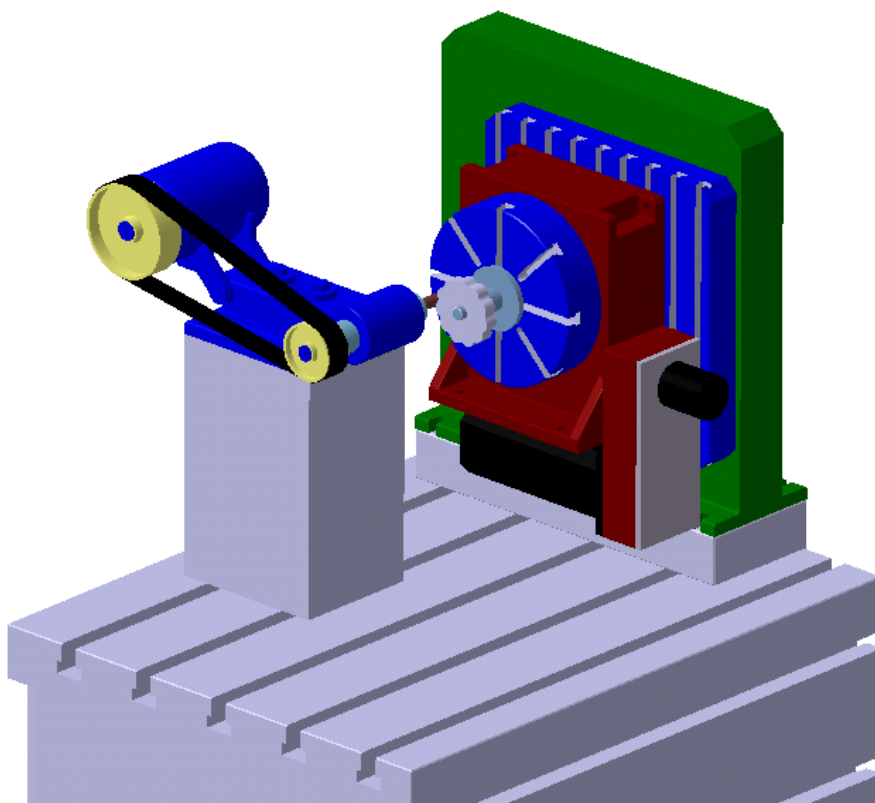
28. ábra
F1s1T2m1



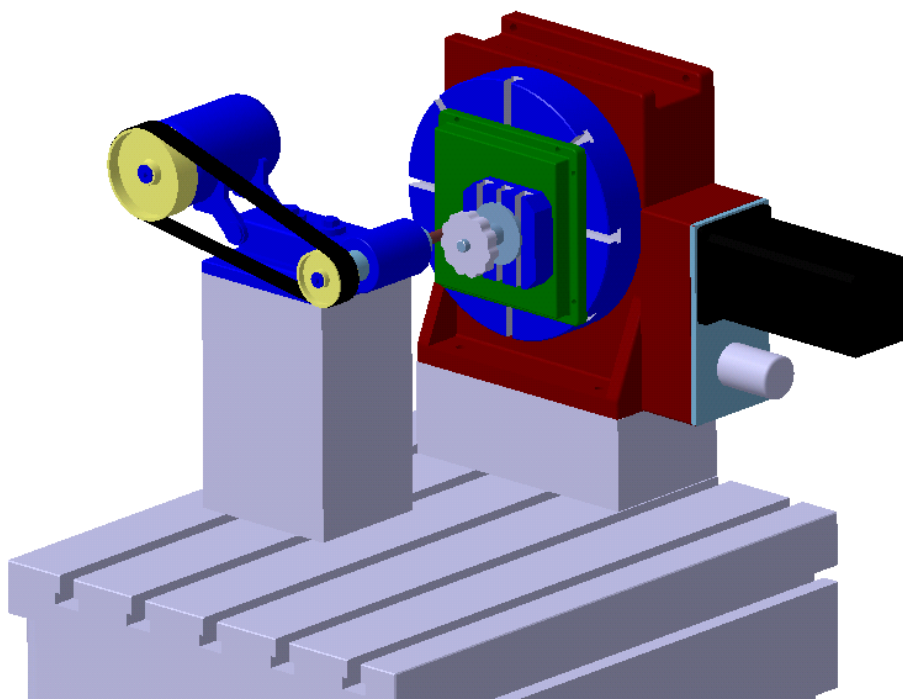
29. ábra
F1s1T2s2



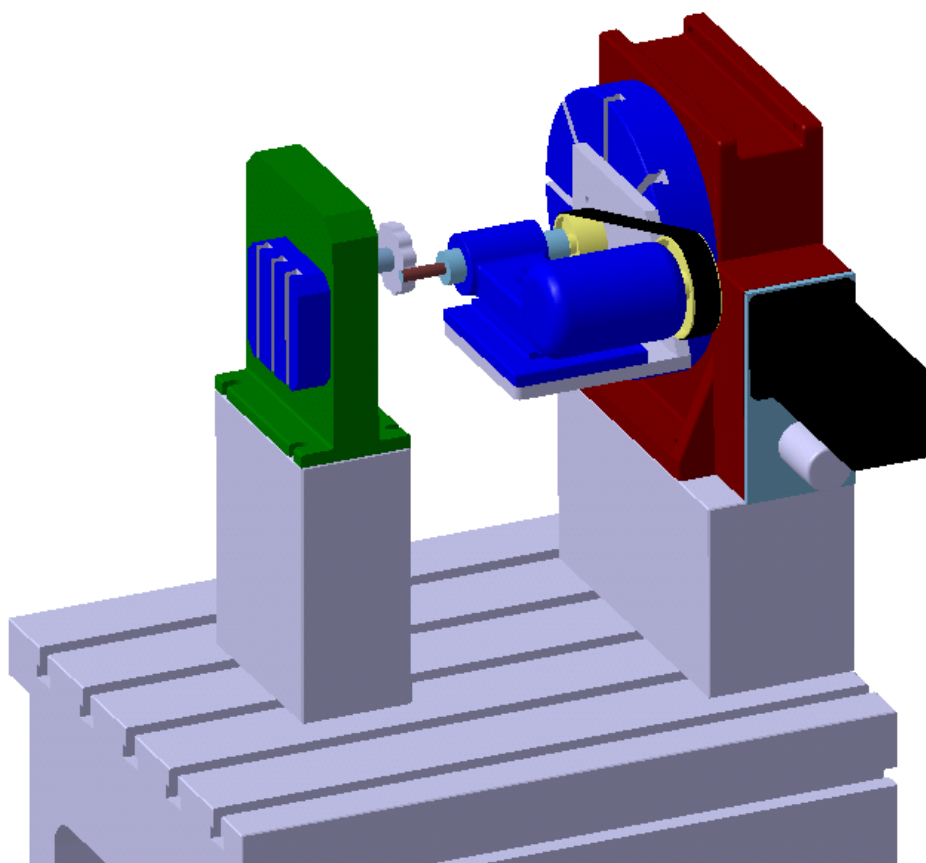
30. ábra
F1s2T2s1



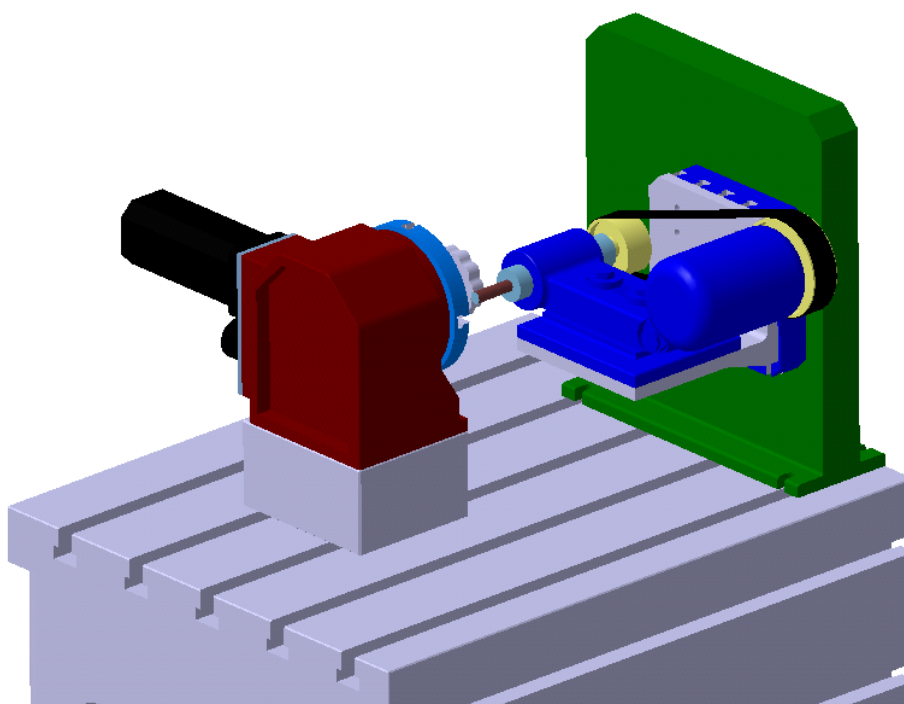
31. ábra
T1m1F2m2



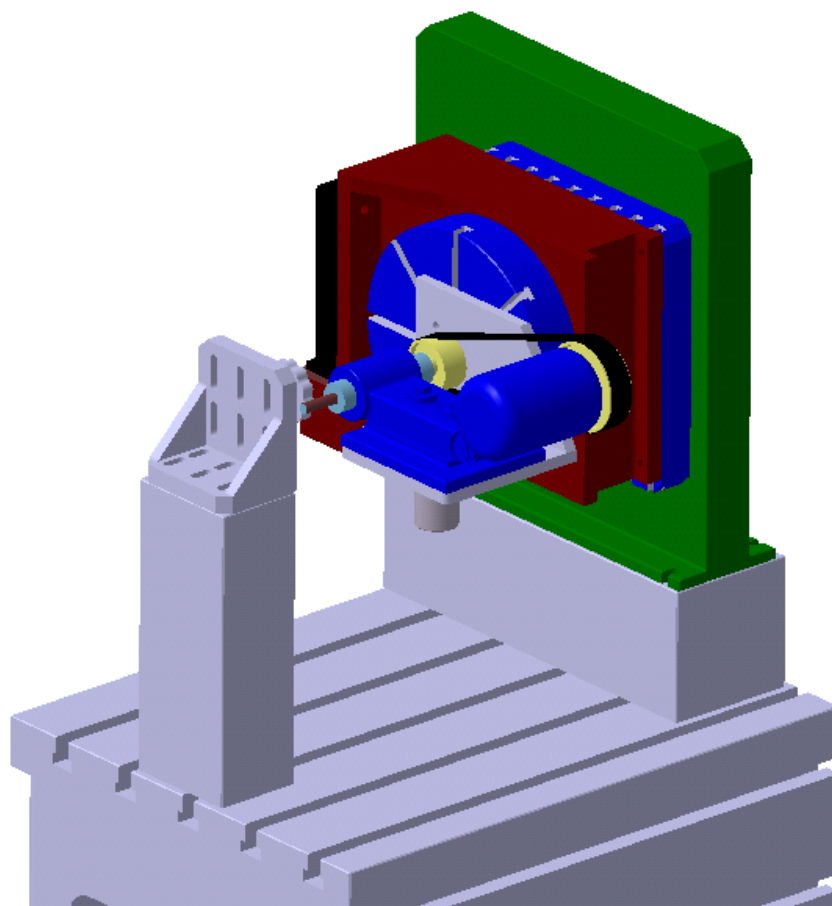
32. ábra
T1m2F2m1



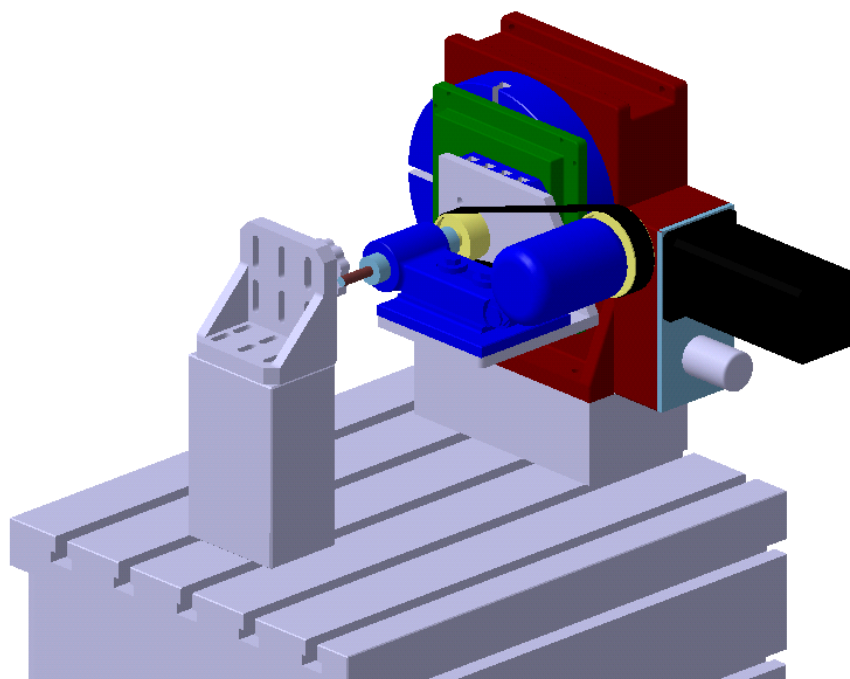
33. ábra
T1m2F2s1



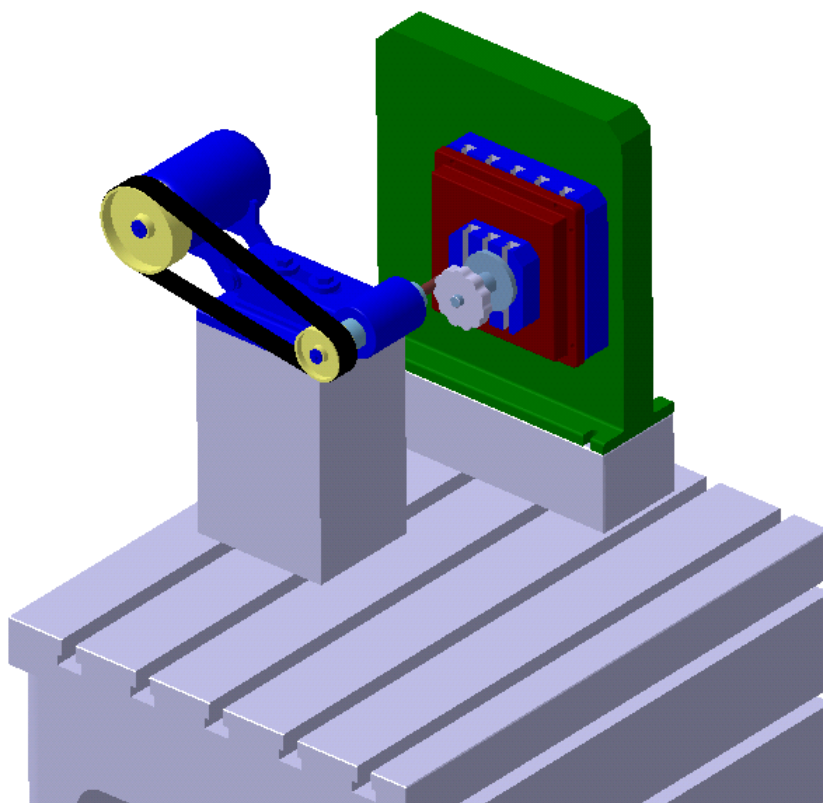
34. ábra
T1s1F2m1



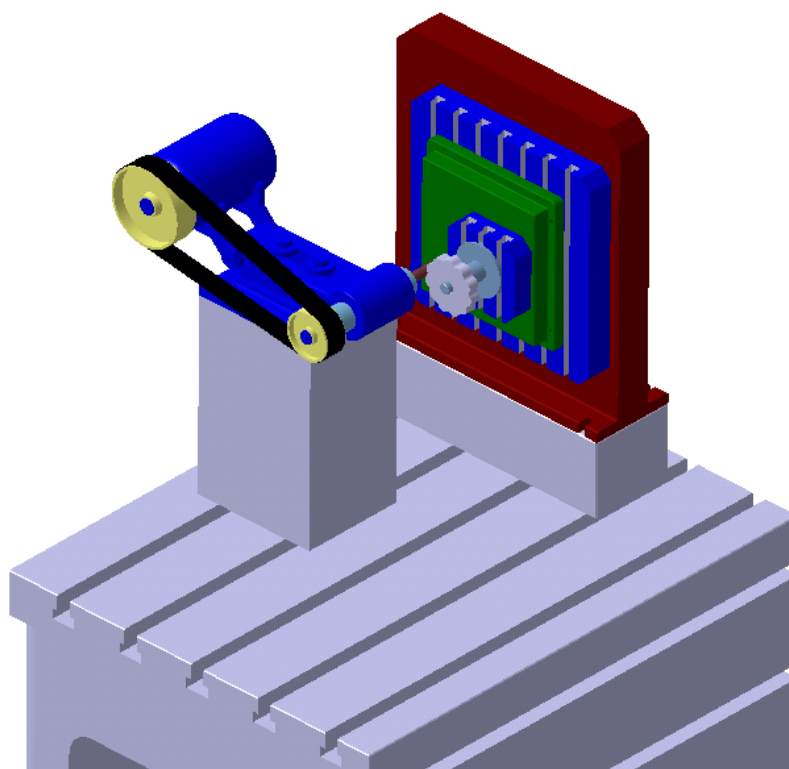
35. ábra
T1s1F2s2



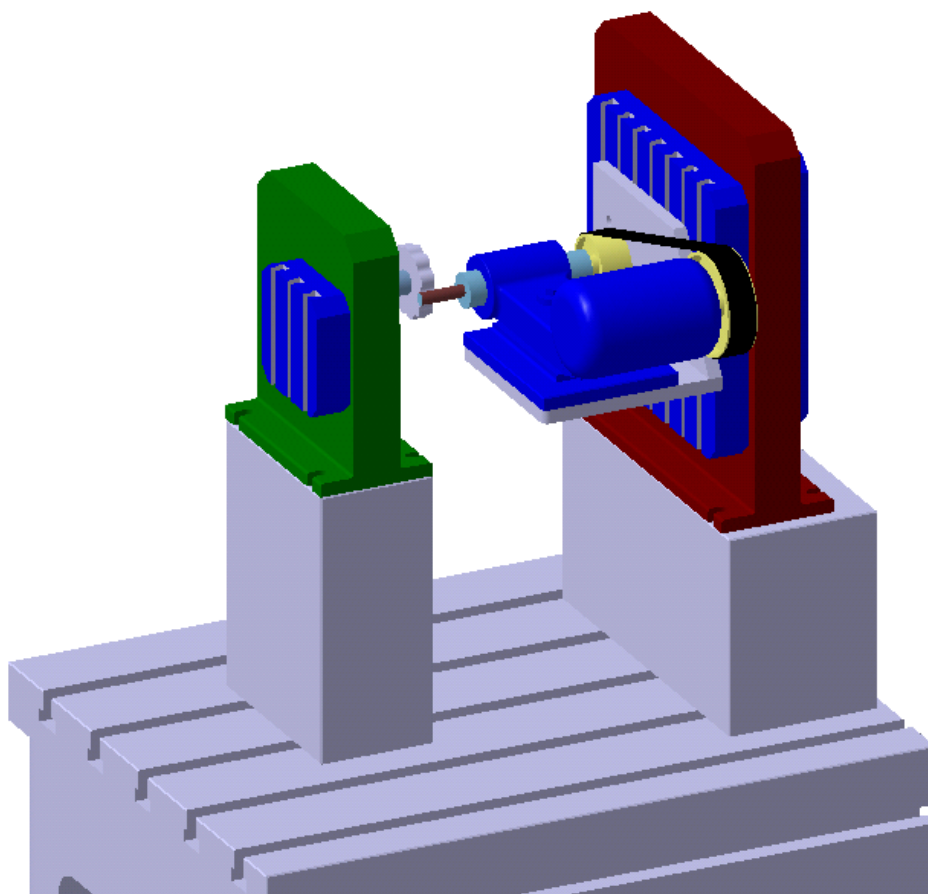
36. ábra
T1s2F2s1



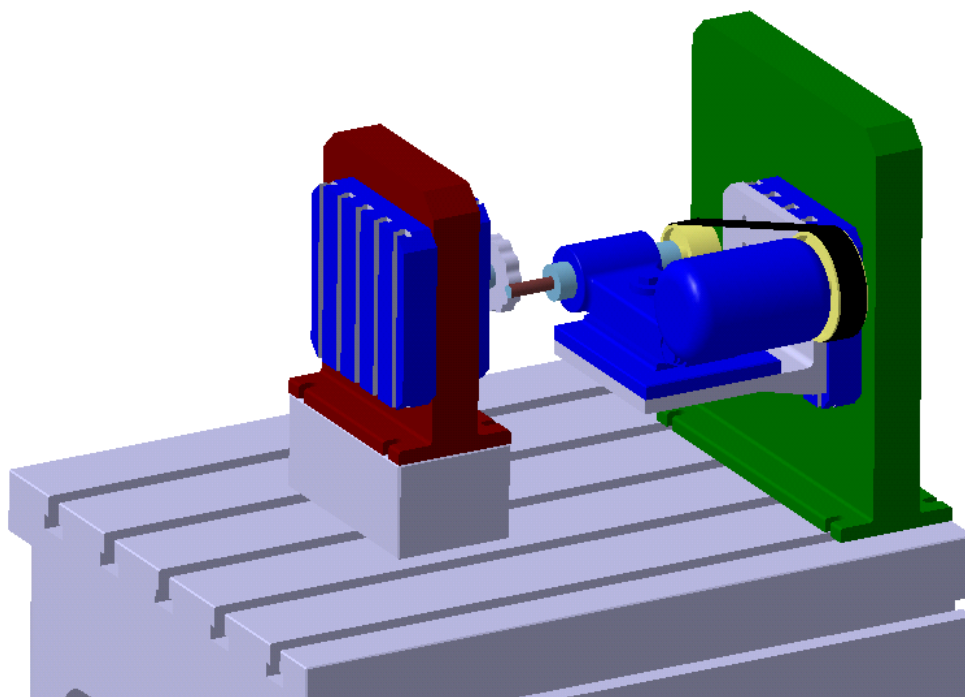
37. ábra
T1m1T2m2



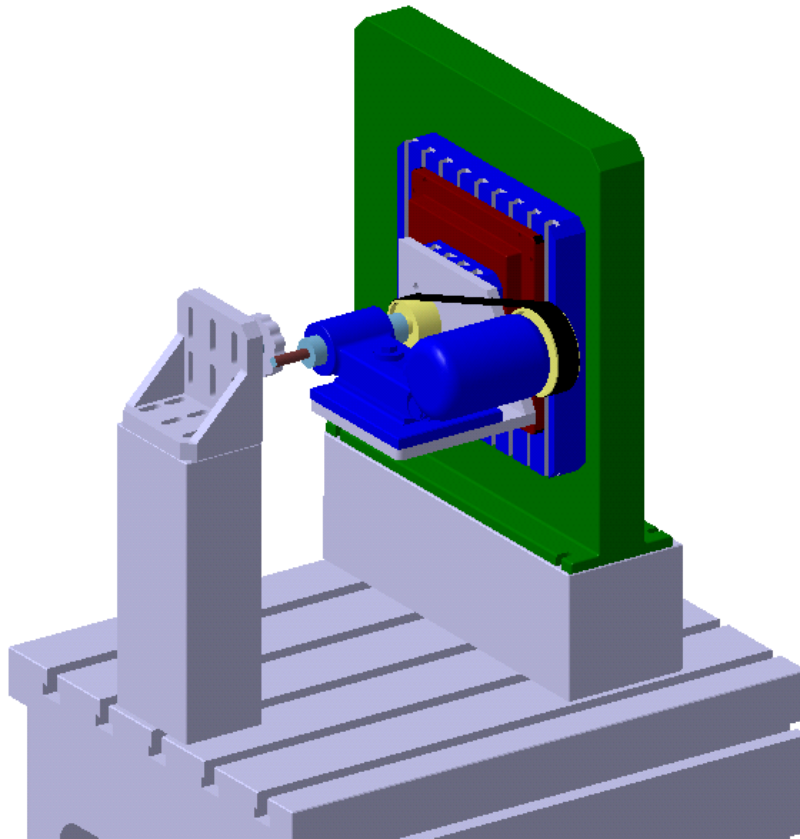
38. ábra
T1m2T2m1



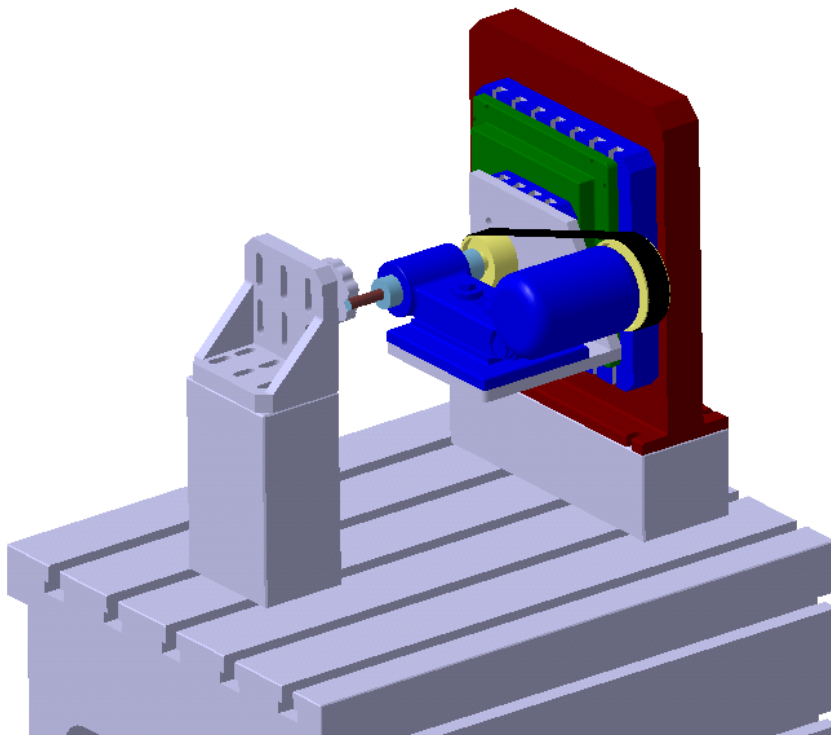
39. ábra
T1m1T2s1



40. ábra
T1s1T2m1

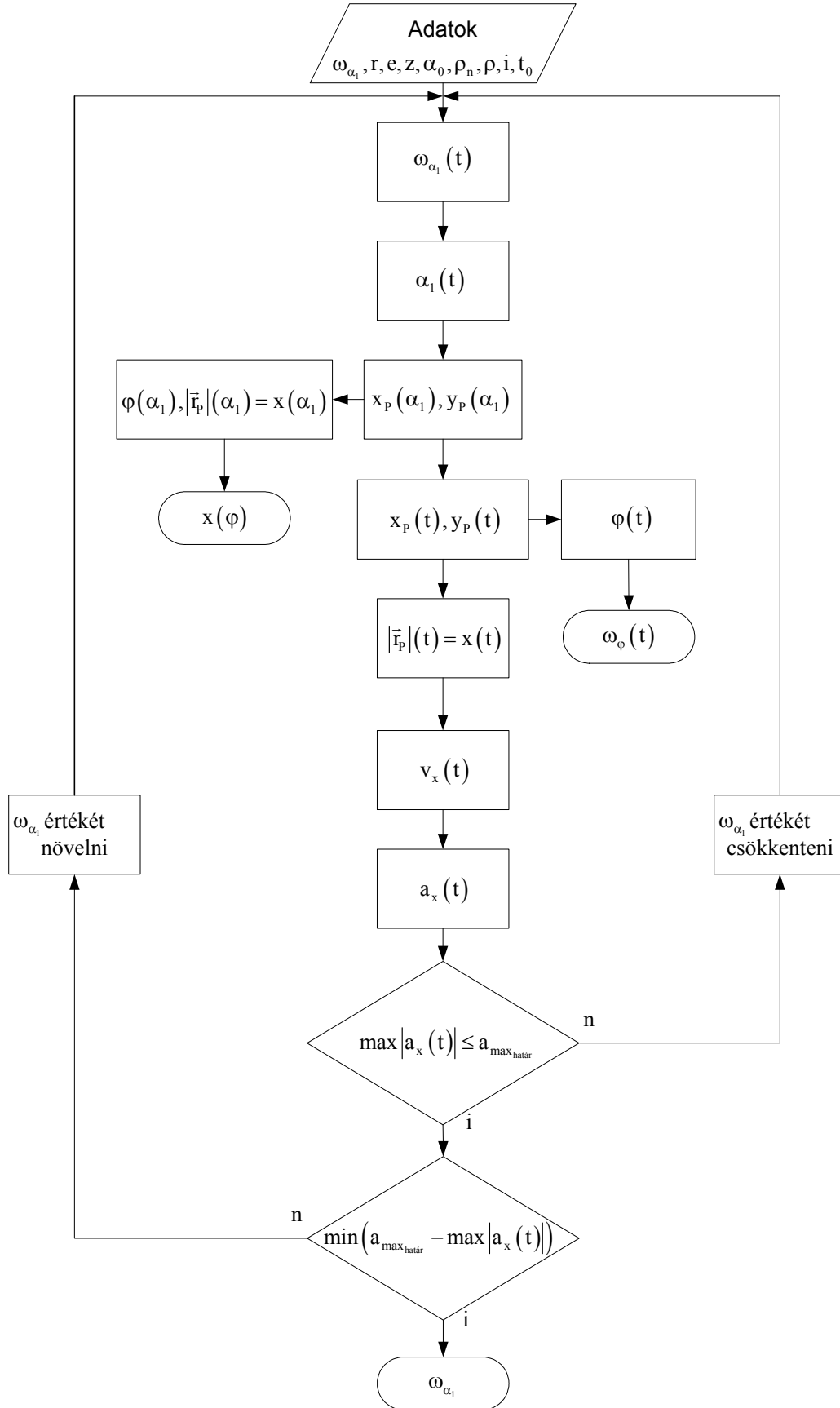


41. ábra
T1s1T2s2

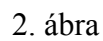


42. ábra
T1s2T2s1

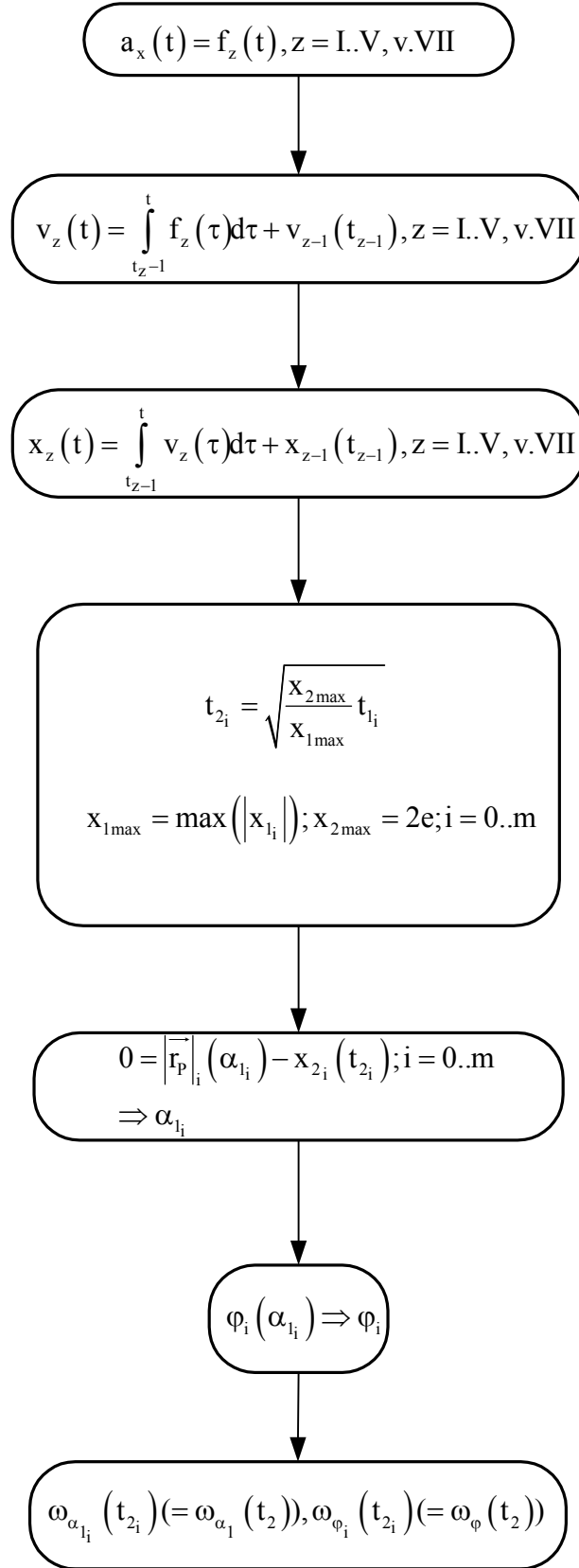
2. Melléklet



1. ábra



3. Melléklet



1. ábra