

Miskolci Egyetem
Gépészmérnöki és Informatikai Kar
Robert Bosch Mechatronikai Tanszék



TDK dolgozat

Porfestési technológiára alkalmazott Kawasaki robot dinamikai elemzése

Készítette:

Tóth Gábor
Gx2-MRB

Konzulens:

Dr. Szabó Tamás
egyetemi docens

2013

Tóth Gábor

Gépészmérnöki és Informatikai Kar
Miskolci Egyetem

*Konzulens: Dr. Szabó Tamás
egyetemidocens*

Porfestési technológiára alkalmazott Kawasaki robot dinamikai elemzése

Dynamic analysis of a Kawasaki robot applied for powder coating technology

„A gép csak eszköz, amely azzal, hogy a számítások és értékelések terhének egy részét leveszi az emberek válláról, elősegíti a gyorsabb előrehaladást. Az emberi agy feladata ugyanaz marad, ami eddig is volt: egyre újabb és újabb adatokat gyűjt az elemzéshez, és újabb és újabb elgondolásokat tesz próbára.”

(Isaac Asimov)

A robot élettartamának növelése és az emberek egészségének megőrzése érdekében a TDK dolgozat egy ipari körülmények között alkalmazott Kawasaki ZX165U típusú robot dinamikai vizsgálatával foglalkozik. A robot jelenleg egy porfestési technológia megvalósításában működik közre; alkalmazását a munkadarabok jelentős tömege, továbbá azok magas hőmérséklete indokolja. A robot feladata a munkadarab festékpalba merítése, majd a többletfesték megfelelő eltávolítása a munkadarabról.

A többletfesték kedvezőtlenül befolyásolja a festett felület minőségét, azonban a cég számára nagyobb problémát jelent, hogy a robot a további mozgásából adódóan a felesleg nem tervezett helyen kerülhet le az alkatrészről. Emiatt az emelkedett festékfogyasztáson kívül az üzemben szálló festékpórá mind a munkások egészségi állapotát, mind a gépek élettartamát ronthatja.

A többletfesték eltávolítását a munkadarab oldalra billentéskor történő rezgetési ciklussal valósít meg a robot. A rezgetés egy összetett megfogó szerkezet alkalmazásával történik így biztosítva a munkadarab rezgő rendszerbe integrálását.

A rezgő rendszerben található rugókat méretezni kell, hogy mind a festékpórá eltávolítása, mind a robot terhelését tekintve megfelelőek legyenek. A méretezés során nehézséget jelent, hogy a robottal különböző méretű munkadarabokat festenek, ezért a rezgő rendszer hangolásánál a tömeget is változó paraméterként kell kezelni. A rugómerevséget úgy kell megválasztani, hogy a rendszer sajátkőrfrekvenciája minden munkadarabnál megfelelő legyen a rezonancia elkerüléséhez, így csökkentve a robotra ható erőt, mely egyes robotcsuklóknál nyomatékterhelésként jelenik meg.

A komplex feladat megoldása matematikai és szimulációs programok segítségével történik. A megfelelő vizsgálati eredmények kiértékelésével és felhasználásával a rezgőrendszer hangolása minden esetben közel optimálissá tehető.

Tartalomjegyzék

1. Bevezetés	1
2. Rezgőrendszerek leírása	4
2.1. Egyszabadságfokú, csillapítatlan, gerjesztett rezgés	4
2.2. Egyszabadságfokú, csillapított, gerjesztett rezgés [7]	6
2.2.1. Rezonancia.....	8
3. A rugó méretezése	10
4. Bemeneti adatok	12
4.1. A robot paraméterei	12
4.2. A megfogó és a munkadarabok paraméterei.....	14
4.3. A robotot terhelő erők és nyomatékok.....	16
5. Szimulációs eredmények	18
5.1. A rendszer csillapítás függése.....	18
5.2. Amplitúdó és erő meghatározása a kiindulási paraméterek alapján	21
5.3. Nyomatékok meghatározása	23
6. Az alkalmazandó rugók méretezése	28
7. Összefoglalás	29
8. Irodalomjegyzék	30

1. Bevezetés

A TDK dolgozat egy ipari körülmények között alkalmazott Kawasaki ZX165U típusú robot dinamikai vizsgálatával foglalkozik, mely 2012 decemberében került telepítésre a Feron kft-nél Miskolcon. Az 1. ábrán látható, morfológiáját tekintve RRR típusú [1] robotot használtak szerezték be a cég a gyártás részleges automatizálásához.

A robot jelenleg egy porfestési technológia megvalósításában működik közre, alkalmazását elsősorban a munkadarabok jelentős tömege, továbbá azok magas hőmérséklete indokolja. A robot feladata a munkadarab megfogása, a festőkádhoz történő mozgatása, a festékpalba merítés, majd a többletfesték eltávolítása, végül a festett munkadarab konveijorra akasztása.



1. ábra: Kawasaki ZX165U ipari robot [2]

Az elvégzett porfestés után a többletfesték eltávolításán a szükségesnél nagyobb mennyiségű por munkadarabból való eltávolítása értendő. A többletfesték kedvezőtlenül befolyásolja a festett felület minőségét, azonban a cég számára nagyobb problémát jelent, hogy a fluidágyba merítés után a robot tovább mozog, így a felesleg előre nem tervezett helyen kerülhet le a munkadarabról. Az emelkedett festékfogyasztáson kívül az üzemben szálló finom szemcséjű festékpórák mind a munkások egészségi állapotát, mind a gépek élettartamát ronthatja.

A többletfesték eltávolítását a munkadarab oldalra billentéskor megvalósított rezgetési ciklussal végzi a robot. A rezgetés egy összetett megfogószerkezettel történik, így biztosítva a felesleges festékpórák eltávolítását. A megfogószerkezet konstrukciójánál figyelembe kell venni mind a pórákeltávolítással, mind a rezgőrendszer tervezésével kapcsolatos szempontokat, melyek ez esetben a rezgőrendszer rugóinak megfelelő méretezésével biztosítható. A rendszer megfelelő hangolásával a robotot terhelő erők és nyomhatók az előírt határértékeken belül tarthatók.

A méretezés során nehézséget jelent, hogy a robottal különböző méretű munkadarabokat festenek, melyek között nagyságrendi eltérés is megfigyelhető. A rezgőrendszer hangolásánál a tömeget, mint nem állandó paramétert kell kezelni. Ezen felül van olyan rezgési paramétere a rendszernek, mint pl. a csillapítás, mely értéke empirikus úton kerül becslésre. Belátható, hogy a fentiek miatt nem lehet minden szempontból kedvező rugóméretezést megvalósítani, azonban szükséges, hogy az alkalmazott rugó kielégítse a robot védelmében támasztott maximális csuklónyomatéki követelményeket is a technológiai feladat elvégzése mellett.

A rugómerevséget úgy kell megválasztani, hogy rendszer sajátkőrfrekvenciája minden munkadarabnál megfelelő legyen a rezonancia elkerüléséhez, a robotra ható erő, - mely bizonyos csuklóknál jelenik meg terhelőnyomatékként- kicsi legyen. Természetesen a felesleges pórák eltávolítása az elsődleges funkciója a rezgőrendszernek, így ennek biztosítása a legfontosabb kritérium, melyhez néhány tizedmilliméteres kitérést el kell érnie a rezgőrendszernek.

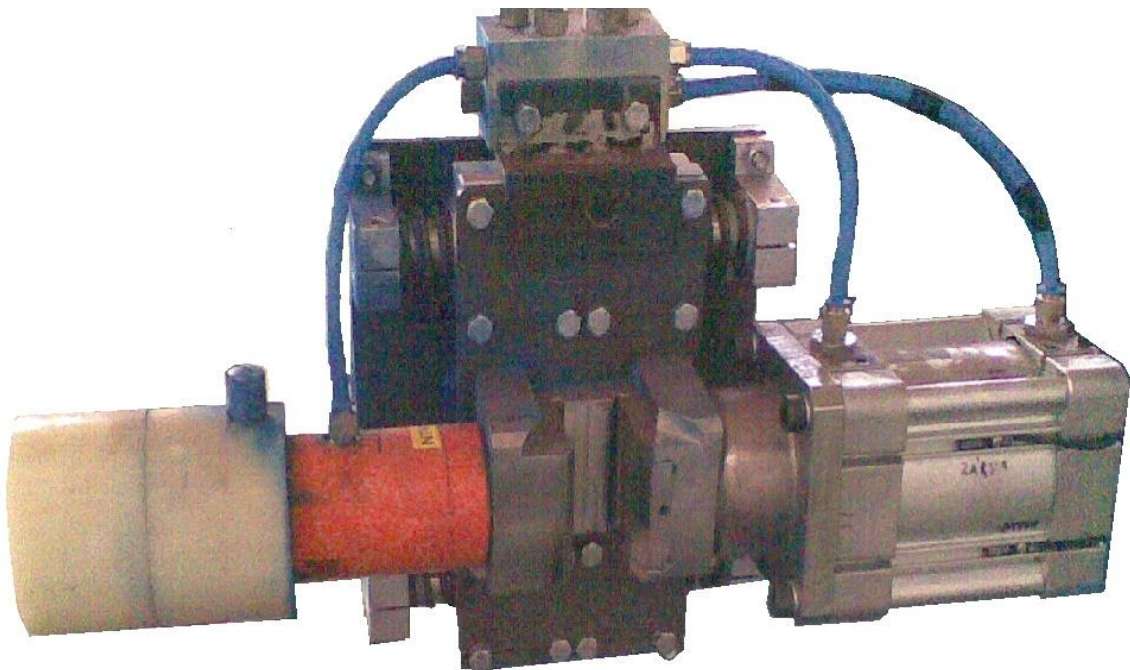
Számos irodalom foglalkozik a robotok kinematikájának leírásával pl. [3], [4], és a gerjesztett rezgések leírásával is pl. [5], [6], [7]. A szóban forgó Kawasaki robot kinematikai vizsgálatát és a megfogó rezgéstani modelljét a [8], [9] irodalom tárgyalja. Ezen dolgozat a megfogó rezgéstani modelljének paramétervizsgálatával foglalkozik, különös tekintettel a csuklóban ébredő terhelőnyomatékokra.

A dolgozat második fejezetében a rezgőrendszerek leírására alkalmazott modellek, differenciálegyenletek és azok megoldásai kerülnek bemutatásra. A harmadik fejezetben a rugó méretezésének összefüggései találhatók meg. A negyedik fejezetben a Kawasaki ZX165U robot azon paraméterei kerülnek ismertetésre, melyek relevánsak a rendszer megfelelő hangolásához. A TDK dolgozat ötödik fejezetében az adott rezgőrendszer modelljének implementálása, valamint a konkrét számítási eredmények kerülnek bemutatásra Scilab szoftver segítségével. A hatodik fejezet a beépítésre szánt rugó geometriai paramétereinek [7] alapján történő meghatározásával foglalkozik. Az előző részben meghatározott rugómerevségből indul ki és figyelembe veszi a megfogó konstrukciójából adódó megkötéseket is. Végül rövid tartalmi összefoglalás olvasható az elért eredményekről és az irodalomjegyzék található.

2. Rezgőrendszerek leírása

Egy rezgőrendszer dinamikai leírásához első lépésben a rendszer rezgésmodelljét kell létrehozni. A modell felállításához tisztázni kell a rendszer szabadságfokát, ami azon irányok száma melyek mentén a rezgő tömeg elmozdulhat; a rendszerre ható külső erő hatását, azaz hogy szabad vagy gerjesztett-e a rendszer, valamint a csillapítás megjelenését a rendszerben.

A dolgozat kizárólag az egyszabadságfokú, gerjesztett rezgőrendszerekkel kapcsolatos mozgásegyenletek ismertetésével foglalkozik, mert a 2. ábrán látható megfogó modellje így módon írható le.



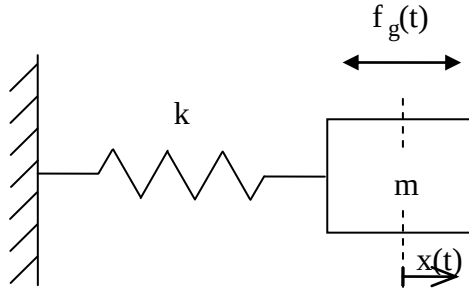
2. ábra: Megfogószerkezet

2.1. Egyszabadságfokú, csillapítatlan, gerjesztett rezgés

Első közelítésben a rezgőrendszer egyszabadságfokú, csillapítatlan, gerjesztett rezgésként kerül modellezésre. Ennek oka kézenfekvő, ugyanis a rendszerben nem található külön beépített csillapító elem. A csillapítást elhanyagoló rendszer modelljét a 3. ábra szemlélteti. A 3. ábra alapján az egyszabadságfokú, gerjesztett, csillapítatlan rezgés mozgásegyenlete az alábbi alakban írható fel:

$$m \ddot{x} + k x = F_{g0} \cos(\omega t), \quad (1)$$

ahol $m[kg]$ a rezgő tömeg, a $x[m]$ az elmozdulás, $\dot{x}[m/s]$ a sebesség, $\ddot{x}[m/s^2]$ a gyorsulás, $k[N/m]$ a rugómerevség, $F_{g0}[N]$ a gerjesztő erő amplitúdója, $\omega[rad/s]$ a gerjesztés körfrekvenciája, és $t[s]$ az idő.



3. ábra: Csillapítatlan rezgésmodell

A rendszer hangolása a tranziens jelenség után bekövetkező állandósult állapotra történik, melyet a rendszer (1) mozgásegyenletének partikuláris megoldása (4) jellemez. A mozgásegyenlet megoldása a későbbiek folyamán felhasználásra kerül rezonanciagörbe rajzolásához, ennek előkészítéséhez szükséges az α sajátkörfrekvencia (3), valamint az f_0 statikus kitérés (4) bevezetése:

$$\alpha = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad (2)$$

$$f_0 = \frac{F_{g0}}{k}. \quad (3)$$

A differenciálegyenlet partikuláris megoldása állandósult esetben az új változókkal

$$x = \frac{\alpha^2}{\alpha^2 - \omega^2} f_0 \cos(\omega t) \quad (4)$$

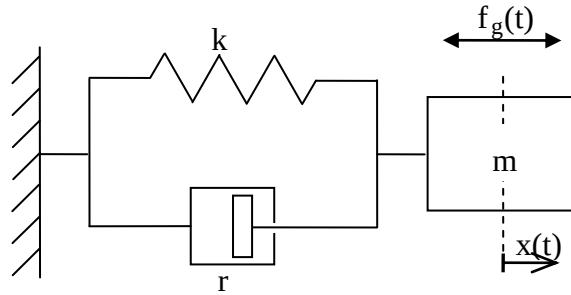
alakban áll elő a [6] jegyzet alapján.

A megoldás amplitúdóját (5), mely értelemszerűen a partikuláris megoldás maximális értéke a következő:

$$x_{\max} = \frac{\alpha^2}{\alpha^2 - \omega^2} f_0. \quad (5)$$

2.2. Egyszabadságfokú, csillapított, gerjesztett rezgés [7]

Annak ellenére, hogy a nincs beépített csillapítás, a szerkezeti csillapítás $r[\frac{Ns}{m}]$ mindig jelen van, melyet a modellbe is be kell építeni. A szerkezeti csillapítás értéke méréssel meghatározható, esetleg empirikus úton a korábbi tapasztalatok alapján felvehető. Az egyszabadságfokú, csillapított, gerjesztett rezgés modelljét a 4. ábra mutatja.



4. ábra: Csillapított rezgésmodell

A csillapított rezgésmodell alapján felírt mozgásegyenlet:

$$m\ddot{x} + r\dot{x} + kx = F_{g0} \cos(\omega t + \varphi). \quad (6)$$

Megjegyezendő, hogy a rezgő mozgások egy komplex forgó vektor megfelelő vetületeként is értelmezhetők. Ezért a további levezetésekhez bevezetésre kerül a z komplex változó:

$$z = z(t) = x(t) + i y(t), \quad (7)$$

melynek valós része a keresett $x(t)$ elmozdulásfüggvény.

A mozgásegyenlet komplex alakjának előállításához fel lehet írni a mozgásegyenletet az $y(t)$ változóra is:

$$m\ddot{y} + r\dot{y} + ky = F_{g0} \sin(\omega t + \varphi). \quad (8)$$

Az eredeti $x(t)$ változó (6) egyenletet összegezve az $y(t)$ változó (8) egyenletének i imaginárius egységgel beszorzott alakjával a mozgásegyenlet komplex változóval

$$m\ddot{z} + r\dot{z} + kz = F_{g0} [\cos(\omega t + \varphi) + i \sin(\omega t + \varphi)] \quad (9)$$

alakban írható fel.

Az Euler-formulát alkalmazva, valamint a gerjesztő erő P_0 komplex amplitúdójának bevezetésével:

$$P_0 = F_{g0} e^{i\varphi}, \quad (10)$$

a komplex differenciálegyenlet (11) alakja kapható:

$$m \ddot{z} + r \dot{z} + k z = P_0 e^{i \omega t}. \quad (11)$$

A komplex mozgásegyenlet általános megoldása a homogén és a partikuláris megoldás összegeként állítható elő:

$$z(t) = z_h(t) + z_p(t). \quad (12)$$

A csillapítatlan rezgésmodell esetében a mozgásegyenlet általános megoldásának is felírása kerül. A tranziens jelenségek vizsgálata, - bár ennek a dolgozatnak nem témája- számos esetben fontos lehet. Megjegyzendő, hogy a csillapítatlan eset általános megoldása származtatható a csillapított esetben levezetésre kerülő összefüggésekből.

A homogén differenciálegyenlet:

$$m \ddot{z} + r \dot{z} + k z = 0, \quad (13)$$

amely megoldásának keresése a

$$z_h(t) = y_h(t) + i x_h(t) = A e^{i \lambda t} \quad (14)$$

alakban történik, ahol $A = a + i b$ komplex állandó.

A homogén mozgásegyenlet karakterisztikus egyenlete:

$$m \lambda^2 - i r \lambda + k \lambda = 0. \quad (15)$$

A karakterisztikus egyenlet megoldása a csillapított szabad rendszer körfrekvenciájának (17) ismeretében, valamint a (2), (3) felhasználásával:

$$\lambda_{1,2} = i \alpha \xi \pm \nu, \quad (16)$$

ahol

$$\nu = \sqrt{\alpha^2 - (\alpha \xi)^2}. \quad (17)$$

A megoldások közül kizárólag az idő monoton növekvésének megfelelő pozitív forgású komplex vektort kell figyelembe venni, így a homogén differenciálegyenlet megoldása a karakterisztikus egyenlet gyökeinek meghatározása után:

$$z_h(t) = A e^{-\alpha \xi t} e^{i \nu t}. \quad (18)$$

A mozgásegyenlet partikuláris megoldásának előállításához az inhomogén mozgásegyenlet a következő:

$$m \ddot{z} + r \dot{z} + k z = P_0 e^{i \omega t}. \quad (19)$$

A partikuláris megoldás keresése az alábbi alakban történik:

$$z_p(t) = y_p(t) + i x_p(t) = B e^{i \omega t}. \quad (20)$$

A (20) partikuláris megoldási alakot és annak deriváltjait rendre behelyettesítve a (19) egyenletbe, az inhomogén mozgásegyenlet:

$$i\omega \left[r + i\omega m + \frac{k}{i\omega} \right] z_p = P_0 e^{i\omega t}. \quad (21)$$

Bevezetve a rezgőrendszer komplex ellenállását:

$$Z = r + i\omega m + \frac{k}{i\omega}, \quad (22)$$

a partikuláris megoldás a (23) alakban állítható elő

$$z_p(t) = \frac{P_0}{i\omega Z} e^{i\omega t} \quad (23)$$

A mozgásegyenlet általános megoldásának előállításához a (12) alapján a homogén és a partikuláris megoldás összegét kell venni:

$$z(t) = A e^{-\xi \alpha t} e^{i\nu t} \frac{P_0}{i\omega Z} e^{i\omega t}. \quad (24)$$

A gerjesztett, csillapított rezgőrendszer mozgásegyenletének általános megoldásának a homogén és a partikulás része egyben jelöli a rezgés tranziens és állandósult részét. Mivel a rezgés hosszabb időtartamban történik, ezért a továbbiakban csak a rezgés állandósult esetének vizsgálatára kerül sor

$$z(t) \approx z_p(t) = \frac{P_0}{i\omega Z} e^{i\omega t} = f e^{i\omega t}. \quad (25)$$

2.2.1. Rezonancia

A rezonanciajelenség során a rezgőrendszerben nagyon nagy amplitúdójú elmozdulás lép fel. A rezonancia a rezgőrendszer sajátkőrfrekvenciáján történő gerjesztésnél léphet fel, általában ennek a frekvenciának az elkerülése kívánatos. Természetesen tranziens állapotban sokszor előfordul, hogy a gerjesztési frekvencia felfutása érinti a kritikus intervallumot. Amennyiben elkerülhetetlen a kritikus intervallumon való áthaladás, úgy célszerű a sajátkőrfrekvencián minél gyorsabban megtenni, ezzel elkerülve a nagy amplitúdók kialakulásának lehetőségét.

Mérnöki szempontból a rezonancia jelenségének szemléltetésére legalkalmasabb eszköz a rezonanciagörbe ábrázolása, mely alap esetben rezgőrendszer maximális kitérést ábrázolja a gerjesztő frekvencia függvényében.

A rezgőrendszer rezonanciagörbéjének előállítása a komplex mozgásegyenlet megoldásának (25) alakjából kiindulva kerül bemutatásra.

A rezgés amplitúdója állandósult esetben

$$x_{\max} = |f| = \left| \frac{P_0}{i \omega Z} \right|, \quad (26)$$

mely jól láthatóan a gerjesztési frekvencia függvénye.

Az f komplex elmozdulásvektor alakja a (2), (3), valamint az

$$x_{st} = |f_0| = \left| \frac{P_0}{k} \right| = \frac{|P_0|}{k} = \frac{F_{g0}}{k} \quad (27)$$

statikus terheléskor fellépő komplex elmozdulásvektorral felírva a következő:

$$f = \frac{P_0}{i \omega \left[r + i \left(\omega m - \frac{k}{\omega} \right) \right]} = \frac{f_0 \alpha^2}{(\alpha^2 - \omega^2) + i 2 \xi \alpha \omega}. \quad (28)$$

Az f komplex elmozdulásvektor abszolút értéke:

$$|f| = \frac{f_0 \alpha^2}{\sqrt{(\alpha^2 - \omega^2)^2 + 4(\xi \alpha \omega)^2}}, \quad (29)$$

melyet a gerjesztő frekvencia függvényében ábrázolva kapható rezonanciagörbe.

Mérnöki gyakorlatban rezonanciagörbe rajzolásakor szokás a statikus kitérésre vonatkoztatott maximális kitérés

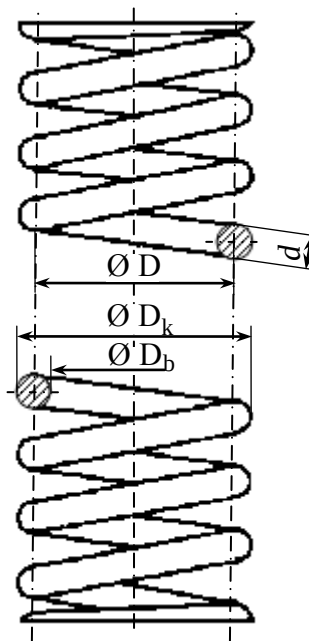
$$\frac{x_{\max}}{x_{st}} = \left| \frac{f}{f_0} \right| = \frac{1}{\sqrt{(1 - \zeta^2)^2 + 4(\xi \zeta)^2}} \quad (30)$$

ábrázolása is a gerjesztés és a csillapítatlan szabad rendszer körfrekvencia-arányának függvényében $\zeta = \frac{\omega}{\alpha}$.

3. A rugó méretezése

A várható tervezési szempontok kielégülését biztosító rugómerevség meghatározása után el kell végezni a beépíteni kívánt rugók geometriai számításait. A paraméterek meghatározásakor néhány adat a szerkezet konstrukciójából adódóan korlátozásokkal vehető fel, vagy adottnak tekinthető. A rugó belső átmérőjének minimális (31), illetve külső átmérőjének maximális (32) értéke nem lehet tetszőleges. Továbbá a rugók nem előfeszített állapotban kerülnek a rendszerbe, ezért a rugó beépítési hossza adottnak tekinthető, mely megegyezik annak terheletlen hosszával (33).

A rezgő szerkezet négy darab azonos rugóval kerül megtámasztásra az alaplaphoz képest. A rezgés során az előfeszítettség hiányában kizárólag az elmozdulás irányával azonos oldalon lévő két-két rugó szenved hosszváltozást. A rezgés modelljének (4. ábra) vizsgálatával megválasztott k rugómerevség az egy oldalon lévő rugópárok együttes rugómerevségét jelentik. Mivel párhuzamosan kapcsolt rugók esetén a rugómerevségek összeadódnak, ezért a rugóknak egyenként $k_1 = \frac{k}{2}$ rugómerevséget kell biztosítaniuk.



5. ábra: Kör keresztmetszetű hengeres nyomó csavarrugó geometriai paraméterei

A rugó geometriai számítása során alkalmazott, 5. ábrán látható jelölések: l a rugószál hossza, G az anyag csúsztató rugalmassági modulusa, I_p a rugószál keresztmetszetének poláris másodrendű nyomatéka, k_1 a rugómerevség, D a rugó középátmérője, D_b a rugó

belső átmérője, D_k a rugó külső átmérője, valamint $\alpha = 20^\circ$ a rugó menetemelkedési szöge.

A konstrukcióból adódó peremfeltételek:

$$D_b > 25mm, \quad (31)$$

$$D_k \leq 38mm, \quad (32)$$

$$L = 30mm. \quad (33)$$

A rugómerevség és a rugószál keresztmetszetének poláris másodrendű nyomatékának összefüggései alapján:

$$k_1 \cong \frac{4I_p G}{D^2 l}, \quad (34)$$

$$I_p = \frac{d^4 \pi}{32}, \quad (35)$$

meghatározható a rugó szálátmérőjének minimális értéke [7] alapján:

$$d = \sqrt[4]{\frac{8D^2 l k_1}{G \pi}}. \quad (36)$$

4. Bemeneti adatok

Ez a fejezet a robot, a megfogó és a munkadarabok azon paramétereit ismerteti, melyek a terhelőnyomaték számításokhoz szükségesek.

4.1. A robot paraméterei

A robot a 6 csuklós felépítéséből adódóan nem képes erő, csak nyomaték kifejtésére a terhelőerőkkel szemben. A robotra átadódó erő számítása azért szükséges, mert a csuklóban a maximális nyomaték előírt, melyet az adott csuklóban működő motor biztosít. Ez szükséges feltétele annak, hogy a robot képes legyen a programozott pontot adott pozícióban tartani. Ha az adott motor maximális tartónyomatéka nagyobb, mint a terhelőnyomaték, akkor a feladat statikai problémának tekinthető, azaz a feltétel:

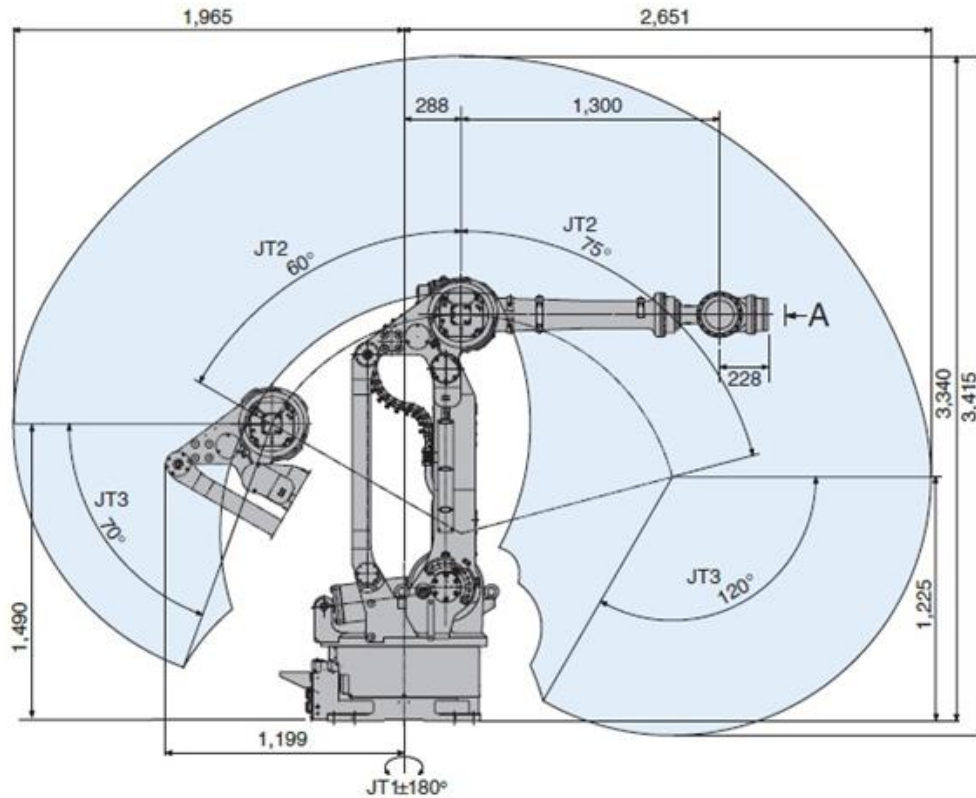
$$M_{tart,max}^i \geq M_{terheő}^i \quad (i = 1...6) \quad (37)$$

Az egyes motorok maximális tartónyomatékai a robot katalógusában megtalálhatóak, értékeit az 1. táblázat tartalmazza. Annak ellenére, hogy az első három motor tartónyomatékai nem ismertek, mégis feltételezni lehet, hogy nagyobbak, mint a robot végén lévő motorokéi.

Tengely	Maximális tartónyomaték [Nm]
JT1	-
JT2	-
JT3	-
JT4	911,4
JT5	911,4
JT6	451

1. táblázat: A szervomotorok megengedett csuklónyomatékai [10]

A robot egészére kiterjesztve a poreltávolítás dinamikai hatásának vizsgálatát, szükséges a robot geometriájának ismerete. Ehhez a robot katalógusából származó méretekből kell kiindulni, melyek a 6. ábrán láthatók.

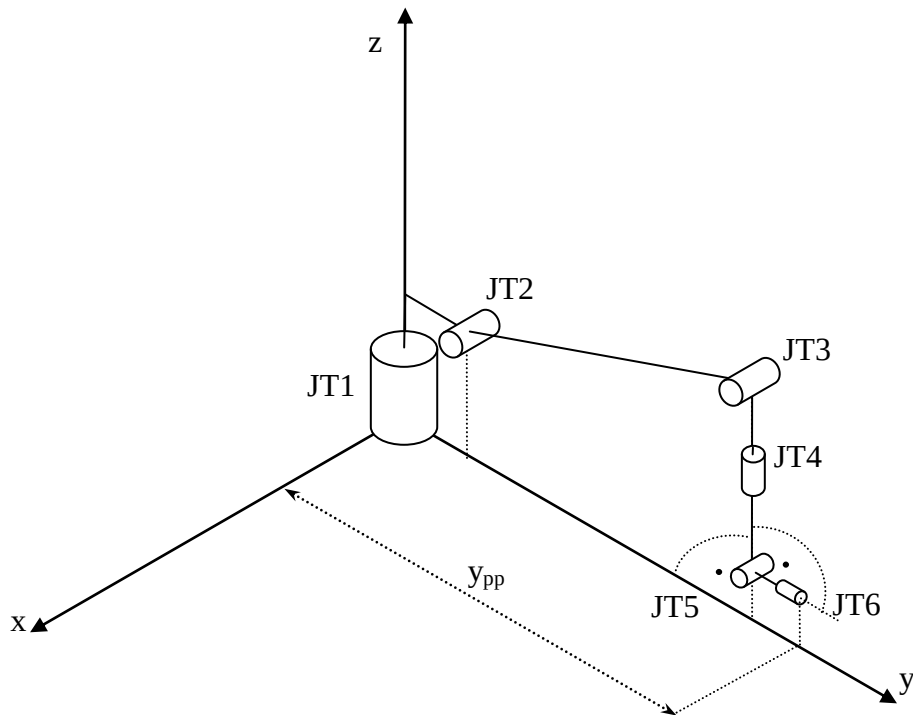


6. ábra: A Kawasaki ZX165U geometriája [10]

A robot pozíciója a rezgetés során nem változik, a csuklók helye a globális koordináta rendszerben megadott rezgetési pozíció és az orientációs mátrix ismeretében számolható. A 7. ábrán vázolt festési helyzetben a csuklók, valamint a programozott pont koordinátáit a 2. táblázat tartalmazza, ahol a zárójelben elhelyezett koordináták a tengelyirányt jelölik.

	x	y	z
JT1	0	0	(0)
JT2	(0)	0,288	0,7
JT3	(0)	1,322	1,312
JT4	0	1,322	(1,312)
JT5	(0)	1,322	0,012
JT6	0	(1,322)	0,012
PP	0	1,55	0,012

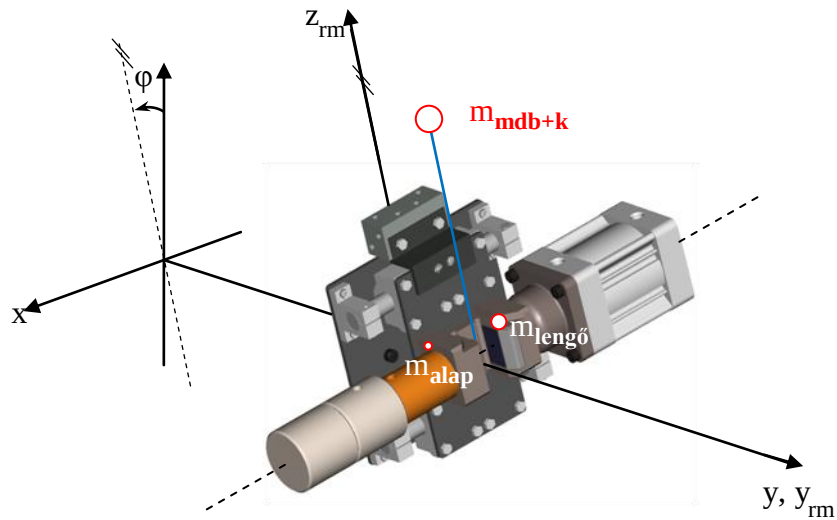
2. táblázat: Az egyes csuklókhoz kötött koordinátarendszerek középpontjainak koordinátái a rezgetési helyzetben a globális KR-ben



7. ábra: A robot festési pozíciója a globális KR-ben

4.2. A megfogó és a munkadarab paramétere

A 8. ábrán látható a megfogó és a munkadarab tömegközéppontjainak helyzete.



8. ábra: A megfogó részeinek, valamint a munkadarab tömegközéppontjai

A mozgórész és a munkadarab tömegközéppontjának x és z koordinátái a kitérés, és a (φ) döntési szög függvényei, míg a megfogó fix részének tömegközéppontja a JT6 tengelyére esik.

	Tömeg [kg]	x	y	z
m_{alap}	8	0	1,55+0,021	0,012
$m_{\text{lengő}}$	25	$l_l \sin(90 + \delta + \varphi)$	1,55+0,09	$0,012 + l_l \cos(90 + \delta + \varphi)$
$m_{\text{mdb+k}}$	~	$l \sin(\varphi)$	1,55+0,1125	$0,012 + l \cos(\varphi)$

3. táblázat: A tömegközéppontok koordinátái a globális KR-ben

A ProE programmal megrajzolt háromdimenziós modellből generálható a tömegközéppontok relatív pozíciója. A relatív koordináták alapján a (38), (39) összefüggések segítségével megadható a lengő rész tömegközéppontjának koordinátái a döntés függvényében. A 3. táblázatban szereplő l_l a lengő rész tömegközéppontjának távolságát jelöli a 6. csukló tengelyétől, mely Pitagorasz-tétellel meghatározható:

$$l_l = \sqrt{(x_{r,leng})^2 + (z_{r,leng})^2}, \quad (38)$$

x tengellyel bezárt szöge pedig arkusztangens függvénnyel:

$$\delta = \operatorname{atg} \left| \frac{x_{r,leng}}{z_{r,leng}} \right|. \quad (39)$$

A rezgésből adódó reakcióerő hatásvonala y koordinátáját, valamint az $x_{r,leng}$ és $z_{r,leng}$ értékeit a 4. táblázat tartalmazza.

$x_{r,leng}$	$z_{r,leng}$	y_{reakcio}
0,057	0,009	0,041

4. táblázat: További koordináta értékek

A festeni kívánt munkadarabok adatait az 5. táblázat tartalmazza, melyből az l munkadarab tömegközéppontjának távolsága szükséges a 3. táblázatban felírt koordinátaértékek meghatározásához.

Munkadarab típusa	Tömegek ($m_{\text{mdb}+k}$) [kg]	Súlypont távolsága (l) [m]
DN-50	14	0,38
DN-65	17	0,385
DN-80	20	0,39
DN-100	25	0,41
DN-125	34	0,415
DN-150	39	0,42
DN-200	65	0,45
DN-250	91	0,5

5. táblázat: A porfestett munkadarabok adatai

4.3. A robotot terhelő erők és nyomatékok

A rezgés során elmozduló tömeg a rugón keresztül dinamikus erőhatást fejt ki az robotra, a belső csillapításból származó erőhatástól eltekintünk. Az erő értéke a rezgő tömeg kitérésével egyenesen arányosan változik. A rezgő tömeg kitérés-idő függvényének ismeretében tetszőleges pillanatban meghatározható az rezgő rendszer alaplapjára áthatódó erő. Értelmszerű, hogy a rezgési kitérésből adódó alapra ható erőnek a maximális értéke a maximális kitérésnél jelentkezik.

Megjegyzendő, hogy alapon a rugókat fixen támasztó alkatrészt (alaplap) kell érteni, mely a robot utolsó tagjához van rögzítve. A robot a felesleges festék eltávolítása alatt az alaplapot adott pozícióban tartja.

A rugóállandó és a maximális kitérés segítségével az alaplapra áthatódó maximális erő abszolút értéke a következő formulával számolható:

$$F_{\text{alapra}} = k x_{\text{max}}. \quad (40)$$

Az adott rezgetési ciklus esetén a rezgés iránya azonban nem horizontális. A csőszerelvények furatából való poreltávolítás miatt a munkadarabokat bizonyos szögben meg kell dönteni, miközben a rezgetés történik. Vízszintes hatásvonal esetén az alacsony amplitúdó miatt a maradék festékpórnem biztos, hogy elhagyja a furat belsejét. Belátható,

hogy minél nagyobb szögben döntött a munkadarab, annál hatékonyabban távolítható el a belső furatból a festékpör.

A döntés miatt a rezgésből származó robotra ható erőt fel kell bontani komponenseire, hogy a csuklókat terhelő nyomatékok számíthatók legyenek. Ezen felül azt is figyelembe kell venni, hogy a döntés növelésével a munkadarabra ható súlyerő egyre nagyobb erőkaron keresztül fejt ki statikus nyomatékként a 6. csukló tengelyére, melyre ezen felül szuperponálódik a rezgetéssel kapcsolatosan kialakuló tehetetlenségi nyomaték.

Megjegyzendő, hogy a megfogószerkezetet két kisebb egységre bontva a nem mozgó rész tömegközéppontja a 6. csukló forgástengelyére esik, azonban a rezgéskor elmozduló rész tömegközéppontja nem. A mozgórész tömegközéppontjának koordinátája a kitéréstől és a döntés nagyságától is függ, azonban a kitérésből adódó eltérés nagyságrendileg kisebb, mint a döntésből származó, ezért az előbbi elhanyagolásra kerül.

A 6. táblázatban bemutatásra kerül, hogy mely forrásból származó erő, illetve nyomaték mely robotcsuklót terheli.

		JT1	JT2	JT3	JT4	JT5	JT6
Rugóerő	x	•			•		
	z		•	•		•	
Súlyerő	m_{alap}		•	•		•	
	$m_{lengő}$		•	•		•	
	m_{mdb+k}		•	•		•	•
Tehetlenségi nyomaték							•

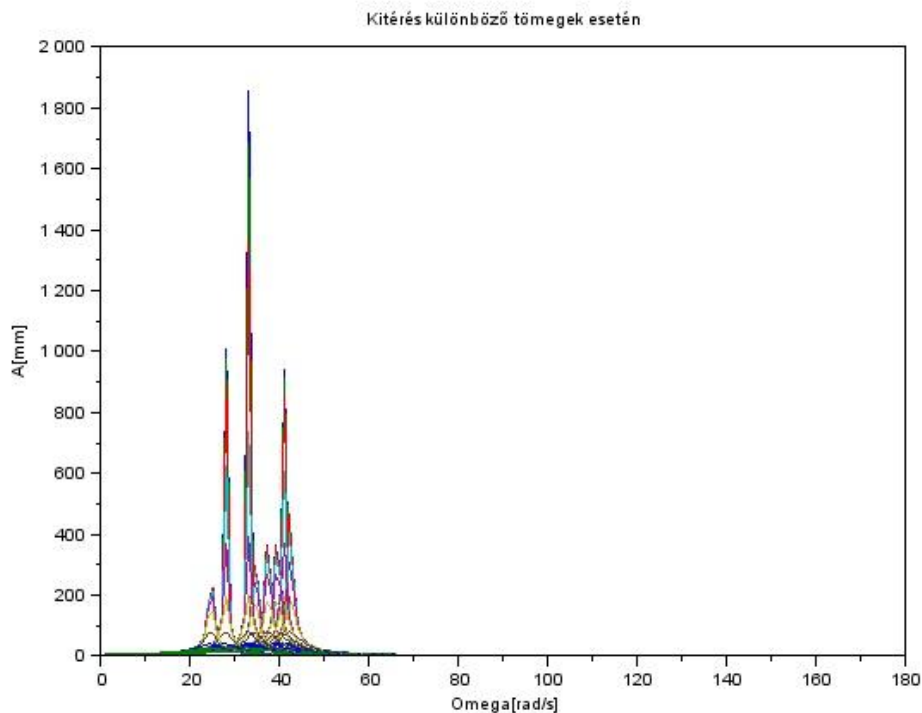
6. táblázat: A robotcsuklók terheléseinek forrása

5. Szimulációs eredmények

Az 4. fejezetekben felírt összefüggések alapján a rezgőrendszer paramétereinek egymásra gyakorolt hatását szükséges megmutatni. Az esetek többségében Scilab szoftverben írt program által generált ábrák jelenítik meg a rendszer viselkedését. Az ábrák értelmezése minden esetben szövegesen is megtörténik, továbbá amennyiben szükséges a nem jól látható részek értékei táblázatokba kerülnek.

5.1. A rendszer csillapítás függése

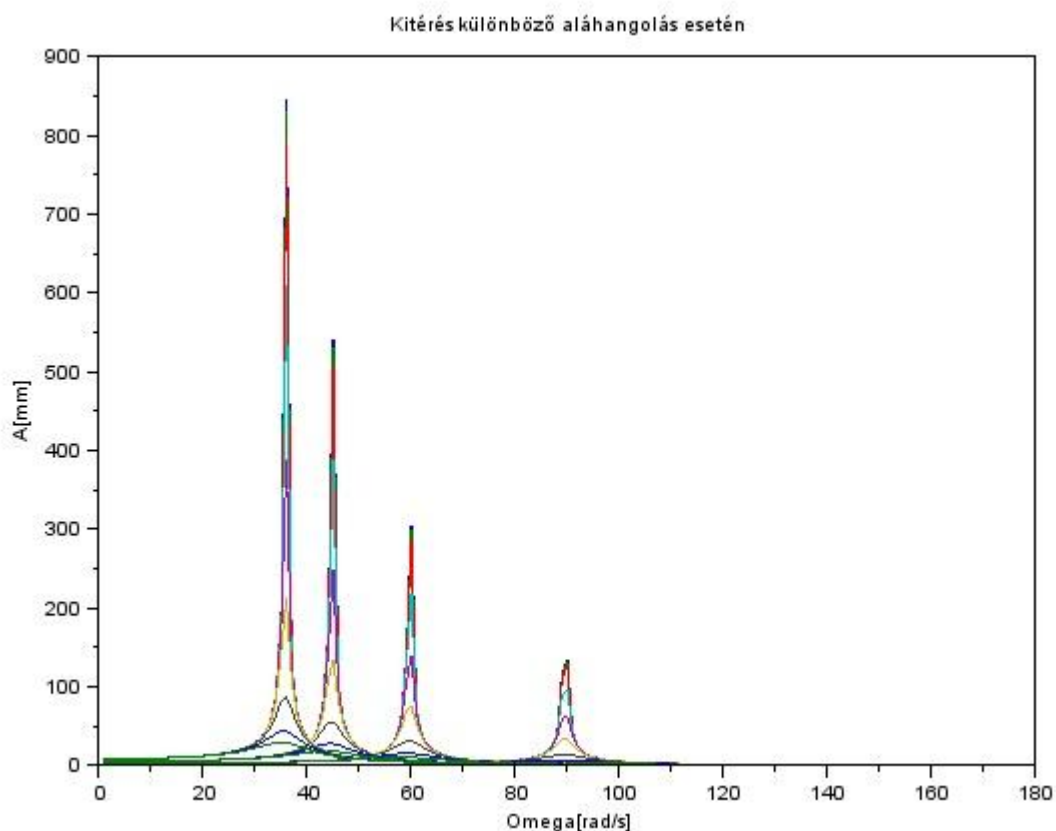
Mivel a rendszer csillapításának értéke nem áll rendelkezésre, ezért nagyon fontos, hogy annak hatása bemutatásra kerüljön. A csillapítás értéke valószínűsíthetően $\xi_1 = 0,00001$ és $\xi_2 = 0,15$ között található, ezért a tartományon belül kijelölt értékekre történik meg a rezgés amplitúdójának ábrázolása. A 9. ábrán látható egy 50 kg-os lengő tömeg melletti, a gerjesztési körfrekvencia ötödére hangolt rugómerevségű rugót tartalmazó rendszer amplitúdó-gerjesztési körfrekvencia függvénye. Az ábrán különböző színnel láthatóak az egyes csillapítási értékeknek megfelelő görbék. Az egyes tüskék az 5. táblázatban adott rezgetett tömegeknek megfelelő sajátkörfrekvenciáknál figyelhetők meg.



9. ábra: Rezonanciagörbe különböző munkadarabok és csillapítási értékek esetén

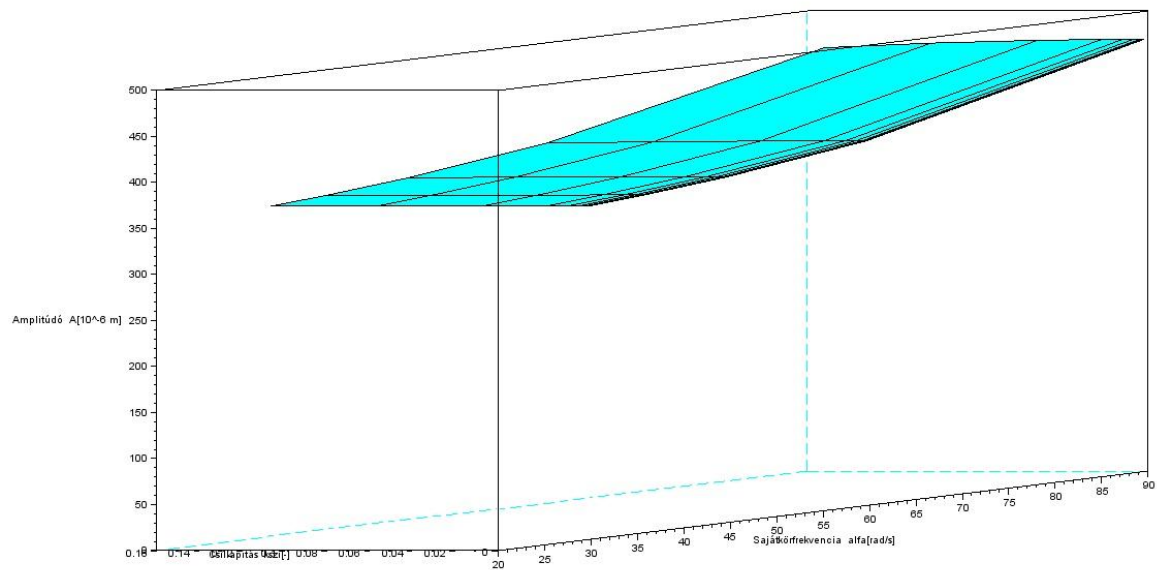
Látható, hogy a pneumatikus rezgető gerjesztési körfrekvenciáján $\omega = 179,1$ már kis, de nem nulla amplitúdó értékek jellemzik a rezgést. Az amplitúdót az ötödére hangolt rendszerben gyakorlatilag nem befolyásolja a csillapítás nagysága az adott gerjesztési körfrekvencián a rezgetett tömegek nagyságrendjében.

A csillapítás adott intervallumbeli teljes függetlenségének bizonyításához az 50 kg-os lengő tömeg mellett felére, harmadára, negyedére és ötödére hangolt rendszerhez tartozó rugómerevségekkel is bemutatásra kerülnek az amplitúdó-gerjesztési körfrekvencia függvények. A 10. ábrán a görbék színe ismét a csillapítás nagyságát jelöli.



10. ábra: Rezonanciagörbe különböző aláhangelés és csillapítási értékek esetén

Hasonlóan az előző ábrához, itt is megfigyelhető, hogy a rezgés amplitúdója gyakorlatilag független a rendszer csillapításától. A 11. ábra szemlélteti a rezgető körfrekvenciáján gerjesztett rendszer amplitúdóinak nagyságát adott a különböző sajátkörfrekvenciát biztosító rugók esetén.



11. ábra: Amplitúdók értéke a gerjesztési körfrekvencián

Az amplitúdók közti eltéréseket a 7. táblázatban olvashatók sajátkörfrekvenciánként a legkisebb és legnagyobb csillapítási értékek között értelmezve.

Aláhangeltség	$\alpha=\omega/2$	$\alpha=\omega/3$	$\alpha=\omega/4$	$\alpha=\omega/5$
Amplitúdó különbség [μm]	9,12	2,48	1,19	0,71

7. táblázat: Amplitúdó értékek különböző aláhangeltség esetén

A táblázat értékeiből látható, hogy az eltérés μm -es nagyságrendű, gyakorlati szempontból elenyésző különbség, mely az aláhangeltség növelésével csökken.

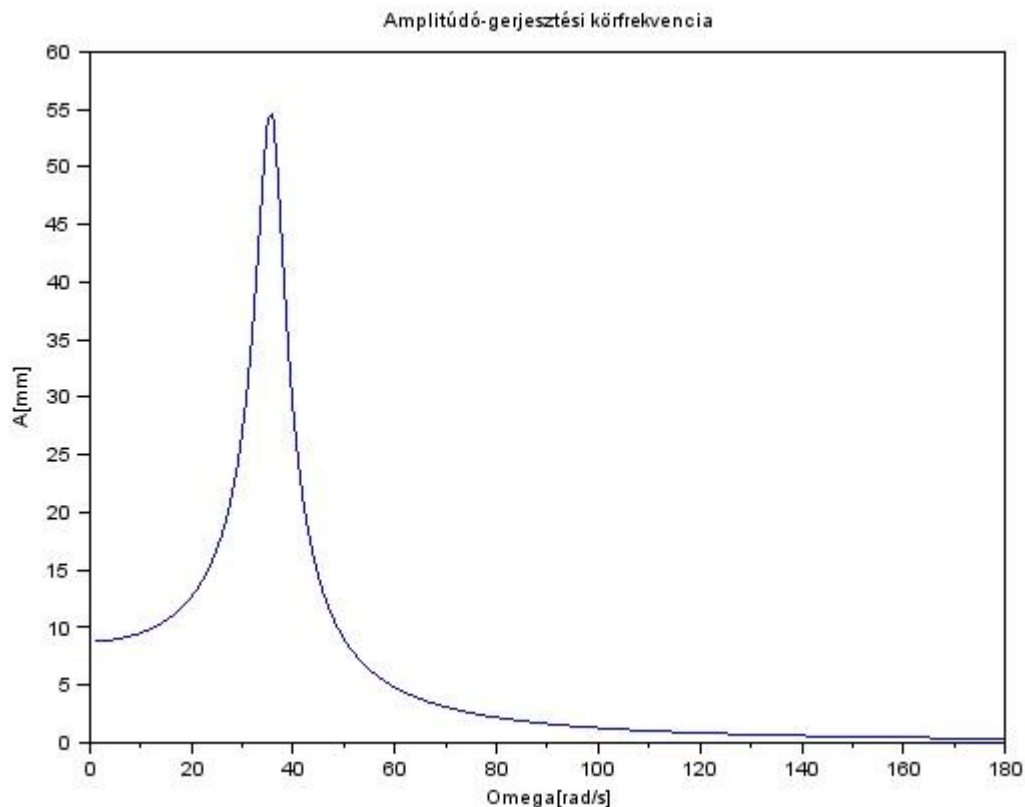
5.2. Amplitúdó és erő meghatározása a kiindulási paraméterek alapján

Az 50 kg-os rezgő tömegből kiindulva az ötödére hangolt sajátkörfrekvenciához tartozó rugómerevség a (2) összefüggés alapján

$$k = 64153,62 \text{ [N/m]}. \quad (41)$$

A csillapítás értéke $\xi = 0,08$ -ra kerül felvételre.

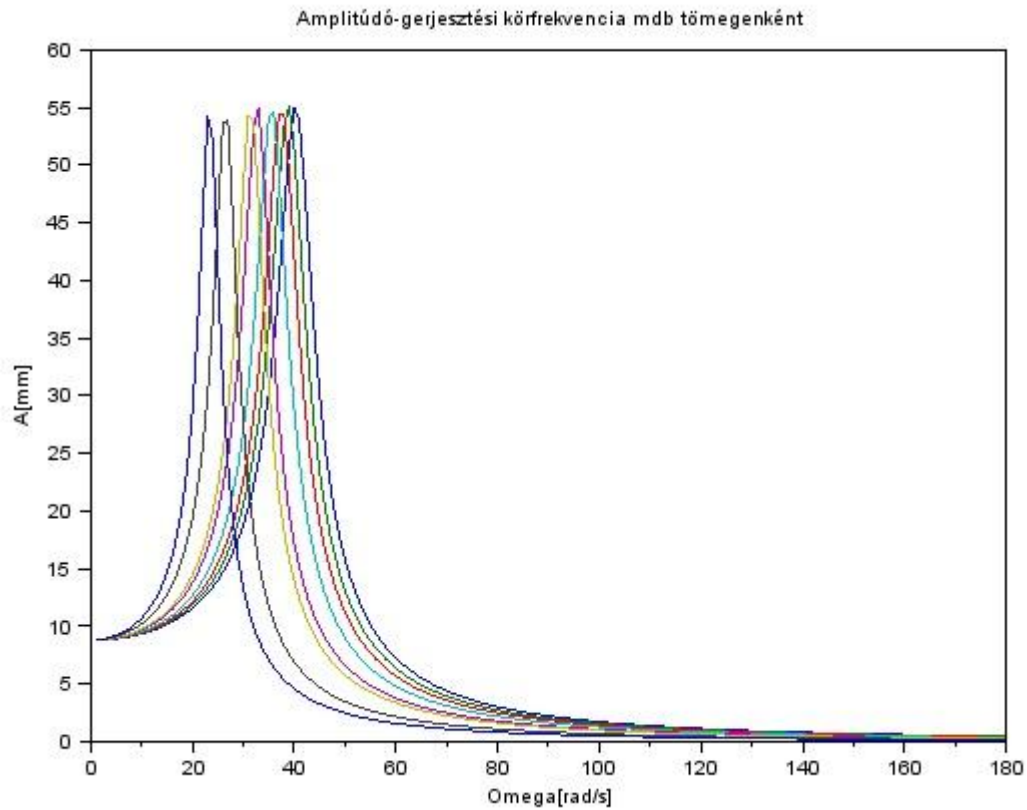
Ebben az esetben az amplitúdó gerjesztési körfrekvencia függvénye a 12. ábrán látható. Az amplitúdó értéke $\omega = 179,1$ -nél 0,367 mm, az erő 23,55 N.



12. ábra: Rezonanciagörbe $\xi = 0,08$ esetén a tervezési paraméterek mellett

A 13. ábrán látható a konkrét munkadarabokhoz tartozó rezonanciagörbék. A pneumatikus rezgető körfrekvenciáján gerjesztett rendszer amplitúdó és maximális reakcióerő értékeit a XX. táblázat tartalmazza. A hangolás a DN-100-as munkadarabnak megfelelő tömeggel történt, amelyhez képest a legkisebb munkadarab esetén 0,109 mm-es, míg a legnagyobb munkadarab esetén 0,212 mm-es amplitúdó különbség figyelhető meg.

Megjegyzendő, hogy terheletlen esetben 0,765 mm-es amplitúdó mellett a legnagyobb 49,13 N reakcióerő lép fel, azonban a robot a munkadarab tehetetlenségéből származó nyomaték ilyenkor nem terheli.



13. ábra: Rezonanciagörbék $\xi = 0,08$ esetén, különböző munkadarabok mellett

Munkadarab típusa	Amplitúdó (A) [mm]	Rugóerő amplitúdója (F) [N]
-	0,765	49,13
DN-50	0,476	30,55
DN-65	0,44	28,26
DN-80	0,409	26,29
DN-100	0,367	23,55
DN-125	0,309	19,83
DN-150	0,284	18,23
DN-200	0,2	12,85
DN-250	0,154	9,92

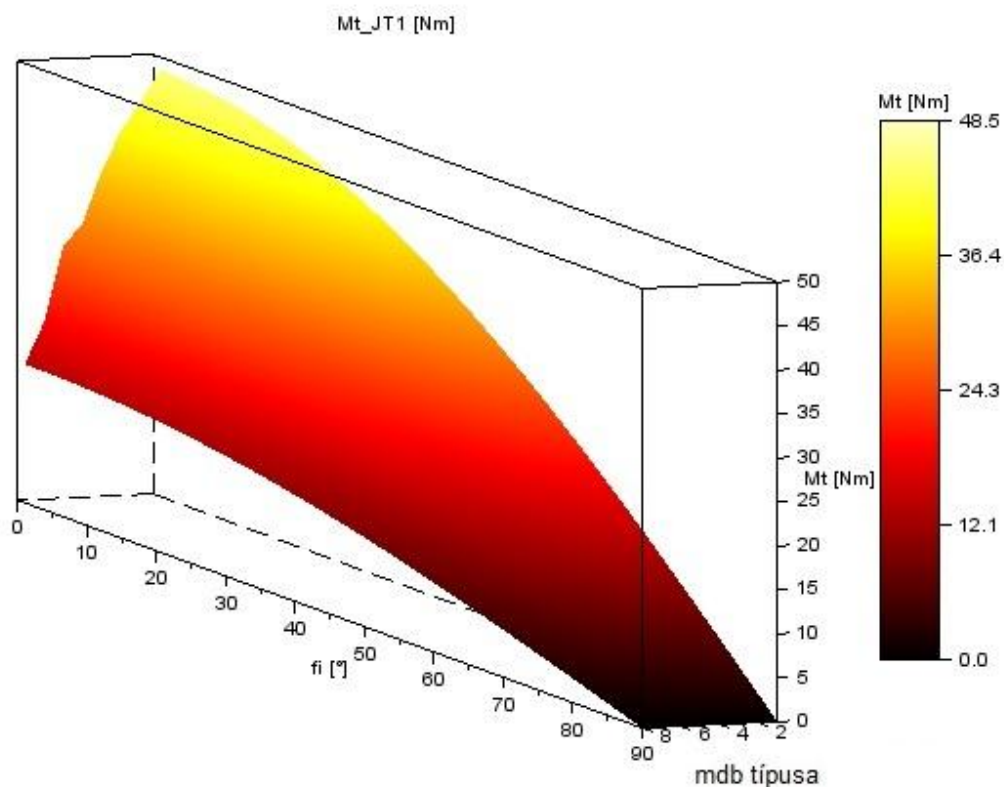
8. táblázat: A munkadarabtípusok adatai

5.3. Nyomatékok meghatározása

A fellépő erők, nyomaték és geometriai méretek meghatározása után az egyes csuklókra ható nyomatékok számításait kell elvégezni. Az erőből fellépő nyomaték esetén ez történhet vektoriális szorzással, vagy erő komponensenkénti skaláris szorzással. Mivel a 6. táblázatban gyakorlatilag bemutatásra került az erők komponensekre bontása, ezért a számítások az utóbbi módszerrel kerültek elvégzésre. A globális koordináta-rendszer felvételének és a robot speciális helyzetének köszönhetően így egyszerűen érzékeltethető, mely erőkomponens befolyásolja az egyes csuklók terhelését.

A következő hat ábrán az egyes csuklók maximális nyomatékértékei láthatók a döntési szög és a rezgetett munkadarab típusának függvényében. A munkadarab típusai 1-8-ig kerültek a diagramok tengelyeire, ahol az 1-es a DN-50-as munkadarabot, a 8-as a DN-250 munkadarabot szimbolizálja, köztük pedig rendre az 5. táblázat alapján kerültek felvételre a jelölések.

A 14. ábrán látható a JT1 csuklót terhelő nyomaték, mely gyakorlatilag elhanyagolhatóan a robot robosztus felépítéséhez képest a vizsgált esetekben.



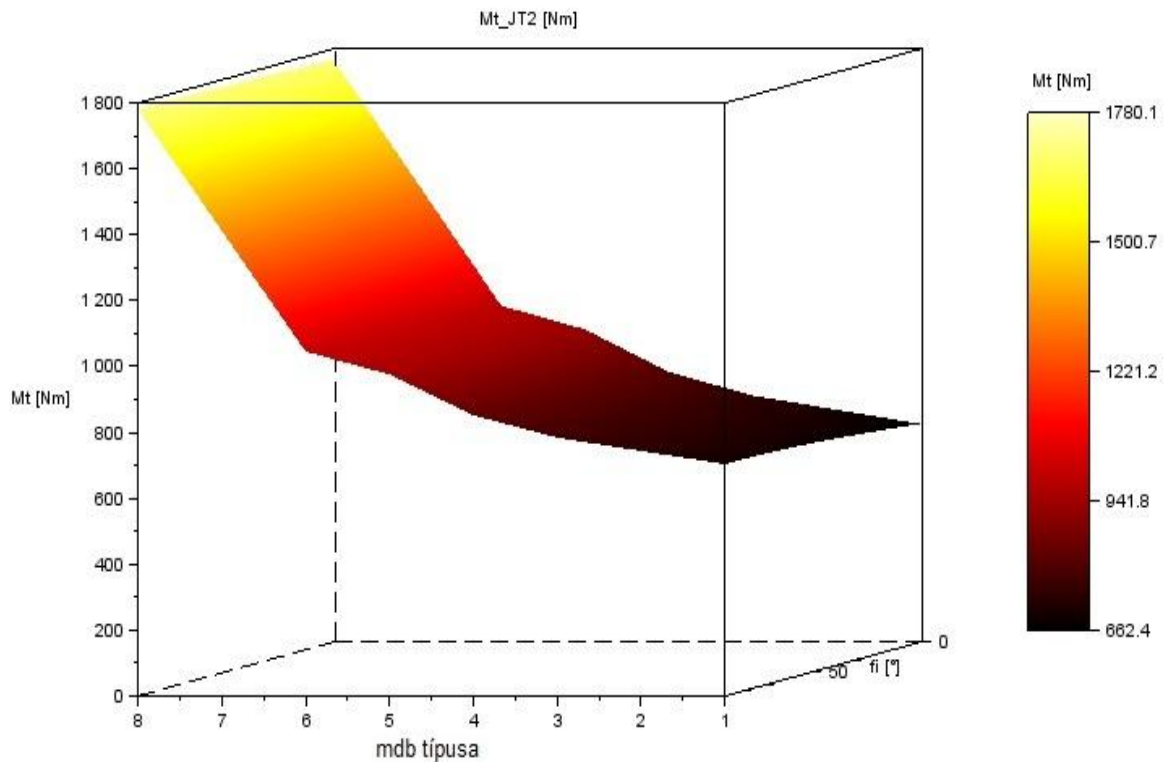
14. ábra: A JT1 csuklót terhelő nyomaték

A 15. ábrán látható a JT2 csukló terhelése. Megfigyelhető, hogy a nyomaték értéke a döntés szögétől csak kis mértékben, a munkadarab méretétől viszont jelentős mértékben függ. A munkadarabra ható súlyerő igen nagy erőkaron jelentkezik a második csukló esetén. A súlyerőből származó nyomaték nagyságrendekkel nagyobb mértékben befolyásolja a JT2 nyomatékterhelését, mint a rezgetésből származó z irányú erőkomponens nyomatéka.

Megjegyzendő, hogy a második csukló terhelhetősége a robot maximális horizontális kinyúlásakor a maximálisan mozgatható tömeg (165 kg) ismeretében az alábbi nyomatékszámítással megbecsülhető:

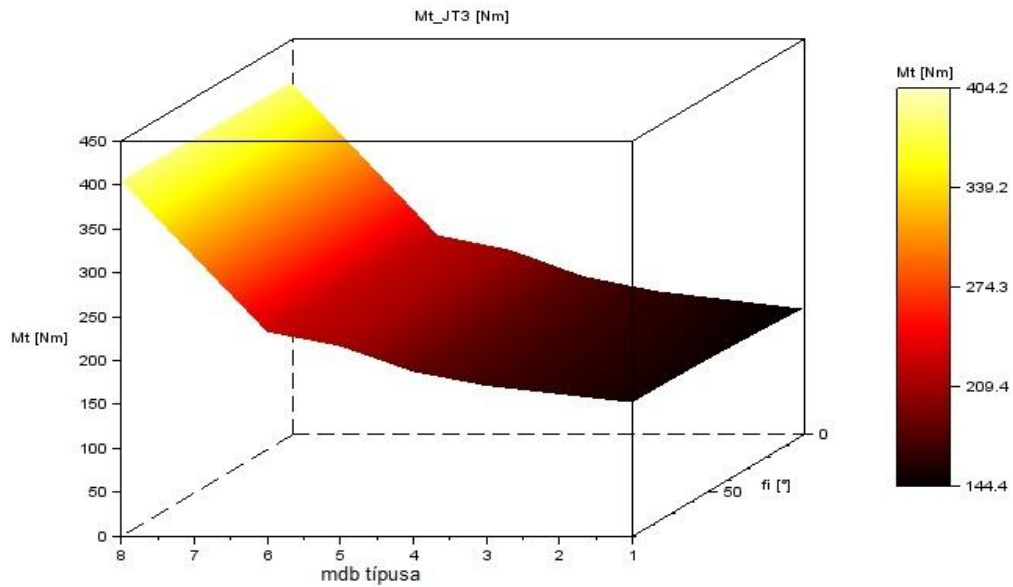
$$M_{JT2, \max} \geq m_{\max} g (l_{\max} - l_{JT2}) = 3967 \text{ [Nm]}. \quad (42)$$

A (42) alapján belátható, hogy a JT2 csuklónál sem kell túlterheléstől tartani a poreltávolítás során.



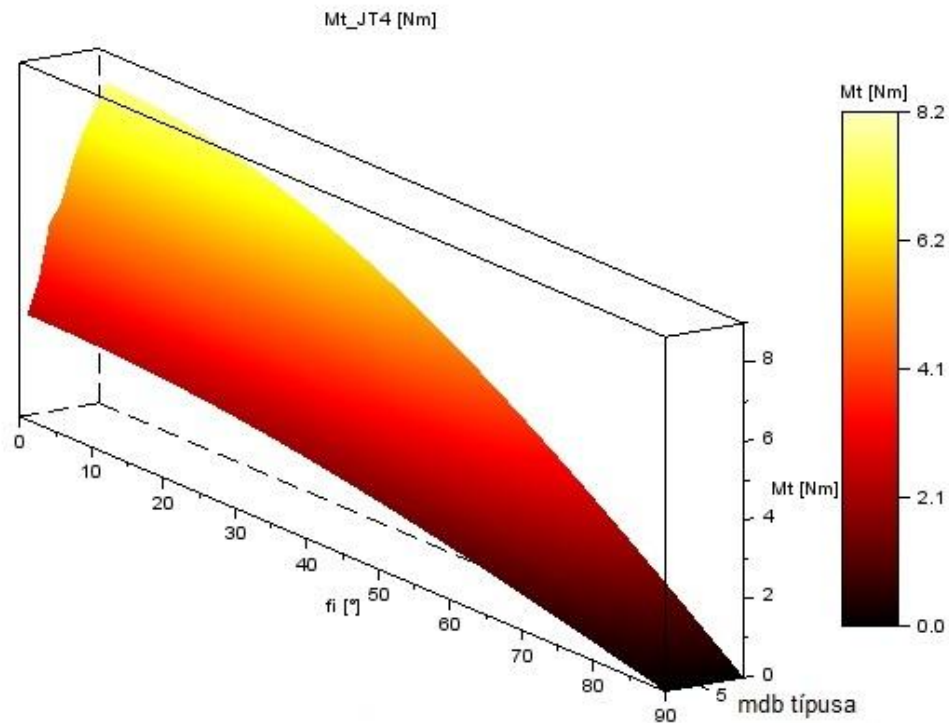
15. ábra: A JT2 csuklót terhelő nyomaték

A 16. ábra szerint a JT3 csukló terhelése a JT2 csuklóéhoz hasonló, a döntési szögtől és a munkadarab típusától azonosan függ, azonban a kisebb erőkar kisebb nyomatékot okoz.



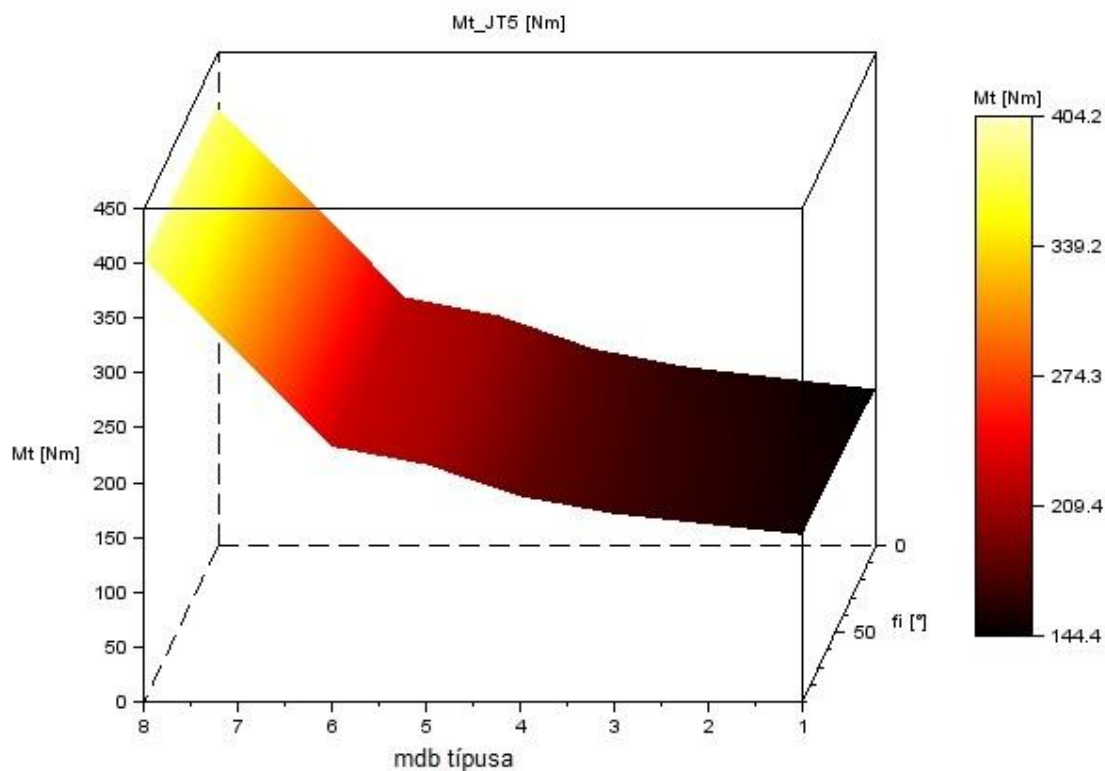
16. ábra: A JT3 csuklót terhelő nyomaték

A 17. ábrán látható a JT3 csukló terhelése, mely a JT1 csukló terhelésével jellegében megegyezik. A kisebb erőkarok miatt azonban a JT1-nél kisebb terhelőnyomaték jelentkezik, mely szintén elhanyagolhatónak tekinthető az 1. táblázatban ismertetett maximális terhelhetőséghez képest.



17. ábra: A JT3 csuklót terhelő nyomaték

Az 5. csukló nyomatékterhelését a 18. ábra mutatja. A döntési szög, valamint a típusfüggése a JT2 és JT3 csuklókkal mutat hasonlóságot. A legnagyobb munkadarab és 90°-os döntési szög esetén sem haladja meg a terhelőnyomaték értéke a csukló terhelhetőségét.



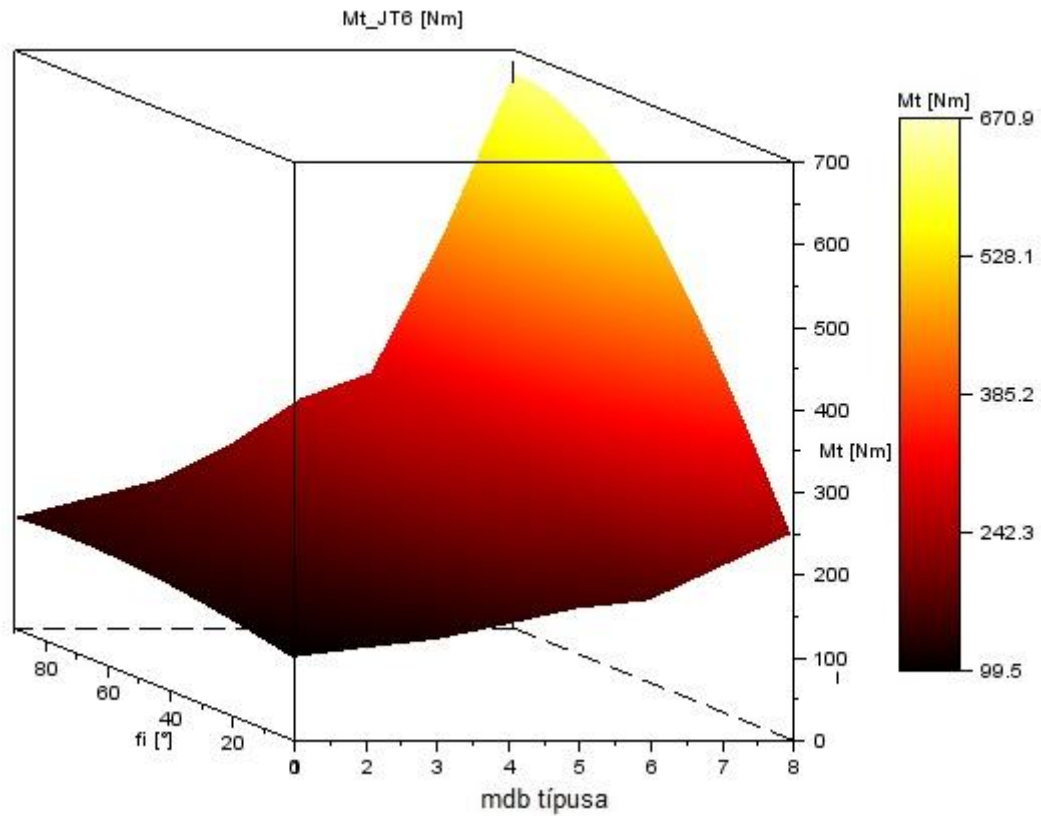
18. ábra: A JT5 csuklót terhelő nyomaték

A hatodik csuklón ébredő nyomaték miatt korlátozásokat kell bevezetni. A 19. ábrán látható, hogy a munkadarabok tömegének növekedésével jelentősen megnő a terhelőnyomaték nagy döntési szögek esetében. Az 1. táblázat szerint a JT6-ra 451 Nm a maximálisan megengedhető nyomaték. A 19. ábra alapján a 9. táblázat tartalmazza a DN-200 és DN-250 munkadarabokra vonatkozó információkat.

	φ [°]	$M_{t,JT6}$ [Nm]
DN-200	63	449,23
	64	451,23
DN-250	28	447,42
	29	454,12

9. táblázat: Döntési szög és nyomatékértékek a JT6 csuklóra

A DN-200 és DN-250 munkadarabok esetében a 9. táblázat alapján a döntési szöget rendre 63° -ban és 28° -ban maximalizálni szükséges. A többi munkadarab esetén nem kell korlátozásokat érvénybe léptetni, tetszőleges döntési szögben végezhető a rezgetés.



19. ábra: A JT6 csuklót terhelő nyomaték

A poreltávolítás során a nyomatékszámításokból kiindulva a döntési szöget 60° -ra javasolt beállítani és kizárólag a DN-250 munkadarab festése során visszavenni az 28° -ra.

6. Az alkalmazandó rugók méretezése

A beépítésre kerülő négy azonos hengeres csavarrugó méretezése 3. fejezetben ismertetett összefüggések és peremfeltételek alapján történik. A (41) szerinti rugómerevségből kiindulva az egy rugóra vonatkozó k_1 rugómerevség a következő:

$$k_1 = \frac{k}{2} = \frac{64153,62}{2} = 32076,81 \text{ [N/m]}. \quad (43)$$

A rugó közép átmérőjének felvétele a (31) és (32) konstrukciós követelmények figyelembevételével történt, értéke:

$$D_b = 30 \text{ [mm]}. \quad (44)$$

A rugószál átmérőjének meghatározásához a menetszám 4-re lett választva, a síkba köszörülés miatt a működő menetek száma azonban 2,5.

A (36) alapján a rugó minimális szálátmérője:

$$d_{\min} = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot 0,03^2 \cdot 0,378 \cdot 32076,81}{79,3 \cdot 10^9 \cdot \pi}} = 4,32 \text{ [mm]}, \quad (45)$$

ezért a beépítendő rugó szálátmérője a (45) felfelé kerekítése alapján:

$$d = 4,5 \text{ [mm]}. \quad (46)$$

7. Összefoglalás

A TDK dolgozat keretében egy porfestési technológiára alkalmazott Kawasaki ZX165U ipari robot dinamikai vizsgálata történt meg. Az elemzés a porfestési technológia felesleges festék eltávolításával kapcsolatosan ébredő dinamikai hatások bemutatását célozta meg, melyek a speciális rezgető-megfogó szerkezet működtetéséből adódnak.

A szakirodalom feldolgozásából kiindulva a dolgozat elején a rezgőrendszer leírásának modelljei, mozgásegyenletei, és azok megoldásai kerültek bemutatásra, valamint a rezgőrendszerben alkalmazandó hengeres csavarrugó méretezésének alapjai is érintve lettek.

A dolgozat lényeges részét képezi a szerkezeti csillapítás hatásának vizsgálata. Rezonanciagörbék segítségével kimutatásra került, hogy a rendszer megfelelő hangolása mellett a gerjesztési körfrekvencián a kitérés amplitúdó értékek között gyakorlati szempontból nincs eltérés. Scilab kiértékelő szoftverrel paramétervizsgálat történt a tömegre és a rugómerevségre nézve.

A robotra átvihető maximális erő egyrészt a súlyerőből, másrészt a gerjesztésből származik. A megfogó különböző helyzeteiben az egyes csuklók tengelyében meghatározásra került a terhelőnyomaték.

Az elhangolás mértékén előírása után a rugó merevségi értéke alapján történt meg a rugó méretezése.

8. Irodalomjegyzék

- [1] Dr. Csáki Tibor: Robottechnika (előadásvázlat)
- [2] <http://www.techni-products.com/images%5CZX165U.jpg>
- [3] Mark W. Spong, Seth Hutchinson, M. Vidyasager: Robot Modeling and Control. John Wiley & Sons, Inc. USA, 2006.
- [4] Dr. Király Béla: Ipari robotok kinematikai és dinamikai elmezése. Miskolci Egyetemi Kiadó. Miskolc, 1995.
- [5] Dr. Király Béla: Dinamika (Kinematika, Kinetika, Rezgésstan). Miskolci Egyetemi Kiadó. Miskolc, 2006.
- [6] NME Mechanikai Tanszék Munkaközössége: Dinamika V. kézirat. Tankönyvkiadó. Budapest, 1981.
- [7] Égert János, Jezsó Károly: Mechanika Rezgésstan. Széchenyi István Egyetem. Győr, 2006.
- [8] Tóth Gábor, Szabó Tamás: Kinematical and Vibration analysis of a Kawasaki robot. Proceedings of the International Scientific Conference on Advances in Mechanical, ISBN: 978-963-473-623-3. Debrecen, 2013.
- [9] Tóth Gábor, Szabó Tamás: Kawasaki robot szimulációja és megfogójának rezgésvizsgálata. GÉP (ISSN 0016-8572), LXIV: (7), pp 54-57, (2013).
- [10] Kawasaki ZX165U Datasheet