

**CHIGIT RUSHANKASINI AJRATUVCHI SEPARATOR MASHINA
AGREGATINING TASMALI UZATMASIDAGI AYLANMA
DEFORMATSIYASI TAHLILI**

Jo‘rayev Dadaxon Davlat o‘g‘li

O‘zbekiston Respublikasi Fanlar akademiyasi Navoiy bo‘limi tayanch doktoranti

dadaxonjurayev91@mail.ru tel: 907152686

Abdukarimova Shoxsanam Murodjon qizi

Woxsanam1990@gmail.com tel: 933980117

Navoiy davlat konchilik va texnologiyalar universiteti assistenti

Annotatsiya: Ushbu maqolada paxta chigiti rushankasini ajratish jarayonida separator mashina agregati elastik elementining burchak deformatsiyalari muammosini separator yuritmasi mexanizmi bilan yechishning o‘ziga xos xususiyati tushuntirilgan.

Kalit so‘zlar: Paxta chititi rushankasi, separator, uruvchi kurakchali val, deformatsiya, burchak tezlik, tasmali uzatma, mashina agregati, mexanizm.

Paxta chigitining rushankalarini ajratish uchun tavsiya etilgan separatorlarda ish jarayonida texnologik qarshilik garmonik qonunga muvofiq o‘zgaradi. Shuning uchun bu yuklamalar uruvchi barabanining burchak tezligi tebranishlariga olib keladi. Shu bilan birga elastik uzatmaning (tasmali uzatma) burchak deformatsiyalari paydo bo‘ladi. Shuning uchun bu deformatsiyalarni [106,107] o‘rganish muhim:

$$\Delta\varphi = \varphi_{dr} - \varphi_b \quad \text{yoki} \quad \varphi_b = \omega_{dr}t - \Delta\varphi \quad \dot{\varphi}_b = \omega_{dr} - \dot{\Delta\varphi} \quad (2.24)$$

Odatda, muvozanatlashgan rejimda yuritma valining katta keltirilgan inersiya momenti J_{dr} ni hisobga olgan holda, uning burchak tezligi sezilarli darajada o‘zgaradi, shuning uchun:

$$\ddot{\varphi}_b = -\ddot{\Delta\varphi} \quad (2.25)$$

bu yerda, $\Delta\varphi$ – tasmali uzatmadagi burchak deformatsiyasi.

U holda sistema (2.17)ning birinchi tenglamasi quyidagi ko‘rinishga ega bo‘ladi:

$$J_b\ddot{\Delta\varphi} + c\dot{\Delta\varphi} = M_r - M_0 \sin \omega t \quad \Delta\varphi = \varphi_{o'r} - \varphi_b \quad (2.26)$$

Yechim (2.26)ning ma’lum usuli [108]dan foydalanib, biz quyidagilarni olamiz:

$$\Delta\varphi = \frac{M_r - M_0 \sin \omega t}{c} + c_1 \cos \sqrt{\frac{c}{J_b}}t + c_2 \sin \sqrt{\frac{c}{J_b}}t \quad (2.27)$$

bu yerda, c_1, c_2 – integrallash doimiylari.

Quyidagi dastlabki shartlarni hisobga olgan holda, $t=0, \Delta\varphi=0$ bo‘lganda:

$$c_1 = -\frac{M_r + M_0 \sin \omega t}{c}; \quad c_2 = 0. \quad (2.28)$$

Bunda separatorning uruvchi kurakchali valini yuritmasi tasmali uzatmasining burchak deformatsiyasi quyidagi ifodadan aniqlanadi:

$$\Delta\varphi = \frac{M_r - M_0 \sin \omega t}{c} \left(1 - \cos \sqrt{\frac{c}{J_b}} t \right) \quad (2.29)$$

Berilgan tenglama (2.29)ga muvofiq, separatorning uruvchi kurakchali valini yuritmasi tasmali uzatmasining burchak tebranishlari vazifasini yechib, tebranishlar chastotasi va amplitudasi quyidagicha bo‘lishini ta’kidlash mumkin:

$$A = \frac{M_r + M_0 \sin \omega \cdot t}{c}; \quad P_r = \sqrt{\frac{c}{J_b}} \quad (2.30)$$

Yuqoridagi tenglamalar sistemasi (2.17)da elastik elementning tarqalishi burchak tezlikka proporsionaldir va tenglama (2.25)ni hisobga olgan holda biz quyidagilarni olamiz:

$$J_b \Delta\ddot{\varphi} + \epsilon \dot{\Delta\varphi} + c \Delta\varphi = M_r + M_0 \sin \omega t \quad (2.31)$$

Bunda tenglama (2.31)ga ko‘ra, xarakterli tenglamaning ildizlari ma’lum uslubga ko‘ra [109]:

$$P_{1,2} = -\frac{\epsilon}{2J_b} \pm \sqrt{\frac{\epsilon^2}{4J_b^2} - \frac{c}{J_b}} \quad (2.32)$$

Shuni ta’kidlash kerakki, ushbu mashina agregatida muvozanatlashgan rejimdagi o‘tish jarayoni davriy [110], keyin esa tebranuvchan bo‘ladi. Tasmaning dempferlanishi yetarli ekanligini hisobga olib, tebranuvchan uruvchi valining o‘tish jarayonini ko‘rib chiqamiz.

Unda tenglama (2.31)ning yechimini quyidagi shaklda olamiz:

$$\Delta\varphi = \frac{M_r - M_0 \sin \omega t}{c} + (1 - \cos \beta t + c_2 \sin \beta t) \cdot e^{-\frac{\epsilon}{2J_b} t}; \quad \beta = \sqrt{\frac{c}{J_b} - \frac{\epsilon^2}{4J_b^2}} \quad (2.33)$$

Dastlabki shartlarni hisobga olgan holda, integrallash o‘zgarmaslari c_1 va c_2 aniqlanadi, biz quyidagini olamiz [111]:

$$\Delta\varphi = \frac{M_r - M_0 \sin \omega t}{c} \left[1 - e^{-\frac{\epsilon}{2J_b} t} \cdot \cos(\gamma + \beta t) \right]; \quad \gamma = \arctg \frac{\epsilon}{2c p}; \quad (2.34)$$

Tenglama (2.34) tahlili shuni ko‘rsatadiki, separator mashina agregatining uzatish tasmalarning tarqalish koeffitsientini hisobga olgan holda, uruvchi barabani

ishining chastota β bilan faza α ni surib, muvozanatlashgan rejimida uruvchi barabanining barqaror ishlash rejimida o'tish jarayoni faza almashinuvi α hamda β chastotasi bilan so'nadi. Maksimal burchak deformatsiyasi quyidagilarga teng bo'ladi:

$$(M_r - M_0 \sin \omega t) \frac{1}{c}$$

Unda uruvchi barabani uzatish tasma-sining aylanma bikrlilik koeffitsientining aniqlik formulasi:

$$c = \frac{(M_r - M_0 \sin \omega t)}{\Delta \varphi_{\max}}; \quad (2.35)$$

Muammoning raqamli yechimi mashina agregati parametrlarining quyidagi boshlang'ch qiymatlari bilan amalga oshirildi:

$$P = 2,2 \text{ kVt}; \quad n = 250 \text{ ayl / min}; \quad \omega_r = 26,17 \text{ rad / s}; \quad \omega_b = 7,33 \text{ rad / s}; \quad \eta_{ul} = 0,95;$$

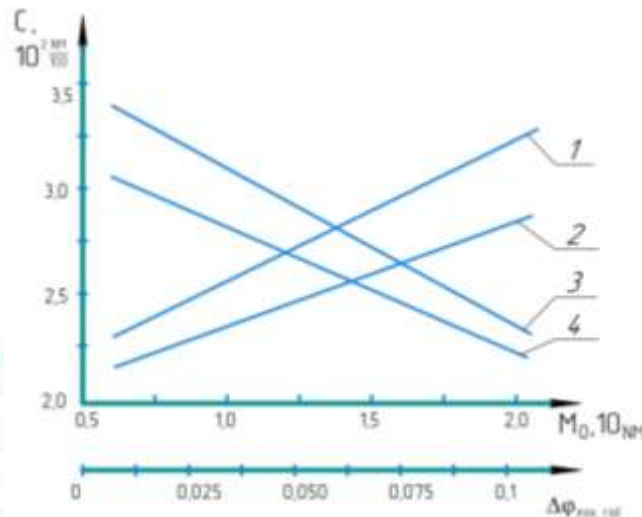
$$C = (150 \div 350) \text{ Nm / rad}; \quad \epsilon = (2,5 \div 4,5) \text{ Nms / rad}; \quad M_r = (100 \div 180) \text{ Nm};$$

$$J_{dr} = (0,637 \div 0,91) \text{ kgm}^2; \quad J_b = (0,31 \div 0,4) \text{ kgm}^2.$$

Mashina agregati elastik elementining burchak deformatsiyalari muammosini separator yuritmasi mexanizmi bilan yechishning o'ziga xos xususiyati shundaki, $\Delta \varphi_{\max}$ tasmaning (mufta) aylanma bikrligi va tarqalish koeffitsientlari qiymatlarini o'zgartirish orqali aniqlanadi va keyin deformatsiyaning maksimal qiymati aniqlanadi. Tenglama (2.35)ga muvofiq, texnologik yuklamaning qiymatlari va uruvchi barabanning burchakli tebranishlari diapazoni o'zgarishida tasmaning aylanma qattiqligi o'zgarishining grafik bog'liqligi (muftaning elastik elementi) quriladi, ular 2.12-rasmda ko'rsatilgan. Olingan grafik bog'liqliklarning tahlili shuni ko'rsatadiki, M_0 ning $0,75 \cdot 10 \text{ Nm}$ dan $2,0 \cdot 10 \text{ Nm}$ gacha oshishi bilan tasma qattiqligining aylanma koeffitsienti chiziqli ravishda ortadi. $M_r = 175 \text{ Nm}$ qiymatda $2,4 \cdot 10^2 \text{ Nm / rad}$ dan $3,35 \cdot 10^2 \text{ Nm / rad}$ gacha va $M_r = 105 \text{ Nm}$ qiymatda esa $2,11 \text{ Nm / rad}$ dan $2,72 \text{ Nm / rad}$ gacha ortadi. Shunga ko'ra, $\Delta \varphi_{\max}$ ning $0,013 \text{ rad}$ dan $0,1 \text{ rad}$ gacha ortib borishi bilan 175 Nm yuklamada aylanma qattqlik koeffitsientidan kamayadi $3,41 \cdot 10^2 \text{ Nm / rad}$ oldin $2,35 \cdot 10^2 \text{ Nm / rad}$ gacha va 105 Nm yuklamada, keyin C qiymatidan chiziqli qonuniyat bo'yicha kamayadi $3,0 \cdot 10^2 \text{ Nm / rad}$ dan $2,24 \cdot 10^2 \text{ Nm / rad}$ gacha kamayadi.

Uruvchi barabanning zaruriy burchak tezligining o'zgarishi, ya'ni uruvchi barabani plastinkali kuraklariga qo'shimcha impuls-zarbali ta'siri tufayli paxta chigiti rushankalarining ajralishini bevosita ta'minlovchi burchak tezlanishi $\Delta \varphi_{\max}$ ning qiymati muhim hisoblanadi. Shuning uchun tavsiya etilgan qiymatlar:

$$C = (185 \div 215) Nm / rad; \Delta\varphi_{max} = (0,065 \div 0,12) rad$$



2.12-rasm. Separator mashina agregati yuritmasi elastik elementining aylanma bikrlilik koeffitsientining o‘zgarishi texnologik yuklamaning doimiy tashkil etuvchisining ortishiga va maksimal burchak deformatsiyasiga bog‘liqlik grafiklari. 1,2 – $C = 1(M_0)$; 3,4 – $C = 1(\Delta\varphi_{max})$; 1,3 – $M_r = 175 Nm$; 2,4 – $M_r = 105 Nm$.

FOYDALANILGAN ADABIYOTLAR

1. Djurayev A., Davidbayev B., Zulpiyev S.M., Davidbayeva I. “Влияние параметров упругих элементов на динамику машинного агрегата с рычажно-шарнирной муфтой”// “ФерПИ илмий-техника журнали”, Фергана 2011, № 4, с.16-20.
2. Djurayev A., Turdaliyev V. “Tarmoqlanuvchi mashina agregati dinamik taxlili”// J. “To‘qimachilik muammolari”, Toshkent, 2010, № 4, 66-70
3. Djurayev A., Yunusov S.Z. «Динамика машинного агрегата пильного джина с ускорителем»//Тезисы докладов первого международного Джолдасбековского симпозиума, Алматы, 2011, с.53-54.
4. Djurayev A., Yunusov S.Z. «Математическая модель и решение задачи динамики механизма пильного джина» // «Yosh matematiklarning yangi teoremlari – 2009» Res. Ilmiy amaliy anjuman 6-7-noyabr Namangan, 2009-y. b 100-101.
5. Djurayev A., Nigmatov L., Ibragimov I., Raimboyev M. «Новый способ получения переменной скорости вращения ротора асинхронного двигателя»// Материалы РНПК «Развитие и совершенствование дизайна и технологии изделий из кожи» Ташкент-2008, 2-том, стр.
6. Djurayev A., Djurayev I.A, Rahmonov X. «Математическая модель трехмассового машинного агрегата»//«Yosh matematiklarning yangi teoremlari – 2009» Res. Ilmiy amaliy anjuman 6-7-noyabr Namangan, 2009-y. S.98-100