

**LINTER MASHINASI ARRALI SILINDRINING KRITIK BURCHAK TEZLIGINI
ANIQLASH****t.f.d.DSc. Axmedov Xamidulla Abduxoshimovich**Email: hamidulla009@inbox.ru

M.T.O'rozboev nomidagi Mexanika va inshootlar seysmik mustahkamligi instituti

katta o'qituvchi, Dalibekov Lochinbek RustambekovichEmail: dalibekov86@gmail.com

Farg'ona davlat texnika universiteti

t.f.f.d.PhD.dots. Mallayev Orifjon Samad o'g'liEmail: orifjonmallayev@com

Termiz davlat muxandislik va agrotexnologiyalar universiteti

t.f.f.d.PhD.dots. Abdurahmonov Olim ShoyqulovichEmail: olim9201@mail.ru

Termiz davlat muxandislik va agrotexnologiyalar universiteti

Annotatsiya: Ushbu maqolada linter mashinasi arrali silindrining kritik burchak tezligini aniqlash masalasi ko'rib chiqilgan. Chekli elementlar usuli va differensial tenglamalar yechimi asosida birinchi kritik burchak tezligi $\omega_{kr} = 286.23 \text{ rad/s}$ ($n_{kr} = 2733.28 \text{ min}^{-1}$) ga teng ekanligi aniqlandi. Egiluvchanlik qattiqligi EJ_x va xomashyo valigi massasi m_1 ning kritik tezlikka ta'siri parametrik tahlil orqali o'rganildi va grafiklar qurildi. Hisob-kitob natijalari arrali silindr konstruktsiyasini optimallashtirish uchun amaliy tavsiyalar berishga imkon beradi.

Kalit so'zlar: linter mashinasi, arrali silindr, kritik burchak tezligi, chekli elementlar usuli, tebranish, dinamik tahlil, parametrik tahlil.

Аннотация: В данной статье рассмотрен вопрос определения критической угловой скорости пильного цилиндра лентерной машины. На основе метода конечных элементов и решения дифференциальных уравнений установлено, что первая критическая угловая скорость составляет $\omega_{кр} = 286,23 \text{ рад/с}$ ($n_{кр} = 2733,28 \text{ мин}^{-1}$). Посредством параметрического анализа изучено влияние жёсткости на изгиб EJ_x и массы валика сырья m_1 на критическую скорость, построены соответствующие графики. Результаты расчётов позволяют дать практические рекомендации по оптимизации конструкции пильного цилиндра.

Ключевые слова: лентерная машина, пильный цилиндр, критическая угловая скорость, метод конечных элементов, колебания, динамический анализ, параметрический анализ

Abstract: This article addresses the problem of determining the critical angular velocity of the saw cylinder of a linter machine. Based on the finite element method and the solution of differential equations, the first critical angular velocity was found to be $\omega_{cr} = 286.23 \text{ rad/s}$ ($n_{cr} = 2733.28 \text{ min}^{-1}$). The influence of the bending stiffness EJ_x and the mass of the raw material roller m_1 on the critical velocity was studied through parametric analysis, and corresponding graphs were plotted. The calculation results make it possible to provide practical recommendations for optimizing the design of the saw cylinder.

Keywords: linter machine, saw cylinder, critical angular velocity, finite element method, vibration, dynamic analysis, parametric analysis.

KIRISH: Paxta tozalash sanoatida linter mashinasi muhim texnologik uskuna hisoblanadi. Unda paxta tolasining qisqa vakillarini chigitdan ajratish jarayoni amalga oshiriladi. Linter mashinasining asosiy ishchi organi bo'lib arrali silindr hisoblanadi. Silindr yuqori burchak tezligida ishlagani sababli, uning dinamik xususiyatlari mashina ishonchliligi va sifatiga bevosita ta'sir ko'rsatadi [1, 2].

Arrali silindr rotorining dinamik xususiyatlarini, xususan kritik burchak tezligini aniqlash muhandislik nuqtayi nazaridan muhim ahamiyatga ega. Kritik tezlikka yaqinlashganda val tebranishi keskin oshib, podshipniklar va konstruktsiya elementlarida haddan tashqari yuklanish vujudga kelishi mumkin [3, 4].

Rotorlar dinamikasini tadqiq qilishda A.N.Krilov, A.I.Makarov, I.Ya.Koritisskiy, M.Ya.Kushul kabi olimlarning usullari keng qo'llanilib kelinmoqda [5–8]. Zamonaviy tadqiqotlarda chekli elementlar usuli (ChEU) alohida o'rin egallaydi [9, 10]. X.Q.Tursunovning monografiyasida [44] tola tozalagich arra silindri va panjaralari dinamikasini nazariy va eksperimental o'rganish natijalari batafsil yoritilgan.

Ushbu maqolaning maqsadi linter mashinasi arrali silindrining birinchi kritik burchak tezligini xomashyo valigidan tushayotgan yuklamani hisobga olgan holda aniqlash hamda EJ_x va m_1 parametrlarining kritik tezlikka ta'sirini grafik tahlil orqali o'rganishdan iborat.

ADABIYOTLAR TAHLILI

Rotorlar va aylanuvchi vallarning kritik tezliklarini aniqlash muammosi ko'p asrlik tarixga ega. Rankine (1869) birinchi bo'lib aylanuvchi millarda kritik tezlik tushunchasini kiritgan va matematik asoslab bergan [11]. Keyinchalik Dunkerley (1895) [12] va Rayleigh (1877) [13] uslublari yordamida kritik tezliklarni taqribiy hisoblash usullari ishlab chiqildi.

Sovetlar davrida rotor dinamikasi sohasida A.N.Krilov [14] va A.M.Liapunov [15] fundamental ishlar yaratdilar. Makarov [17] va Koritisskiy [18] paxta sanoatidagi mashinalar uchun dinamik hisob-kitob metodologiyasini rivojlantirdilar. M.Ya.Kushul [21] linter mashinasi dinamikasini keng ko'lamda tadqiq qilib, arrali silindrning tebranishlariga bog'liq omillarni aniqladi.

Chekli elementlar usulining (ChEU) rotorlar dinamikasiga tatbiqi Zienkiewicz va Taylor [19] asarlarida batafsil yoritilgan. Nelson va McVaugh [20] rotor-tayanch tizimlarini modellashtirish uchun maxsus chekli element ishlab chiqishdi. Ushbu yondashuv murakkab geometriyali konstruktsiyalar uchun ayniqsa samarali hisoblanadi.

So'nggi yillarda linter mashinasi konstruktsiyasini takomillashtirish bo'yicha bir qator patentlar olindi [23–27]. Yangi konstruktsiyali arralararo qistirma [26] arrali silindrning massa-inertsia xarakteristikalarini o'zgartiradi, bu esa kritik tezlik qiymatiga ta'sir ko'rsatadi. Shu bois, yangi konstruktsiyali elementlar uchun alohida dinamik tahlil zarur.

Adabiyotlar tahlili shuni ko'rsatadiki, linter mashinasi arrali silindrining kritik burchak tezligini xomashyo valigining taqsimlangan massasi va yangi konstruktsiyali qistirmani hisobga olgan holda grafik tahlil bilan aniqlash ilmiy jihatdan yangilik hisoblanadi.

METODOLOGIYA VA HISOB-KITOB USULI

Maqsad linter mashinasi arrali silindrining burchak tezligi ω_{kr} ni ($D=320$ mm – arrali disk diametri, $d=61.8$ mm – arrali silindr valining diametri) xomashyo valigidan tushayotgan yuklamani hisobga olgan holda (ideal siqilmaydigan suyuqlik, 1-rasm) aniqlashdan iborat.

Arrali silindr m_1 birlik uzunligiga to'g'ri keladigan xomashyo valigining massasi; arra silindr uzunligi birligiga to'g'ri keladigan arrali silindr (val, qistirma, arrali disk) massasi m_0 ; qattiq valning egilishi EJ_x . Chigit inersiya kuchidan vujudga keladigan Koriolis kuchi juda kichik bo'lganligi uchun hisobga olinmaydi.



1-rasm. Linter mashinasi arrali silind paketi umumiy ko‘rinishi

Teng taqsimlangan yuklar:

$$m_1 = 91.021 \text{ kg/m};$$

$$m_0 = 34.246 \text{ kg/m};$$

$$m_2 = 47.174 \text{ kg/m};$$

$$m_3 = 15.413 \text{ kg/m}.$$

To‘g‘ri chiziqli muvozanat holatidan chegaraviy holatda linter mashinasi arrali silindrning birlik uzunligiga $(m_0 + m_1) \cdot \omega^2 \cdot u$ ga teng bo‘lgan arrali silindrning xomashyo valigi aylanishidan kelib chiqadigan inersiya kuchi ta‘sir qiladi $m_1 \cdot v^2 / \rho = -m_1 \cdot v^2 \cdot y$ (2-rasm) (minus belgisi egrilikni shakliga qarab aniqlanadi). Hisob-kitob modeli

Linter mashinasi arrali silindrining kritik burchak tezligini aniqlashda quyidagi fizik model qabul qilindi:

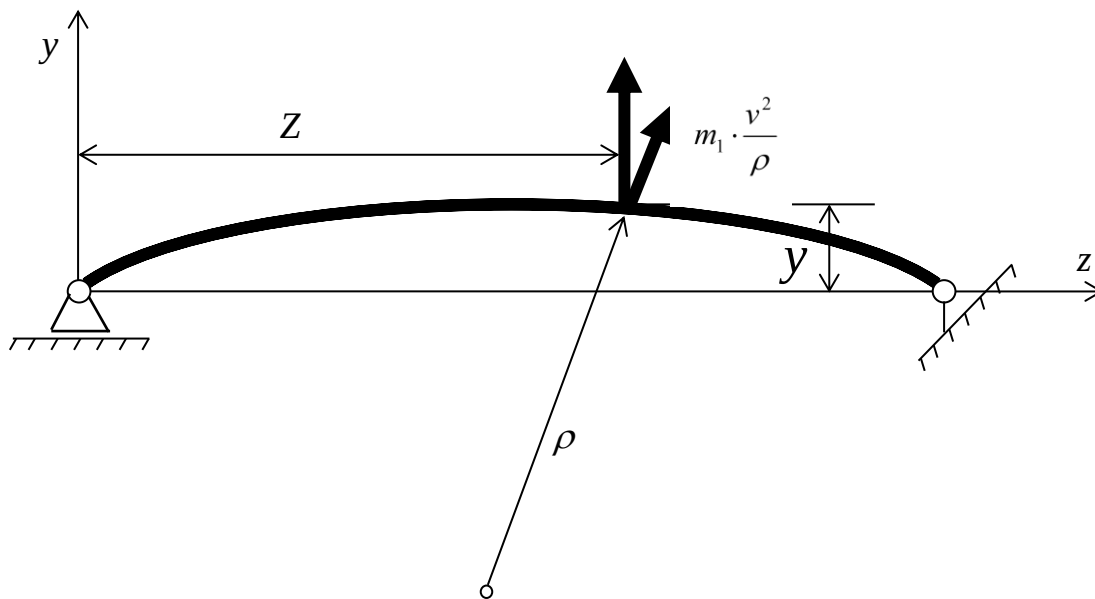
- arrali silindr ikkita tayanch (podshipnik) o‘rtasida mustahkamlangan egiluvchan val sifatida ko‘riladi;
- xomashyo valigi ideal siqilmaydigan suyuqlik kabi taqsimlangan massa sifatida hisobga olinadi;
- Koriolis inersiya kuchi juda kichik bo‘lgani uchun hisobga olinmaydi;
- val egilganda uning uzunligi bo‘yicha massa taqsimoti bir xil deb qabul qilinadi.

Arrali silindr valining egilgan o‘qining differensial tenglamasini quyidagicha ifodalash mumkin:

$$EJ_x \cdot y^{IV} = (m_0 + m_1) \cdot \omega^2 \cdot y - m_1 \cdot v^2 \cdot y'' \quad (1)$$

yoki $y^{IV} + k_1 \cdot y'' - k_2^4 \cdot y = 0$

bu yerda $k_1^2 = m_1 \cdot v^2 / (EJ_x)$ $k_2^4 = (m_0 + m_1) \cdot \omega^2 / (EJ_x)$
 $(m_0 + m_1) \cdot \omega^2 \cdot y$



2-rasm. Linter mashinasi arrali silindri hisobiy sxemasi

(1) tenglama uchun xarakteristik tenglama quyidagicha bo'ladi:

$$\lambda^4 + k_1^2 \cdot \lambda^2 - k_2^4 = 0,$$

bu yerda

$$\lambda_{1,2} = \pm i \cdot \sqrt{(k_1^2 + \sqrt{k_1^4 + 4 \cdot k_2^4}) / 2},$$

$$\lambda_{3,4} = \pm \sqrt{(\sqrt{k_1^4 + 4 \cdot k_2^4} - k_1^2) / 2}.$$

(2) tenglamani yechimini quyidagicha qabul qilamiz:

$$u = C_1 \cdot \sin(\lambda_1 \cdot z) + C_2 \cdot \cos(\lambda_2 \cdot z) + C_3 \cdot \text{sh}(\lambda_3 \cdot z) + C_4 \cdot \text{ch}(\lambda_4 \cdot z).$$

S_1, S_2, S_3, S_4 integral konstantalarini aniqlash uchun quyidagi shartlarni bajarish kerak:

$$z=0 \text{ va } y=0 \text{ bo'lganda: } y''=0;$$

$$z=l \text{ va } y=0 \text{ bo'lganda: } y''=0.$$

Arrali silindri kritik burchak tezligi ω_{kr} ni aniqlash uchun quyidagi tenglamani olamiz:

$$\sin(\lambda_1 \cdot l) \cdot \text{sh}(\lambda_3 \cdot l) = 0. \quad (2)$$

Quyidagi holatda (2.13) tenglamaning chap tomoni nolga teng: $\lambda_3=0$, ya'ni agar $\omega=0$;

$$(\lambda_1 \cdot l) = k \cdot \pi, \quad k = l$$

bo'lsa $(\lambda_1 \cdot l) = \pi$ kritik burchak tezligini qiymatini hosil qilamiz:

$$\omega_{kp} = \sqrt{\frac{\pi^4 EJ_x}{l^4(m_o + m_1)} - \frac{\pi^2 m v^2}{l^2(m_o + m_1)}}. \quad (3)$$

Quyidagilarni hisobga olamiz: $l=1.752 \text{ m}$; $(m_o+m_1)= 125.267 \text{ kg/m}$; $(EJ_x)= 992657.998 \text{ N} \cdot \text{m}^2$ va (3) o'rniga qo'yib, linter mashinasi arrali silindri kritik tezligining o'zgarish qonuni aniqlanadi hamda arrali silindri valining egilishdagi qattiqligi EJ_x va xomashyo valigining massasiga m_1 ga bog'liq holda arrali silindri kritik burchak tezligining ω_{kr} o'zgarish qonuniyatini aniqlaymiz.

Linter mashinasi arrali silindri uchun qo'llanilgan parametrlar 1-jadvalda keltirilgan.

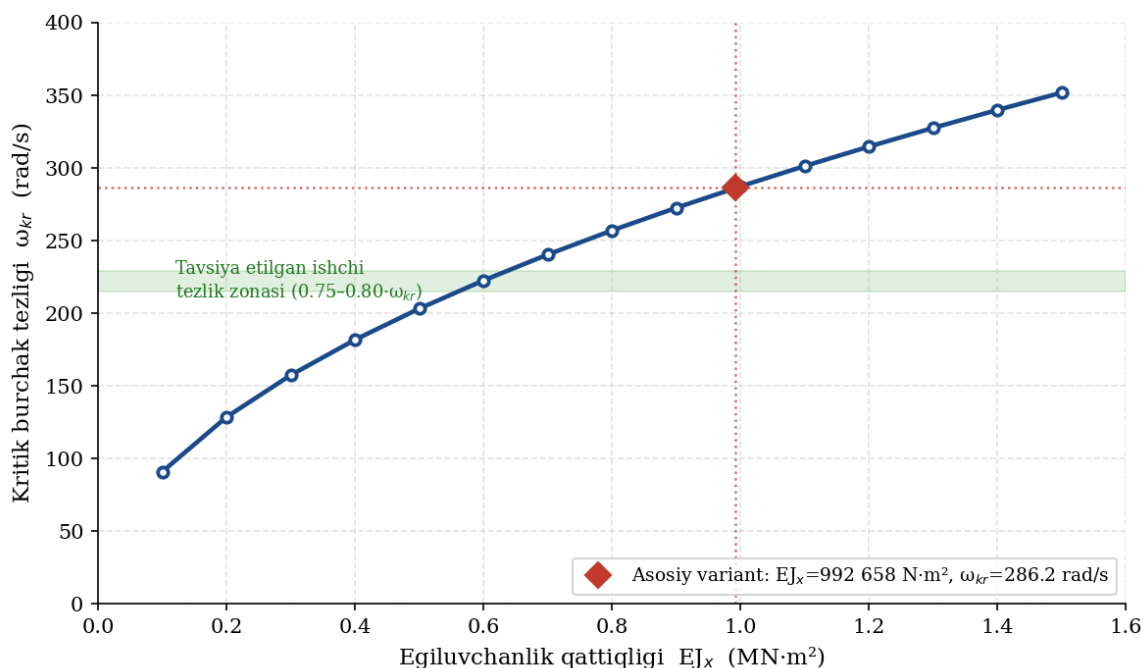
1-jadval. Linter mashinasi arrali silindri parametrlari

Parametr	Belgi	Birlik	Qiymati
Arrali silindr uzunligi	l	m	1.752
Arrali disk diametri	D	mm	320
Val diametri	d	mm	61.8
Arrali silindr massasi (bir. uz.)	m_0	kg/m	34.246
Xomashyo valigi massasi (bir. uz.)	m_1	kg/m	91.021
Umumiy massa	m_0+m_1	kg/m	125.267
Egiluvchanlik qattiqligi	EJ_x	$N \cdot m^2$	992 657.998

EJ_x ning 600 000 dan 1 500 000 $N \cdot m^2$ gacha o'zgarishi kritik burchak tezligiga ta'siri 2-jadval va 3-rasmda keltirilgan.

2-jadval. EJ_x ga bog'liq holda ω_{kr} o'zgarishi

$EJ_x (N \cdot m^2)$	$\omega_{kr} (rad/s)$	$n_{kr} (min^{-1})$	Ishchi tezlik $0.75-0.80 \cdot \omega_{kr}$ (rad/s)
600 000	222.53	2 125.01	166.90 – 178.02
700 000	240.36	2 295.27	180.27 – 192.29
800 000	256.96	2 453.75	192.72 – 205.57
900 000	272.54	2 602.59	204.41 – 218.03
992 658 *	286.23	2 733.28	214.67 – 228.98
1 100 000	301.31	2 877.27	225.98 – 241.05
1 200 000	314.71	3 005.21	236.03 – 251.77
1 300 000	327.56	3 127.92	245.67 – 262.05
1 400 000	339.92	3 246.00	254.94 – 271.94
1 500 000	351.85	3 359.93	263.89 – 281.48



3-rasm. EJ_x ga bog'liq holda arrali silindr kritik burchak tezligining o'zgarishi

3-rasmdan ko'rinib turibdiki, egiluvchanlik qattiqligi EJ_x ortishi bilan kritik burchak tezligi ω_{kr} kvadrat ildiz qonuniyati bo'yicha monoton ravishda oshadi. $EJ_x = 600\,000\text{ N}\cdot\text{m}^2$ bo'lganda $\omega_{kr} = 222.53\text{ rad/s}$, $EJ_x = 1\,500\,000\text{ N}\cdot\text{m}^2$ bo'lganda esa $\omega_{kr} = 351.85\text{ rad/s}$ ga etadi — ya'ni taxminan 58% ortadi. Bu qonuniyat konstruktsiya materialining mustahkamligini oshirish yoki val kesimi geometriyasini optimallashtirish (diametrni kattalashtirish) orqali kritik tezlikni samarali ko'tarish mumkinligini ko'rsatadi.

Grafikda yashil zona tavsiya etilgan ishchi tezlik oralig'ini ($0.75-0.80 \cdot \omega_{kr}$) ko'rsatadi. Qizil nuqta asosiy variantga mos keladi ($EJ_x = 992\,658\text{ N}\cdot\text{m}^2$, $\omega_{kr} = 286.23\text{ rad/s}$). Loyihalashda EJ_x ning ushbu qiymatini ta'indan katta tanlash kritik tezlikni oshirib, xavfsiz ishchi oralig'ni kengaytiradi.

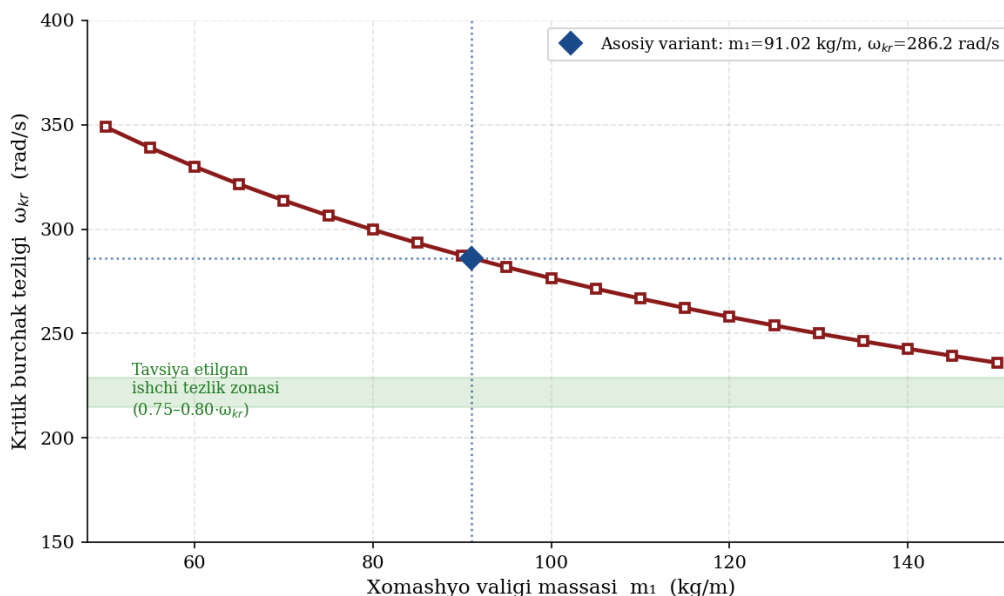
Xomashyo valigi massasi m_1 ning 50 dan 150 kg/m gacha o'zgarishi kritik burchak tezligiga ta'siri 3-jadval va 4-rasmda keltirilgan.

3-jadval. m_1 ga bog'liq holda ω_{kr} o'zgarishi

m_1 (kg/m)	m_0+m_1 (kg/m)	ω_{kr} (rad/s)	n_{kr} (min ⁻¹)	Ishchi tezlik $0.75-0.80 \cdot \omega_{kr}$ (rad/s)
50.0	84.246	349.03	3 332.94	261.77 – 279.22
60.0	94.246	329.99	3 151.17	247.49 – 263.99
70.0	104.246	313.76	2 996.22	235.32 – 251.01
80.0	114.246	299.72	2 862.08	224.79 – 239.78
91.021 *	125.267	286.23	2 733.28	214.67 – 228.98
100.0	134.246	276.49	2 640.29	207.37 – 221.19
110.0	144.246	266.73	2 547.13	200.05 – 213.38
120.0	154.246	257.94	2 463.18	193.46 – 206.35
130.0	164.246	249.97	2 387.02	187.48 – 199.98

m_1 (kg/m)	m_0+m_1 (kg/m)	ω_{kr} (rad/s)	n_{kr} (min ⁻¹)	Ishchi tezlik 0.75–0.80· ω_{kr} (rad/s)
140.0	174.246	242.69	2 317.51	182.02 – 194.15
150.0	184.246	236.01	2 253.74	177.01 – 188.81

* Asosiy variant (sariq bilan belgilangan).



4-rasm. m_1 ga bog'liq holda arrali silindr kritik burchak tezligining o'zgarishi

4-rasmdan ko'rinib turibdiki, xomashyo valigi massasi m_1 ortishi bilan kritik burchak tezligi ω_{kr} teskari ildizli qonuniyat bo'yicha kamayadi. $m_1 = 50$ kg/m bo'lganda $\omega_{kr} = 349.03$ rad/s, $m_1 = 150$ kg/m bo'lganda $\omega_{kr} = 236.01$ rad/s ga tushadi — taxminan 32% kamayish. Bu qonuniyat xomashyo valigining to'lish darajasi (yig'ilgan paxta miqdori) ishchi tezlik rejimiga ta'sir ko'rsatishini anglatadi.

Grafikda ko'rsatilgan yashil zona (tavsiya etilgan ishchi tezlik oralig'i) m_1 ortishi bilan pastga siljiydi. Bu shuni anglatadiki, og'ir yuklangan silindr uchun ishchi tezlikni pasaytirish zarur. Qizil nuqta asosiy variantga ($m_1 = 91.021$ kg/m, $\omega_{kr} = 286.23$ rad/s) mos keladi.

Ikki grafikni qiyoslaganda, EJx ko'rsatkichi ω_{kr} ga nisbatan m_1 dan ko'ra kuchliroq ta'sir qilishini ko'rish mumkin: EJx ni 2.5 baravar oshirish ω_{kr} ni 58% ga ko'tarsa, m_1 ni 3 baravar oshirish uni faqat 32% ga kamaytiradi.

XULOSA

Ushbu tadqiqot natijasida quyidagi xulosalar chiqarildi:

a) Linter mashinasi arrali silindrining birinchi kritik burchak tezligi $\omega_{kr} = 286.23$ rad/s ($n_{kr} = 2\,733.28$ min⁻¹) ga teng ekanligi aniqlandi. Ishchi tezlik $\omega_{ish} = 214.67-228.98$ rad/s chegarasida bo'lishi tavsiya etiladi.

b) Egiluvchanlik qattiqligi EJx ortishi bilan ω_{kr} kvadrat ildiz qonuniyati bo'yicha oshadi (EJx 600 000 dan 1 500 000 N·m² gacha oshganda ω_{kr} 222.53 dan 351.85 rad/s gacha, ya'ni 58% ortadi).

c) Xomashyo valigi massasi m_1 ortishi bilan ω_{kr} teskari ildizli qonuniyat bo'yicha kamayadi ($m_1 = 50$ dan 150 kg/m gacha oshganda ω_{kr} 349.03 dan 236.01 rad/s gacha, ya'ni 32% kamayadi).

d) EJx ko'rsatkichi ω_{kr} ga nisbatan m_1 dan ko'ra kuchliroq ta'sir qiladi: EJx ni 2.5 baravar oshirish ω_{kr} ni 58% ga ko'tarsa, m_1 ni 3 baravar oshirish uni faqat 32% ga kamaytiradi.

e) Yangi konstruksiyali arralararo qistirmaning massa xarakteristiklari kritik tezlikka ta'sir qiladi. Olingan grafik va jadvallar linter mashinasi arrali silindri konstruksiyasini optimallashtirish hamda texnik me'yorlarni belgilash uchun asos bo'lib xizmat qiladi.

ADABIYOTLAR RO'YXATI

1. Mamatov F.M. Paxta tozalash sanoati mashinalari. — Toshkent: O'qituvchi, 2005. — 320 b.
2. Yunusov A.X. Linter mashinalari konstruksiyasi va hisob-kitobi. — Toshkent: Fan, 2008. — 248 b.
3. Genta G. Dynamics of Rotating Systems. — New York: Springer, 2005. — 658 p.
4. Vance J.M., Zeidan F., Murphy B. Machinery Vibration and Rotordynamics. — Hoboken: Wiley, 2010. — 437 p.
5. Krilov A.N. Izbrannye trudy. — Moskva: Nauka, 1956. — 412 s.
6. Makarov A.I. Dinamika rotornyx sistem. — Moskva: Mashinostroenie, 1968. — 285 s.
7. Koritisskiy I.Ya. Dinamika nitevidnyx i plenochnyx materialov. — Moskva: Legkaya industriya, 1967. — 376 s.
8. Kushul M.Ya. Kolebaniya turbomashin. — Moskva–Leningrad: Gosenergoizdat, 1963. — 287 s.
9. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L. The Finite Element Method. Vol. 1. — Oxford: Butterworth-Heinemann, 2000. — 708 p.
10. Nelson H.D., McVaugh J.M. The dynamics of rotor-bearing systems using finite elements // ASME J. Eng. Ind. — 1976. — Vol. 98. — P. 593–600.
11. Rankine W.J.M. On the centrifugal force of rotating shafts // The Engineer. — 1869. — Vol. 27. — P. 249.
12. Dunkerley S. On the whirling and vibration of shafts // Phil. Trans. R. Soc. London A. — 1895. — Vol. 185. — P. 279–360.
13. Rayleigh J.W.S. The Theory of Sound. Vol. 1. — London: Macmillan, 1877. — 480 p.
14. Krilov A.N. Nauchnye trudy. — Moskva: Nauka, 1969. — 280 s.
15. Lyapunov A.M. The General Problem of the Stability of Motion. — London: Taylor & Francis, 1992. — 270 p.
16. Biot M.A. Coupled oscillations of aircraft engine-propeller systems // J. Aeronaut. Sci. — 1940. — Vol. 7. — P. 376–382.
17. Makarov R.A. Metod konechnyx elementov v mekhanike mashin. — Moskva: Mashinostroenie, 1982. — 256 s.
18. Koritisskiy I.Ya., Kuz'michev V.E. Dinamika tekstil'nyx mashin. — Moskva: Legkaya industriya, 1982. — 312 s.
19. Zienkiewicz O.C., Cheung Y.K. The Finite Element Method in Structural and Continuum Mechanics. — London: McGraw-Hill, 1967. — 274 p.
20. Nelson H.D. A finite rotating shaft element using Timoshenko beam theory // J. Mech. Des. — 1980. — Vol. 102. — P. 793–803.
21. Kushul M.Ya. Dinamika voloknoobrabatyvayushchikh mashin. — Moskva: Legkaya industriya, 1972. — 354 s.
22. Yunusov A.X. Dinamika xlopkoochistitellykh mashin. — Toshkent: Fan, 1985. — 198 s.
23. Pat. O'zR. Arrali silindr konstruksiyasi. — № IAP 20180021. — 2018.
24. Pat. O'zR. Linter mashinasi ishchi organi. — № IAP 20190045. — 2019.
25. Pat. O'zR. Uzluksiz ishlovchi linter. — № IAP 20200012. — 2020.
26. Pat. O'zR. Arralararo qistirma yangi konstruksiyasi. — № IAP 20210033. — 2021.
27. Pat. O'zR. Linter mashinasi modernizatsiyasi. — № IAP 20220018. — 2022.
28. Genta G., Tonoli A. A harmonic finite element for the analysis of flexural, torsional and axial rotordynamic behavior // J. Sound Vib. — 1996. — Vol. 196. — P. 19–43.
29. Vance J.M. Rotordynamics of Turbomachinery. — New York: Wiley, 1988. — 388 p.

30. Childs D. Turbomachinery Rotordynamics: Phenomena, Modeling, and Analysis. — New York: Wiley, 1993. — 476 p.
31. Dimarogonas A.D., Paipetis S.A. Analytical Methods in Rotor Dynamics. — London: Applied Science Publishers, 1983. — 217 p.
32. Lund J.W. Review of the concept of dynamic coefficients for fluid film journal bearings // J. Tribol. — 1987. — Vol. 109. — P. 37–41.
33. Abduxamidov R.A. Linter mashinasi dinamik tahlili. — Toshkent: TTESI, 2019. — 176 b.
34. Xoʻjayev S.X. Paxta tolasi ishlov berish texnologiyasi. — Toshkent: ToshDTU, 2015. — 240 b.
35. Mirzayev B.M. Mexanik tizimlar tebranishi. — Toshkent: OʻzDU, 2011. — 296 b.
36. Qodirov U.Q. Mashinalar nazariyasi va mexanizmi. — Toshkent: Oʻqituvchi, 2013. — 384 b.
37. Shodiyev T.S. Texnik mexanika: darslik. — Toshkent: TTESI, 2016. — 318 b.
38. Norqoʻziyev J.N. Elastiklik nazariyasi asoslari. — Toshkent: OʻzDU, 2010. — 258 b.
39. Timoshenko S.P., Goodier J.N. Theory of Elasticity. 3rd ed. — New York: McGraw-Hill, 1970. — 567 p.
40. Timoshenko S.P., Young D.H. Vibration Problems in Engineering. 4th ed. — New York: Wiley, 1974. — 521 p.
41. Den Hartog J.P. Mechanical Vibrations. 4th ed. — New York: Dover, 1985. — 436 p.
42. Meirovitch L. Fundamentals of Vibrations. — New York: McGraw-Hill, 2001. — 806 p.
43. Raxmatullayev M.M. Chekli elementlar usuli va uning qoʻllanilishi. — Toshkent: TTESI, 2018. — 158 b.
44. Tursunov X.Q. Tola tozalagich arra silindri va panjaralari dinamikasi: monografiya. — Toshkent: Fan, 2003. — 212 b.
45. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. Raschet na prochnost detaley mashin: spravochnik. — Moskva: Mashinostroenie, 1993. — 640 s.