DOI: 10.65322/j.srd.05192026.16

PAXTANI MAYDA IFLOSLIKLARDAN TOZALASH MASHINASINING ISHCHI BARABANINING KONSTRUKTIV PARAMETRLARINI HISOBLASH USULI

***Mashrapova Gulbaxor Mamasaliyevna**, assistent,*
E-mail: mashrapovagulbahor1984@gmail.com,
Andijon davlat texnika instituti

Annotatsiya. *Maqolada paxtani mayda iflosliklardan tozalash mashinasining ishchi barabani konstruktiv parametrlarini hisoblash usuli taklif etiladi. Usul kinematik, dinamik, texnologik va mustahkamlik cheklovlarini yagona hisoblash zanjiriga birlashtiradi. Iflosliklarning ajralish sharti markazdan qochma tezlanish bo‘yicha, tozalash samaradorligi esa barabanning panjara bilan o‘zaro ta’sirlar soni bo‘yicha modellashtirildi. Baraban uzunligi unumdorlik va paxta qatlami ko‘rsatkichlari orqali, qoziqlar soni esa bitta qoziqqa tushadigan yuklama orqali aniqlanadi. Berilgan samaradorlikda zarur aylanma tezlik baraban diametriga kuchsiz bog‘liq bo‘lib, asosan ajralish sharti va o‘zaro ta’sirlar soni bilan belgilanishi ko‘rsatildi. Usul mashinalarni loyihalash va ilmiy tadqiqotlarda qo‘llanishi mumkin.*

Abstract. *The article proposes a method for calculating the design parameters of the working drum of a cotton fine-impurity cleaning machine. The method combines kinematic, dynamic, technological and strength constraints into a single calculation chain. The condition for separating impurities is formulated through centrifugal acceleration, while cleaning efficiency is modelled through the number of drum–grate interactions. Drum length is determined from throughput and cotton layer parameters, and the number of pins from the load per pin. It is shown that the peripheral speed required for a given efficiency depends only weakly on drum diameter and is governed mainly by the separation condition and the number of interactions. The method can be used in machine design and research.*

Аннотация. *В статье предлагается метод расчёта конструктивных параметров рабочего барабана машины для очистки хлопка от мелкого сора. Метод объединяет кинематические, динамические, технологические ограничения и условия прочности в единую расчётную цепочку. Условие отделения примесей сформулировано через центробежное ускорение, а эффективность очистки моделируется числом взаимодействий барабана с колосниковой решёткой. Длина барабана определяется по производительности и параметрам слоя хлопка, а число колков по нагрузке на один колок. Показано, что окружная скорость, необходимая для заданной эффективности, слабо зависит от диаметра барабана и определяется главным образом условием отделения и числом взаимодействий. Метод может применяться при проектировании машин и в научных исследованиях.*

Kalit so‘zlar: *xom paxta; mayda iflosliklar; ishchi baraban; konstruktiv parametrlar; markazdan qochma tezlanish; tozalash samaradorligi; qoziqli baraban; panjara; kritik aylanish chastotasi; tola shikastlanishi*

Keywords: *raw cotton; fine impurities; working drum; design parameters; centrifugal acceleration; cleaning efficiency; pin drum; grate; critical speed; fibre damage.*

Ключевые слова: *хлопок-сырец; мелкий сор; рабочий барабан; конструктивные параметры; центробежное ускорение; эффективность очистки; колковый барабан; колосниковая решётка; критическая частота вращения; повреждение волокна*.

Kirish. Paxta xom ashyosini dastlabki qayta ishlash sanoatida tozalash jarayoni tolaning yakuniy sifatini belgilovchi asosiy bosqichlardan biri hisoblanadi. Terim, tashish va saqlash davomida xom paxtaga tuproq, o‘simlik poyasi va barg bo‘laklari, ko‘saklarning po‘choq qismlari, chigit parchalari va boshqa aralashmalar qo‘shiladi. Bu aralashmalar hajmi va tabiatiga ko‘ra ikki

DOI: 10.65322/j.srd.05192026.16

guruhga ajratiladi: yirik iflosliklar va mayda iflosliklar. Yirik iflosliklarni ajratish nisbatan oson, chunki ular o‘lchami bilan paxta bo‘lagidan keskin farq qiladi. Mayda iflosliklar esa tola bilan mexanik va adgezion bog‘lanish orqali mustahkam tutilgani uchun ularni ajratish ancha murakkab [1-5]. Tozalash yetarli bo‘lmasa, tolada qoldiq ifloslik ko‘payadi va ip yigirish jarayonida uzilishlar, iplarda nuqsonlar hamda mato sifatining pasayishi kuzatiladi; tozalash haddan tashqari kuchli bo‘lsa, tola shikastlanadi, uning uzunligi kamayadi va qisqa tola ulushi ortadi.

Mamlakatda paxta-to‘qimachilik klasterlari tizimining rivojlanishi va tayyor mahsulot ishlab chiqarishga o‘tish tola sifatiga qo‘yiladigan talabni oshirmoqda. Bu esa tozalash mashinalarini, ayniqsa mayda iflosliklarni ajratuvchi ishchi organlarni takomillashtirishning dolzarbligini kuchaytiradi. Mahalliy mashinasozlik korxonalari uchun yangi yoki modernizatsiya qilinayotgan mashinaning ishchi barabanini qisqa muddatda va asoslangan holda hisoblash imkoniyati muhim texnik-iqtisodiy ahamiyatga ega, chunki har bir prototip sinovi vaqt va xom ashyo sarfini talab qiladi.

Mayda iflosliklardan tozalash mashinalarida asosiy ishchi organ aylanuvchi baraban bo‘lib, u qoziqlar yoki arrasimon tishlar yordamida paxtani ilib oladi, kolosnikli panjara yuzasi bo‘ylab harakatlantiradi va shu davomida paxta bo‘lagiga zarba hamda inersiya kuchlari ta’sir ettiradi. Iflosliklar panjaralar orasidagi tirqishdan chiqib ketadi, tola esa bo‘lakli holda barabanning keyingi zonasiga uzatiladi. Shunday qilib, baraban bir vaqtning o‘zida ikki, o‘zaro qarama-qarshi vazifani bajaradi: iflosliknі ajratish uchun yetarli dinamik ta’sirni ta’minlash va tolani shikastlamaslik. Bu qarama-qarshilik barabanning diametri, uzunligi, aylanish chastotasi, qoziqlar soni va joylashuvi hamda panjara bilan oraliqlarini aniq asoslangan usulda tanlashni talab qiladi.

Tozalash mashinalarida qo‘llanadigan ishchi barabanlar asosan ikki turga bo‘linadi: qoziqli va arrasimon tishli barabanlar. Qoziqli baraban paxta bo‘lagini nisbatan yumshoq ilib oladi va uni panjara sirti bo‘ylab surib boradi, arrasimon tishli baraban esa tutish kuchi yuqori bo‘lgani uchun boshqa vazifalarda, masalan qatlamni tolaga ajratishda, ko‘proq ishlatiladi. Mayda iflosliklarni ajratishda paxta bo‘lagining tuzilishini saqlash muhim bo‘lgani sababli qoziqli baraban ko‘rib chiqiladi. Shu bilan birga taklif etilayotgan hisoblash usuli qoplama turiga moslashtirilishi mumkin: buning uchun faqat bitta qoziqqa tushadigan yuklama va uning zarba kuchi ifodalari (6) va (10) o‘zgartiriladi, qolgan bog‘liqliklar saqlanadi.

Paxta tozalash mashinalarini loyihalash nazariyasi ko‘p jihatdan Miroshnichenko [6] asarlarida asoslangan bo‘lib, keyingi yillarda ilmiy izlanishlar asosan alohida ishchi organlarning jarayoni, barabanning qoplama turi va panjaralar tuzilishini takomillashtirishga qaratildi. Xorijiy adabiyotda paxta tozalash tizimlarining rivojlanishi va ularning tola sifatiga ta’siri keng yoritilgan [1,5]. Shunga qaramay, amaliyotda baraban parametrlari ko‘pincha mavjud mashinalar tajribasiga tayanib, tajriba yo‘li bilan tanlanadi va yangi mashina yaratilganda parametrlarni asoslash uchun ko‘p sinovlar o‘tkazishga to‘g‘ri keladi. Bunday yondashuvning kamchiligi shundaki, parametrlar orasidagi o‘zaro bog‘liqlik ochiq ko‘rsatilmaydi: diametrni o‘zgartirish aylanish chastotasi, uzunlik, qoziqlar soni va mustahkamlik sharoitlariga qanday ta’sir qilishi oldindan ma’lum bo‘lmaydi.

Mavjud yondashuvlarni shartli ravishda to‘rt guruhga bo‘lish mumkin. Birinchisi tajribaviy yondashuv: mashina prototipi sinovdan o‘tkaziladi, parametrlar ketma-ket o‘zgartirilib, eng yaxshi natija beradigan variant tanlanadi. Bu yo‘l ishonchli, ammo qimmat va uzoq davom etadi, olingan natija esa faqat sinalgan xom ashyo va sharoit uchun o‘rinli bo‘ladi. Ikkinchisi yarim empirik yondashuv: kinematika va dinamikaning sodda formulalari tajribadan olingan koeffitsiyentlar bilan to‘ldiriladi. Bu Miroshnichenko [6] an’anasiga yaqin va amaliyotda eng ko‘p tarqalgan. Uchinchisi analitik modellashtirish: zarra harakati tenglamalari yoki ehtimolli modellar asosida umumiy bog‘liqliklar olinadi. To‘rtinchisi raqamli modellashtirish, xususan diskret elementlar usuli [3] bo‘lib, unda alohida zarralar va ularning to‘qnashuvlari hisoblanadi. Raqamli usullarning

DOI: 10.65322/j.srd.05192026.16

imkoniyati keng bo‘lsa-da, paxtaning egiluvchan, bir-biriga chirmashuvchi bo‘laklari uchun ularni kalibrlash qiyin va hisoblash vaqti katta. Shu sababli loyihalash bosqichida tez baholash uchun ularni analitik model bilan to‘ldirish maqsadga muvofiq.

Shu sababli ishchi baraban konstruktiv parametrlarini tizimli hisoblash usuliga ehtiyoj yuzaga keladi. Bunday usul kamida to‘rtta talabni bir vaqtda hisobga olishi kerak. Birinchisi kinematik va dinamik shart: iflosliklarning tolaning tutuvchi kuchini yengib ajralishi uchun zarur markazdan qochma tezlanish ta’minlanishi lozim. Ikkinchisi texnologik shart: mashina belgilangan unumdorlikda ishlashi va har bir qoziqqa tushadigan yuklama joiz qiymatdan oshmasligi kerak. Uchinchisi tozalash samaradorligi va tola shikastlanishi orasidagi kelishuv. To‘rtinchisi mustahkamlik va dinamik barqarorlik: qoziq va val kuchlanishlari hamda kritik aylanish chastotasi tekshirilishi zarur [2, 8]. Mavjud usullarda bu shartlar ko‘pincha alohida ko‘rib chiqiladi, natijada bir shart bo‘yicha tanlangan parametr boshqasini buzishi mumkin.

Muammoning qo‘yilishi quyidagicha ifodalanadi: berilgan unumdorlik, xom paxta ko‘rsatkichlari va talab qilingan tozalash samaradorligi uchun barabanning diametri, uzunligi, aylanish chastotasi, qoziqlar joylashuvi va soni shunday aniqlansinki, ajralish sharti, aylanma tezlik chegarasi, qoziq mustahkamligi va valning dinamik barqarorligi bir vaqtda bajarilsin. Bu masala ko‘p o‘zgaruvchili, ammo ko‘p hollarda o‘zgaruvchilarni ketma-ket ajratish mumkin, ya’ni avval aylanma tezlik, so‘ng uzunlik va qoziqlar, oxirida mustahkamlik tekshiriladi. Shu xususiyatdan usul algoritmini tuzishda foydalaniladi.

Tadqiqotning maqsadi paxtani mayda iflosliklardan tozalash mashinasining ishchi barabani konstruktiv parametrlarini hisoblashning yagona, analitik asoslangan usulini ishlab chiqishdan iborat. Maqsadga erishish uchun quyidagi vazifalar qo‘yildi: iflosliknng ajralish shartini markazdan qochma tezlanish orqali ifodalash; barabanning panjara bilan o‘zaro ta’sirlar soniga asoslangan tozalash samaradorligi modelini tuzish; unumdorlik va qatlam ko‘rsatkichlari orqali baraban uzunligi va qoziqlar sonini aniqlash; qoziq mustahkamligi va val kritik aylanish chastotasi shartlarini hisoblash zanjiriga kiritish; hamda hisoblash misolida parametrlarning o‘zaro bog‘liqligini baholash. Ishning ilmiy farazi quyidagicha: berilgan samaradorlik uchun zarur aylanma tezlik baraban diametriga kuchsiz bog‘liq bo‘lib, asosan ajralish sharti va panjara bilan o‘zaro ta’sirlar soni bilan belgilanadi, shu sababli diametrni tanlashda aylanma tezlikdan ko‘ra konstruktiv va mustahkamlik omillari hal qiluvchi bo‘ladi.

Ishning ilmiy yangiligi barabanning kinematik, texnologik va mustahkamlik shartlarini bitta hisoblash algoritmiga birlashtirishda, tozalash samaradorligi uchun yopiq ko‘rinishdagi bog‘liqlik olishda va undan aylanma tezlikning diametrga nisbatan kuchsiz sezgirligini nazariy asoslashda namoyon bo‘ladi. Amaliy ahamiyati loyihalash bosqichida parametrlarning oldindan hisoblanishi va tajriba sinovlari hajmining qisqarishida.

Materiallar va metodlar. Hisoblash usuli aylanuvchi ishchi barabanning kolosnikli panjara sirti bo‘ylab ishlashi sxemasiga asoslangan. Barabanning radiusi R, diametri D, aylanish chastotasi n, panjara bilan qamrash burchagi φ, panjara sterjenlari qadami t_g deb belgilandi. Baraban sirtida qoziqlar aylana bo‘yicha t_c va o‘q bo‘yicha t_a qadam bilan joylashgan. Modelda quyidagi farazlar qabul qilindi: paxta barabanda uzluksiz yupqa qatlam hosil qiladi; qatlamning chiziqli tezligi barabanning aylanma tezligidan k_v marta kichik; qatlam qalinligi h va zichligi ρ ish davomida o‘zgarmas; iflosliklarning tola bilan tutash kuchi F_a doimiy deb olinadi va kuchsiz ta’sir qiluvchi omillar, xususan havo qarshiligi ajralishga ta’sir qilmaydi. Bunday soddalashtirishlar hisoblash usulini analitik ko‘rinishda saqlash imkonini beradi va ularning cheklovlari Muhokama bo‘limida ko‘rib chiqiladi.

Mashina sxemasi quyidagicha ko‘riladi. Xom paxta ta’minlash valiklari orqali ishchi barabanga uzatiladi va u yerda uchta ketma-ket zonadan o‘tadi. Ilib olish zonasida qoziqlar paxta bo‘lagini tutib, uni barabanning aylanma tezligiga yaqin tezlikkacha tezlatadi. Tozalash zonasida bo‘lak kolosnikli panjara sirti bo‘ylab harakatlanadi, sterjenlar bilan tutashadi va inersiya kuchi

DOI: 10.65322/j.srd.05192026.16

ta'sirida iflosliklar sterjenlar orasidagi tirqishdan chiqib ketadi. Chiqarish zonasida tozalangan paxta barabandan ajralib, keyingi ishchi organga uzatiladi. Tirqishdan o'tayotgan zarra uchun $d_i \le s$ sharti ham bajarilishi kerak, bunda s sterjenlar orasidagi sof tirqish, ya'ni t_g dan sterjen qalinligi ayirmasiga teng. Bu geometrik shart tirqishni tanlashni belgilaydi va (3) shartdan mustaqil tekshiriladi.

Kinematik qism aylanma tezlik va markazdan qochma tezlanishni aniqlaydi. Barabanning tashqi aylana tezligi v va burchak tezligi ω quyidagicha bog'lanadi:

$$v = \pi D n/60, \quad \omega = \pi n/30 \tag{1}$$

Qoziq uchidagi markazdan qochma tezlanishning erkin tushish tezlanishiga nisbati ajralish ko'rsatkichi K deb qabul qilindi:

$$K = \omega^2 R/g = v^2/(Rg) \tag{2}$$

Ifloslik zarrasi massasi m_i bo'lib, tola bilan F_a kuch orqali bog'langan bo'lsin. Zarra ajralishi uchun radial inersiya kuchining tutash kuchidan katta bo'lishi kerak. Eng noqulay holatda, ya'ni og'irlik kuchi tutash kuchini kuchaytirganda, shart $K \ge K_{min}$ ko'rinishini oladi:

$$K_{min} = \beta + 1, \quad \beta = F_a/(m_i g) \tag{3}$$

(3) shartning kelib chiqishi zarraga ta'sir qiluvchi kuchlarning muvozanatidan iborat. Zarra radial yo'nalishda tashqariga qarab markazdan qochma kuch $m_i \cdot \omega^2 \cdot R$ bilan tortiladi, unga tola tutash kuchi F_a va og'irlik kuchining radial tashkil etuvchisi $m_i \cdot g \cdot \cos\theta$ qarshilik qiladi. Baraban yuqori qismida bo'lganda og'irlik kuchi zarrani barabanga qarab bosadi va ajralishga to'sqinlik qiladi, shu sababli $\cos\theta = 1$ eng noqulay holat sifatida olindi. Bu yondashuv hisob zaxirasini ta'minlaydi, chunki panjara qamrash zonasining pastki qismida og'irlik kuchi ajralishga yordam beradi.

Bu yerda β tola bilan iflosliklarning tutash indeksi bo'lib, u tajriba yo'li bilan aniqlanadi. Yuqori tomondan aylanma tezlik tolaning shikastlanmaslik sharti bilan cheklanadi: $v \le [v]$. Ikki shartdan aylanish chastotasi uchun joiz diapazon kelib chiqadi:

$$n_{min} = (30/\pi)\cdot\sqrt{(K_{min} \cdot g/R)} \le n \le n_{max} = 60[v]/(\pi D) \tag{4}$$

Diapazon mavjud bo'lishi uchun $n_{min} \le n_{max}$ bajarilishi kerak, bu esa diametrga yuqori chegara beradi: $D \le 2[v]^2/(K_{min}\, g)$.

Ajralish ko'rsatkichi K aslida aylanma harakatdagi Frud sonidir: $Fr = v^2/(gR)$. Shu sababli (3) shart ajralish uchun Frud sonining muayyan kritik qiymatdan oshishi kerakligini bildiradi, bu esa turli o'lchamdagi barabanlar uchun natijalarni solishtirish imkonini beradi. Boshqa o'lchamsiz guruhlar sifatida L/D nisbati, φ burchagi va z_i sonini olish mumkin, ular mashina geometriyasini tavsiflaydi. O'lchamsiz shakl model bilan ishlashda qulay, chunki tajriba natijalari bitta mashinada olinib, boshqa o'lchamdagi barabanlarga o'xshashlik sharti bajarilganda ko'chirilishi mumkin.

Texnologik qism unumdorlik bilan geometrik parametrlarni bog'laydi. Barabanda hosil bo'lgan paxta qatlami orqali o'tuvchi massa oqimi $Q = L \cdot h \cdot \rho \cdot k_v \cdot v$ bo'lgani uchun baraban ishchi uzunligi quyidagi formula bilan topiladi:

$$L = Q / (h \cdot \rho \cdot k_v \cdot v) \tag{5}$$

Qoziqlarning aylana bo'yicha soni $z_c = \pi D/t_c$, o'q bo'yicha soni $z_a = L/t_a$, umumiy soni esa $N = z_c \cdot z_a$. Bir aylanishda bitta qoziq ilib oladigan paxta massasi (5) va N ifodalaridan quyidagicha kelib chiqadi:

$$m_p = k_v \cdot h \cdot \rho \cdot t_c \cdot t_a \le [m_p] \tag{6}$$

Bu ifoda diqqatga sazovor: bitta qoziqqa tushadigan yuklama L, D va n ga bog'liq emas, faqat qatlam ko'rsatkichlari va qoziqlar qadamlariga bog'liq. Shu sababli qoziqlar qadamlari $t_c \cdot t_a$ ko'paytmasi joiz yuklama $[m_p]$ shartidan tanlanadi.

(6) ifodaning kelib chiqishi oddiy: (5) dan $Q = L \cdot h \cdot \rho \cdot k_v \cdot (\pi D n/60)$, qoziqlar soni esa $N = (\pi D/t_c)(L/t_a)$ bo'lgani uchun bitta qoziq bir aylanishda $Q \cdot 60/(N \cdot n)$ massani ilib oladi, va ifodalarni o'zaro bo'lganda L, D va n qisqarib ketadi. Qoziqlar shaxmat tartibida joylashganda ham har bir qoziqqa $t_c \cdot t_a$ yuzali sirt to'g'ri kelaveradi, shu sababli (6) o'z kuchini saqlaydi. Shaxmat tartibi esa

DOI: 10.65322/j.srd.05192026.16

paxta bo‘lagining qoziqlar orasidan o‘tib ketishini kamaytiradi va konstruktiv nuqtayi nazardan afzal.

Tozalash samaradorligi modeli barabanning panjara sterjenlari bilan o‘zaro ta’sirlar soniga asoslangan. Paxta bo‘lagi panjara qamrash zonasidan o‘tayotganda uchragan sterjenlar soni $N_g = \varphi R/t_g$ ga teng, mashinada ketma-ket joylashgan barabanlar soni z_d bo‘lsa, o‘zaro ta’sirlarning umumiy soni $z_i = z_d \cdot N_g$ bo‘ladi. Har bir ta’sirda ajralish ehtimoli K ning K_{min} dan oshish darajasi bilan eksponensial ravishda ortadi, ya’ni ajralmaslik ehtimoli $\exp[-k_p(K/K_{min} - 1)]$ ga teng, bunda k_p tajribada aniqlanadigan koeffitsiyent. Ta’sirlar mustaqil deb olinsa, umumiy tozalash samaradorligi quyidagicha ifodalanadi:

$$E = 1 - exp[-k_p \cdot (K/K_{min} - 1) \cdot z_i] \quad (7)$$

Samaradorlik modelidagi eksponensial ko‘rinish ehtimolli mulohazaga asoslangan. Har bir o‘zaro ta’sirni mustaqil hodisa deb, unda ifloslikning ajralmay qolish ehtimolini $\exp[-k_p \cdot x]$ deb olsak, bunda $x = K/K_{min} - 1$, z_i ta’sirdan keyin ajralmay qolgan ulush $\exp[-k_p \cdot x \cdot z_i]$ bo‘ladi va ajralgan ulush (7) ga teng. Ifodaning fizik ma’nosi aniq: $K = K_{min}$ bo‘lganda $x = 0$ va ajralish yuz bermaydi, K ortib borsa ajralish ehtimoli oshadi, z_i cheksiz ortsa samaradorlik birga intiladi. k_p koeffitsiyenti o‘lchamsiz bo‘lib, ifloslikar fraksiyasi, tola namligi va qoplama shakliga bog‘liq holda tajribada aniqlanadi.

K, N_g va z_i ifodalari (2) va $z_i = z_d \cdot \varphi R/t_g$ bilan almashtirilsa, samaradorlik aylanma tezlik va radius orqali yopiq ko‘rinishga keladi:

$$E = 1 - exp\{ -k_p \cdot z_d \cdot \varphi \cdot [v^2/(g \cdot K_{min}) - R] / t_g \} \quad (8)$$

Bu tenglikdan berilgan [E] samaradorlik uchun zarur aylanma tezlik topiladi:

$$v_{rat} = \sqrt{\{ g \cdot K_{min} \cdot [R + t_g \cdot ln(1/(1-[E])) / (k_p \cdot z_d \cdot \varphi)] \}} \quad (9)$$

Formula (9) parametrlar sezgirligini tahlil qilish uchun qulay, chunki R ikkinchi darajali qo‘shiluvchi sifatida ishtirok etadi. Real hisoblashda N_g butun songa yaxlitlanadi, shu sababli (9) taxminiy baho beradi, aniq qiymat esa (7) bo‘yicha diskret hisoblanadi. Kirish parametrlaridagi xatolikning natijaga ta’sirini (9) dan differensiallash bilan baholash mumkin. $v^2 = g \cdot K_{min} \cdot [R + A/k_p]$ ko‘rinishida (A doimiy) yozilganda K_{min} ga nisbatan sezgirlik $dv/v = 0{,}5 \cdot dK_{min}/K_{min}$ ga teng, ya’ni tutash indeksidagi 10 % xatolik zarur tezlikda taxminan 4–5 % xatolik hosil qiladi ($\beta = 8$ uchun koeffitsiyent 0,44). k_p ga nisbatan sezgirlik esa modulga ko‘ra ikkinchi qo‘shiluvchining ulushiga bog‘liq va hisoblash misolida taxminan 0,39 ni tashkil etadi.

Mustahkamlik qismi qoziq va val uchun tekshiruvlarni o‘z ichiga oladi. Qoziq paxta bo‘lagi bilan tutashganda zarba kuchi $F_p = m_p \cdot v/\tau$ deb baholanadi, bunda τ tutashuv davomiyligi. Qoziq uzunligi h_p va diametri d_p bo‘lgan konsol sterjen sifatida egilishga tekshiriladi:

$$\sigma = 32 \cdot F_p \cdot h_p / (\pi \cdot d_p^3) \le [\sigma] \quad (10)$$

Baraban vali qo‘shma yuk ostida bo‘lgani uchun uning statik salqiligi va kritik aylanish chastotasi hisoblanadi. Massasi m_d bo‘lgan baraban tekis taqsimlangan $q = m_d \cdot g/l$ yuk beradi deb, sodda tayanchli valning salqiligi va kritik chastotasi quyidagicha aniqlanadi [2, 8]:

$$f = 5 \cdot q \cdot l^4 / (384 \cdot E_m \cdot I), \quad n_{cr} = (30/\pi) \cdot \sqrt{(g/f)}, \quad n \le 0{,}7 \cdot n_{cr} \quad (11)$$

Bu yerda l tayanchlar orasidagi masofa, E_m materialning elastiklik moduli, $I = \pi d^4/64$ esa val kesimining inersiya momenti. Nihoyat, dvigatel quvvati uchun quyi baho sifatida qatlamga berilgan kinetik energiya va barabanning aerodinamik qarshiligi olindi:

$$P = [Q \cdot (k_v \cdot v)^2/2 + C_a \cdot \rho_a \cdot \omega^3 \cdot R^4 \cdot L] / \eta \quad (12)$$

Bu baho qoziqlarning zarba va ishqalanish yo‘qotishlarini o‘z ichiga olmagani uchun quvvatni loyihalashda tajribaviy zaxira koeffitsiyenti bilan to‘ldirilishi shart.

Hisoblash masalasi optimallashtirish ko‘rinishida qo‘yilishi mumkin. Qaror o‘zgaruvchilari sifatida diametr D, aylanish chastotasi n, qoziqlar qadamlari t_c va t_a hamda barabanlar soni z_d olinadi. Maqsad funksiyasi sifatida tolaga ta’sir o‘lchovi bo‘lgan aylanma tezlik v yoki uning kvadrati v^2 minimallashtiriladi, chunki tolaga uzatiladigan zarba energiyasi v^2 ga proporsional. Cheklovlar quyidagilar: $E \ge [E]$, $K \ge K_{min}$, $v \le [v]$, $m_p \le [m_p]$, $\sigma \le [\sigma]$ va $n \le 0{,}7 \cdot n_{cr}$.

DOI: 10.65322/j.srd.05192026.16

Samaradorlik uchun (9) formula minimal tezlikni to‘g‘ridan-to‘g‘ri beradi, shu sababli optimallashtirish masalasi ko‘p hollarda oddiy hisoblash zanjiriga keladi.

Hisoblash algoritmi quyidagi ketma-ketlikda bajariladi. Avval berilgan unumdorlik Q, qatlam ko‘rsatkichlari h, ρ, k_v va tajribada aniqlangan β, k_p, [v] qiymatlari kiritiladi. So‘ng diametr D tanlanib, (4) bo‘yicha aylanish chastotasi diapazoni topiladi va (7) yoki (9) yordamida talab qilingan [E] ni ta’minlovchi eng kichik aylanish chastotasi belgilanadi. Undan keyin (5) bo‘yicha uzunlik, (6) bo‘yicha qoziq qadamlari va soni, (10) bo‘yicha qoziq mustahkamligi, (11) bo‘yicha valning dinamik barqarorligi tekshiriladi. Biror shart bajarilmasa, D o‘zgartirilib, hisob takrorlanadi. Hisoblash misolida quyidagi shartli boshlang‘ich qiymatlar qabul qilindi: Q = 4000 kg/soat, h = 0,02 m, ρ = 8 kg/m³, k_v = 0,6, β = 8, [v] = 14 m/s, φ = 100°, t_g = 0,03 m, z_d = 4, k_p = 0,003, [E] = 45 %, t_c = 0,06 m, t_a = 0,05 m, τ = 0,002 s, h_p = 30 mm, d_p = 4 mm, m_d = 70 kg, val diametri 60 mm, l = 1,3 m, $E_m = 2{,}1 \cdot 10^{11}$ Pa, η = 0,85, C_a = 0,05. Bu qiymatlar usulni namoyish etish uchun tanlangan; β, k_p va [v] real mashina va xom ashyo uchun tajribada aniqlanishi lozim. Hisoblar Python muhitida bajarildi.

Usulni tajribada tekshirish uchun laboratoriya stendida quyidagi tartib ko‘zda tutiladi. Tajribalar bir xil navdagi va bir xil namlikdagi xom paxta partiyasida o‘tkaziladi. Avval iflosliklarning tutash indeksi β o‘lchanadi, so‘ng aylanish chastotasi ketma-ket o‘zgartirilib, har bir rejimda tozalash samaradorligi ajratilgan iflosliklar massasining kirishdagi massaga nisbati sifatida, tola shikastlanishi esa tola uzunligi va qisqa tola ulushi bo‘yicha baholanadi. Natijalar (7) va (9) bashoratlari bilan solishtiriladi, k_p koeffitsiyenti eng kichik kvadratlar usulida aniqlanadi. Bu ish keyingi bosqichga rejalashtirilgan va hozirgi maqolaning natijalari faqat nazariy hisoblashga tegishli.

NATIJALAR

Hisoblash to‘rtta diametr, ya’ni 0,40; 0,50; 0,60 va 0,70 m uchun bajarildi. Har bir diametr uchun (4) bo‘yicha aylanish chastotasining joiz diapazoni, so‘ng (7) bo‘yicha 45 % samaradorlikni ta’minlovchi eng kichik chastota topildi, undan uzunlik, qoziqlar soni va tozalash zonasidagi o‘zaro ta’sirlar soni aniqlandi. Natijalar 1-jadvalda keltirilgan. Barcha variantlarda ajralish sharti bajarildi (K ≥ 9), aylanma tezlik joiz qiymat 14 m/s dan past qoldi va ta’minlangan samaradorlik nishon qiymatdan 0,2 % dan ko‘p farq qilmadi.

1-jadval

Baraban diametriga bog‘liq holda hisoblangan parametrlar (shartli boshlang‘ich ma’lumotlar bilan)

D, m	n_{min}, min^{-1}	n_{max}, min^{-1}	n_{rat}, min^{-1}	v, m/s	K	L, m	N, dona	E, %
0,40	201	668	472	9,89	49,8	1,17	490	45,0
0,50	179	535	384	10,05	41,2	1,15	602	45,2
0,60	164	446	325	10,21	35,4	1,13	712	45,1
0,70	152	382	284	10,41	31,6	1,11	815	45,2

Jadvaldan ko‘rinadiki, diametr 0,40 dan 0,70 m gacha, ya’ni 1,75 marta oshganda zarur aylanish chastotasi 472 dan 284 min^{-1} gacha, taxminan 1,7 marta kamayadi, aylanma tezlik esa 9,89 dan 10,41 m/s gacha, atigi 5 % ga o‘zgaradi. Baraban uzunligi ham deyarli o‘zgarmadi: 1,17 dan 1,11 m gacha. Bu natija (9) formulaning tahliliga mos keladi: diametr faqat R qo‘shiluvchisi orqali ishtirok etadi va uning ta’siri aylanma tezlik qiymatiga kuchsiz aks etadi. Yopiq ko‘rinishdagi (9) formula shu diametrlar uchun 9,66; 9,88; 10,10 va 10,32 m/s beradi, ya’ni diskret

DOI: 10.65322/j.srd.05192026.16

hisobdan 0,2–0,4 m/s ga, qariyb 2–4 % ga farq qiladi, bu farq N_g ni butun songa yaxlitlash bilan izohlanadi.

Ajralish ko‘rsatkichi K diametr ortishi bilan pasayadi (49,8 dan 31,6 gacha), chunki bir xil aylanma tezlikda markazdan qochma tezlanish radiusga teskari proporsional. Shunga qaramay, K barcha variantlarda $K_{min} = 9$ dan ancha yuqori qoladi, ya’ni ajralish sharti zaxira bilan bajariladi. Diametrga qo‘yiladigan nazariy yuqori chegara $D \le 2[v]^2/(K_{min}\, g) = 4{,}44$ m ni tashkil etdi, u real konstruksiya o‘lchamlaridan ancha katta, shuning uchun bu shart hisoblangan holatda cheklovchi omil bo‘lmadi. Qoziqlar soni diametr ortishi bilan 490 dan 815 gacha ko‘paydi: aylana bo‘yicha qoziqlar soni ortadi, uzunlik esa deyarli o‘zgarmaydi. Har bir qoziq bitta aylanishda ilib oladigan paxta massasi (6) bo‘yicha $m_p = 2{,}88 \cdot 10^{-4}$ kg, ya’ni 0,29 g bo‘ldi va u diametrga, uzunlikka hamda aylanish chastotasiga bog‘liq emasligi hisob bilan tasdiqlandi.

Samaradorlikning aylanish chastotasiga bog‘liqligi D = 0,50 m uchun alohida tahlil qilindi. Chastota 200, 250, 300, 350, 400, 450 va 500 min^{-1} bo‘lganda samaradorlik mos ravishda 4,0; 14,6; 26,0; 37,6; 48,7; 58,9 va 67,9 % ni tashkil etdi. Joiz yuqori chegara $n_{max} = 535$ min^{-1} (v = 14 m/s) da samaradorlik 73,4 % ga yetdi. Grafikning tabiati shuni ko‘rsatadiki, K_{min} ga yaqin chastotalarda ta’sir juda sust, undan yuqorida esa samaradorlik tez o‘sadi, keyinchalik esa to‘yinishga yaqinlashadi. Demak, chastotani oshirish yordamida samaradorlikni oshirish mumkin, biroq har bir qo‘shimcha 50 min^{-1} oshirish samaradorlikni kamayib boruvchi miqdorda oshiradi (taxminan 11,6 dan 9,0 foiz bandigacha), tola shikastlanish xavfi esa v^2 ga proporsional ravishda o‘sadi.

Kirish parametrlariga sezgirlik (9) formula bilan D = 0,50 m uchun baholandi. Tutash indeksi β = 6, 8, 10 va 12 bo‘lganda zarur aylanma tezlik mos ravishda 8,72; 9,88; 10,93 va 11,88 m/s ni tashkil etdi, ya’ni β ikki barobar oshsa, tezlik taxminan 36 % ortdi. k_p koeffitsiyenti 0,002; 0,003 va 0,004 bo‘lganda tezlik 11,64; 9,88 va 8,88 m/s bo‘ldi. Ketma-ket barabanlar soni $z_d = 3$, 4, 5 va 6 bo‘lganda tezlik 11,09; 9,88; 9,09 va 8,51 m/s ga teng bo‘ldi. Shunday qilib, barabanlar sonini ko‘paytirish aylanma tezlikni pasaytirish, ya’ni tolaga mayinroq ta’sir ko‘rsatish imkonini beradi, buning evaziga esa mashina uzunligi va metall sig‘imi ortadi.

Panjara parametrlarining ta’siri ham (9) formula bilan baholandi. Qamrash burchagi φ = 80°, 100° va 120° bo‘lganda D = 0,50 m uchun zarur aylanma tezlik mos ravishda 10,80; 9,88 va 9,22 m/s ni tashkil etdi, ya’ni burchakning har 20° ga oshishi tezlikni taxminan 7–9 % ga kamaytiradi. Sterjenlar qadami $t_g = 0{,}02$; 0,03 va 0,04 m bo‘lganda tezlik 8,51; 9,88 va 11,09 m/s bo‘ldi. Qadam kamayishi ta’sirlar sonini oshiradi va shu sababli yumshoqroq rejimga imkon beradi, biroq sterjenlar soni ortishi bilan panjara tirqishining sof kengligi kamayadi va $d_i \le s$ sharti buzilishi, ya’ni yirikroq iflosliklar panjarada to‘planib qolishi mumkin. Demak, t_g ni tanlashda samaradorlikdan tashqari tirqishning o‘tkazuvchanlik sharti ham hal qiluvchi.

Unumdorlik va qatlam ko‘rsatkichlarining baraban uzunligiga ta’siri (5) formula bo‘yicha baholandi (D = 0,50 m, v = 10,05 m/s). Unumdorlik 3000, 4000, 5000 va 6000 kg/soat bo‘lganda uzunlik 0,86; 1,15; 1,44 va 1,73 m ni tashkil etdi, ya’ni uzunlik unumdorlikka to‘g‘ri proporsional. Qatlam qalinligi h = 0,015; 0,020 va 0,030 m bo‘lganda uzunlik 1,54; 1,15 va 0,77 m bo‘ldi, zichlik ρ = 6, 8 va 10 kg/m^3 bo‘lganda esa 1,54; 1,15 va 0,92 m. Bu natijalar qatlam ko‘rsatkichlari baraban uzunligiga aylanma tezlikdan ham kuchliroq ta’sir qilishini ko‘rsatadi. Qoziqlar qadamlari $t_c \times t_a = 0{,}05 \times 0{,}04$; $0{,}06 \times 0{,}05$ va $0{,}08 \times 0{,}06$ m bo‘lganda bitta qoziqqa tushadigan massa 0,19; 0,29 va 0,46 g ni tashkil etdi. Agar joiz yuklama $[m_p] = 0{,}40$ g deb qabul qilinsa, qadamlar ko‘paytmasi $4{,}2 \cdot 10^{-3}$ m^2 dan oshmasligi kerak, ya’ni tanlangan $3 \cdot 10^{-3}$ m^2 ko‘paytma joiz qiymatning qariyb 72 % ini egallaydi va zaxira mavjud.

Berilgan samaradorlik darajasining aylanma tezlikka ta’siri alohida ahamiyatga ega. D = 0,50 m uchun [E] = 35, 45, 55 va 65 % bo‘lganda zarur aylanma tezlik 8,75; 9,88; 11,09 va 12,44 m/s ni tashkil etdi. Samaradorlikni 45 dan 65 % gacha oshirish tezlikni 26 % ga, tolaga uzatiladigan zarba energiyasi bilan bog‘liq v^2 ni esa taxminan 59 % ga oshirishni talab qildi. Bu shuni

DOI: 10.65322/j.srd.05192026.16

ko‘rsatadiki, samaradorlikning yuqori qiymatlariga erishish tola uchun nisbatan qimmatga tushadi va (9) formuladagi logarifmik qism bu qonuniyatni analitik ravishda aks ettiradi: ln(1/(1−[E])) [E] ortishi bilan keskin o‘sadi.

Mustahkamlik tekshiruvlari barcha variantlarda ijobiy natija berdi. Qoziq uchi zarbasi F_p = 1,44 N (v ≈ 10 m/s, τ = 0,002 s) deb baholanganda diametri 4 mm va uzunligi 30 mm bo‘lgan qoziqdagi egilish kuchlanishi 6,9 MPa ni tashkil etdi, bu po‘lat uchun joiz kuchlanishdan ancha past. Massasi 70 kg va diametri 60 mm bo‘lgan val uchun statik salqilik f = 0,147 mm, kritik aylanish chastotasi $n_{cr} \approx 2467$ min⁻¹ bo‘ldi. D = 0,50 m variantdagi ish chastotasi 384 min⁻¹ bo‘lib, u kritik chastotaning 0,16 qismini tashkil etadi va $n \leq 0{,}7 \cdot n_{cr} \approx 1727$ min⁻¹ sharti katta zaxira bilan bajariladi. Quvvat uchun quyi baho D = 0,50 m variantda 44 W ni tashkil etdi (kinetik qism 20 W, aerodinamik qism 18 W, η = 0,85 hisobga olindi). Bu qiymat faqat asosiy komponentlarni aks ettiradi va amaldagi dvigatel quvvati zarba, ishqalanish va paxta qatlamini tortish yo‘qotishlari hisobiga bir necha barobar yuqori bo‘lishi kerak.

Hisoblash zanjiri D = 0,50 m variant uchun bosqichma-bosqich quyidagicha bajarildi. Radius R = 0,25 m; $K_{min} = \beta + 1 = 9$; (4) bo‘yicha $n_{min} = 179$ min⁻¹ va $n_{max} = 535$ min⁻¹. Panjara qamrash yoyi uzunligi φR = 0,436 m bo‘lgani uchun $N_g = 14$ ta sterjen, o‘zaro ta’sirlar soni $z_i = 4 \cdot 14 = 56$. n = 384 min⁻¹ da ω = 40,2 rad/s, v = 10,05 m/s, K = 41,2, $x = K/K_{min} - 1 = 3{,}58$ va $k_p \cdot x \cdot z_i = 0{,}003 \cdot 3{,}58 \cdot 56 = 0{,}60$, bundan E = 1 − e^(−0,60) = 45,2 %. Uzunlik (5) bo‘yicha 1,15 m, qoziqlar soni 602, bitta qoziqqa tushadigan massa 0,29 g. Shu tarzda parametrlar to‘plami hech qanday tajribaviy tanlovsiz, faqat berilgan koeffitsiyentlar asosida olindi.

Modelning chegaraviy holatlari ham tekshirildi. $k_p \cdot z_d \cdot \varphi / t_g$ ko‘paytmasi cheksizlikka intilganda (9) formuladagi ikkinchi qo‘shiluvchi nolga intiladi va zarur tezlik $v \to \sqrt{(g \cdot K_{min} \cdot R)}$ qiymatiga yaqinlashadi. D = 0,50 m uchun bu 4,70 m/s ga, ya’ni 179 min⁻¹ ga teng va u (4) formuladagi n_{min} bilan aynan mos tushadi, bu fizik jihatdan to‘g‘ri: ta’sirlar soni cheksiz ko‘p bo‘lganda samaradorlik uchun ajralish sharti bajarilishining o‘zi yetarli bo‘ladi. Aksincha, ko‘paytma nolga intilganda zarur tezlik cheksiz o‘sadi, ya’ni ta’sirlar bo‘lmasa, tezlikni qanchalik oshirmang, samaradorlik nolga teng bo‘ladi. Ikkala chegaraviy natija modelning mantiqiy izchilligini tasdiqlaydi.

Natijalarni umumlashtirib, hisoblangan misol uchun ratsional parametrlar to‘plamini ko‘rsatish mumkin. Diametr 0,50–0,60 m, aylanish chastotasi 325–384 min⁻¹, aylanma tezlik taxminan 10 m/s, ishchi uzunlik 1,1–1,15 m, qoziqlar soni 600–700 dona va qoziq qadamlari 0,06 × 0,05 m. Bu variantlar ajralish sharti zaxirasi, joiz aylanma tezlikdan pastligi, qoziq va val mustahkamligi bo‘yicha barcha talablarni qondiradi. Diametrning aniq tanlovi endi konstruktiv omillar, ya’ni umumiy gabarit, barabanning massasi va dinamik muvozanatlash imkoniyatlari asosida amalga oshiriladi.

Muhokama. Olingan natijalarning asosiy mazmuni shundaki, tozalash samaradorligi berilgan bo‘lsa, ishchi barabanning zarur aylanma tezligi asosan ajralish sharti (K_{min}) va panjara bilan o‘zaro ta’sirlar soniga bog‘liq bo‘lib, diametrga kuchsiz sezgir. Bu xulosa (9) formuladan analitik ravishda kelib chiqadi va hisoblash misoli bilan tasdiqlandi: diametr 1,75 marta o‘zgarganda aylanma tezlik atigi 5 % ga o‘zgardi. Amaliy oqibati muhim: agar loyihachi diametrni o‘zgartirib, tolaga ta’sirni yumshatishni kutsa, bu kutish o‘zini oqlamaydi, chunki tezlik deyarli o‘zgarmaydi, o‘zgaradigan narsa aylanish chastotasi va ajralish ko‘rsatkichi K xolos. Tolaga ta’sirni yumshatishning haqiqiy vositasi o‘zaro ta’sirlar sonini oshirish, ya’ni ketma-ket barabanlar sonini ko‘paytirish yoki panjara qadamini kamaytirishdir, buni z_d bo‘yicha sezgirlik tahlili ham ko‘rsatdi. Bu mulohaza tajriba bilan tasdiqlanishi kerak, chunki tola shikastlanishi faqat tezlikka emas, qoziq shakli, zarbalar takrorlanishi va namlikka ham bog‘liq [4].

Kirishda ilgari surilgan farazimiz hisoblash misolida tasdiqlandi. Aylanma tezlikning diametrga kuchsiz bog‘liqligi yopiq formuladan ham, sonli hisobdan ham ko‘rindi va uning sababi aniq: ajralish ko‘rsatkichi K diametr ortishi bilan pasayadi, biroq tozalash zonasidagi o‘zaro

DOI: 10.65322/j.srd.05192026.16

ta’sirlar soni z_i shu diametr ortishi bilan proporsional ravishda ko‘payadi, va ikki ta’sir bir-birini deyarli qoplaydi. Shu tufayli samaradorlik asosan v ga bog‘liq bo‘lib qoladi. Bu qonuniyat modelning amaliy jihatdan qiziq xususiyati bo‘lib, uni boshqa geometriyaga, masalan panjara qamrash burchagi diametrga bog‘liq o‘zgaradigan konstruksiyalarga o‘tkazishda ehtiyotkorlik kerak: bunday hollarda φ va D orasidagi bog‘liqlik hisobga olinishi lozim.

Tolaga ta’sir masalasiga alohida to‘xtalish kerak. Modelda tola shikastlanishi bevosita hisoblanmaydi, u aylanma tezlikning joiz qiymati [v] orqali cheklov sifatida kiritilgan. Bu oqilona soddalashtirish, chunki zarba energiyasi v^2 ga proporsional va shikastlanish odatda shu energiya bilan ortadi. Natijalar samaradorlikni oshirishning ikki yo‘lini taqqoslash imkonini beradi. Aylanma tezlikni oshirish samaradorlikni tez, ammo tola uchun qimmat evaziga oshiradi, ta’sirlar sonini ko‘paytirish esa samaradorlikni bir xil tezlikda yoki undan pastroq tezlikda oshiradi. Shuning uchun texnologik zanjirda bir nechta nisbatan sekin ishlovchi barabanlarni ketma-ket joylashtirish bitta tez ishlovchi barabanga nisbatan tolaga mayinroq bo‘lishi kutiladi. Bu bashorat tajribada tekshirilishi zarur, chunki ta’sirlar soni ortishi bilan tolaning takroriy zarbalardan charchashi ham ortishi mumkin.

Usulning an’anaviy tajribaviy yondashuvdan asosiy farqi parametrlar orasidagi bog‘liqlikni ochiq ko‘rsatishida. Masalan, (6) formula bitta qoziqqa tushadigan yuklama uzunlik, diametr va aylanish chastotasidan mustaqil ekanini ko‘rsatadi; bu shuni bildiradiki, qoziqlar qadamlarini faqat qatlam ko‘rsatkichlariga qarab tanlash kerak, barabanning geometriyasi bilan bog‘lash noto‘g‘ri. Xuddi shunday, (5) formula uzunlikni aylanma tezlikka teskari proporsional bog‘laydi va aylanma tezlik ratsional qiymatga yaqinlashib, deyarli o‘zgarmasligi sababli uzunlik ham diametrdan sezilarli darajada mustaqil qoladi. Bu, o‘z navbatida, mashina gabaritini belgilashda diametrga erkinlik beradi va uni dinamik muvozanat, materiallar sarfi hamda ishlab chiqarish qulayligi bo‘yicha optimallashtirish mumkinligini ko‘rsatadi. Bunday xulosalar mavjud mashinalarning tajribaviy tanlangan o‘lchamlarini nazariy jihatdan izohlash uchun ham foydali, biroq bu taqqoslash uchun konkret mashinalar bo‘yicha o‘lchangan ma’lumotlar zarur.

Natijalardan konstruktorlar uchun bir nechta amaliy tavsiya kelib chiqadi. Birinchidan, qoziqlar qadamlari faqat joiz yuklama $[m_p]$ shartidan tanlanishi va shaxmat tartibida joylashtirilishi kerak. Ikkinchidan, baraban uzunligi unumdorlik va qatlam ko‘rsatkichlari asosida (5) bo‘yicha aniqlanadi va standart qatorga yaxlitlanadi; bunda uzunlikning yaxlitlanishi aylanma tezlikka ta’sir qilmaydi, faqat qatlam qalinligini biroz o‘zgartiradi. Uchinchidan, diametr gabarit, massa, muvozanatlash imkoniyati va tayyorlash texnologiyasi asosida tanlanadi, aylanish chastotasi esa tanlangan diametr uchun (9) bo‘yicha topilgan tezlikdan hisoblanadi. To‘rtinchidan, panjara qamrash burchagi va sterjenlar qadami samaradorlik bilan tirqishning o‘tkazuvchanlik sharti orasida kelishuv sifatida belgilanadi. Bunday tartib loyihalash ishini ketma-ket va nazorat qilinadigan qilib beradi.

Modelning cheklovlarini alohida ko‘rsatish lozim. Birinchidan, β, k_p va [v] koeffitsiyentlari empirik xarakterga ega va xom paxtaning navi, namligi, ifloslik turi hamda qoplama shakliga qarab o‘zgaradi. Ushbu ishda ularning shartli qiymatlari usulni namoyish qilish uchun olingan, shu bois hisoblangan sonlar aniq mashina uchun tavsiya emas, usulning ishlashini ko‘rsatuvchi misol sifatida qaralishi kerak. Ikkinchidan, samaradorlik modeli (7) ta’sirlarni mustaqil deb oladi; amalda dastlabki ta’sirlarda eng oson ajraladigan iflosliklar chiqib ketgani sababli keyingi ta’sirlar samaradorligi pasayadi, ya’ni ajralish ehtimoli bir xil emas. Bu holat modelga ifloslik fraksiyalarini kiritish, ya’ni har bir fraksiya uchun alohida β va k_p qiymatlarini qo‘llash orqali hisobga olinishi mumkin. Uchinchidan, paxta qatlami bir xil yupqa qatlam sifatida ko‘rilgan; real jarayonda esa bo‘laklar o‘lchami va tarqalishi notekis. Bunday murakkab jarayonlarni diskret elementlar usuli bilan [3] modellashtirish taklif etilgan analitik usulni tekshirish va aniqlash uchun istiqbolli yo‘nalish hisoblanadi.

DOI: 10.65322/j.srd.05192026.16

Mustahkamlik qismida qabul qilingan soddalashtirishlar ham izoh talab qiladi. Qoziq zarbasi τ orqali baholanishi taxminiy bo‘lib, tutashuv davomiyligi paxta bo‘lagining zichligi va qoziq shakliga bog‘liq. Valning kritik chastotasi tekis taqsimlangan yuk va sodda tayanchlar uchun hisoblandi; real konstruksiyada qo‘shimcha massalar, tayanchlarning egiluvchanligi va vaqt bo‘yicha o‘zgaruvchan yuklar bor, shuning uchun kritik chastotaning haqiqiy qiymati boshqacha bo‘lishi mumkin. Shunga qaramay, hisoblangan zaxira koeffitsiyenti katta (ish chastotasi kritik chastotaning atigi 0,16 qismi), shuning uchun bu soddalashtirishlar xulosaga sezilarli ta’sir qilmaydi. Quvvat bo‘yicha baho esa faqat quyi chegara bo‘lib, uni aniqlashtirish uchun mashina sinovida o‘lchanadigan qarshilik momentlari zarur.

Taklif etilgan usul faqat qoziqli barabanlar bilan cheklanmaydi. Arrasimon tishli va boshqa turdagi ishchi barabanlar uchun ham asosiy zanjir, ya’ni ajralish sharti, o‘zaro ta’sirlar soni bo‘yicha samaradorlik va uzunlikni unumdorlikdan aniqlash o‘z kuchini saqlaydi; faqat qoplama elementiga tushadigan yuklama va uning mustahkamlik sharti qayta yoziladi. Shuningdek, usul mahalliy mashinasozlik korxonalari uchun ham foydali: hisoblash zanjiri prototip sinovlari sonini kamaytiradi, parametrlarni oldindan asoslaydi va mavjud mashinalarni modernizatsiya qilishda qaysi o‘zgarish qanday oqibat berishini oldindan ko‘rsatadi. Masalan, panjara qamrash burchagini oshirish yoki barabanlar sonini ko‘paytirish orqali aylanma tezlikni pasaytirish, ya’ni tola sifatini yaxshilash imkonini hisoblash yo‘li bilan baholash mumkin.

Qatlam tezligi koeffitsiyenti k_v ning doimiy deb olinishi ham soddalashtirish hisoblanadi. Amalda qatlam tezligi qoziqlar bilan tutashuv, panjara ishqalanishi va bo‘laklar o‘rtasidagi o‘zaro ta’sirga qarab o‘zgaradi. k_v kamaysa, (5) bo‘yicha uzunlik ortadi, k_v oshsa esa (6) bo‘yicha bitta qoziqqa tushadigan yuklama ko‘payadi, shu sababli k_v ni stendda o‘lchash, masalan tezkor video tahlil yordamida aniqlash, va (6) shartni k_v ning yuqori chegarasi bilan tekshirish zaxira beradi. Yana bir omil qoziqlarning ishlash davomida eskirishi: uchi yeyilgan qoziqning tutish qobiliyati pasayadi, shuning uchun mashinaning haqiqiy ish sifati vaqt o‘tishi bilan modeldan chetlashishi mumkin, va qoziqlarni davriy nazorat qilish hamda almashtirish tartibi loyihaga kiritilishi kerak.

Usulni takomillashtirish va tekshirish uchun bir nechta yo‘nalish ko‘rinadi. Eng muhimi laboratoriya stendida β, k_p va [v] koeffitsiyentlarini aniqlash, so‘ng modelning bashoratlarini, ya’ni samaradorlikning aylanish chastotasi va ta’sirlar soniga bog‘liqligini tajribada tekshirishdir. Agar bashorat va tajriba mos kelsa, (9) formula loyihalash amaliyotida to‘g‘ridan-to‘g‘ri qo‘llanishi mumkin bo‘ladi. Aks holda k_p ni tezlik va ifloslik turiga bog‘liq funksiya sifatida kengaytirish zarur. Shuningdek, tola sifatining ko‘rsatkichlari, xususan uzunlik va qisqa tola ulushi bo‘yicha, [v] chegarasini aniqlashtiruvchi alohida tajribalar o‘tkazilishi kerak. Bu bosqichlar bajarilgach, hisoblash usuli mashinalarni loyihalash uchun to‘liq asoslangan vositaga aylanadi.

Xulosa. Tadqiqotda paxtani mayda iflosliklardan tozalash mashinasining ishchi barabani konstruktiv parametrlarini hisoblashning yagona usuli ishlab chiqildi. Usul ajralish sharti, tozalash samaradorligi, unumdorlik, qoziqlardagi yuklama, qoziq mustahkamligi va val dinamik barqarorligini bitta algoritmga birlashtiradi. Ajralish sharti markazdan qochma tezlanish orqali $K \geq \beta + 1$ ko‘rinishida, tozalash samaradorligi esa panjara bilan o‘zaro ta’sirlar soniga asoslangan yopiq bog‘liqlik $E = 1 - \exp\{-k_p z_d \varphi [v^2/(g K_{min}) - R]/t_g\}$ ko‘rinishida ifodalandi. Undan berilgan samaradorlik uchun zarur aylanma tezlikning analitik formulasi olindi va uning diametrga kuchsiz sezgirligi nazariy asoslandi. Usulning muhim afzalligi shundaki, hisoblash zanjiri ochiq va har bir qadami fizik ma’noga ega, shu sababli bu zanjirning istalgan bo‘g‘inini tajribada aniqlangan yangi ma’lumotlar bilan almashtirish mumkin.

Hisoblash misolida diametr 1,75 marta o‘zgarganda zarur aylanma tezlik atigi 5 % ga, baraban uzunligi esa 5 % ga o‘zgardi. Bitta qoziqqa tushadigan yuklama faqat qatlam ko‘rsatkichlari va qoziq qadamlariga bog‘liq ekani ko‘rsatildi. Amaliy jihatdan bu diametrni aylanma tezlikka emas, konstruktiv va mustahkamlik omillariga qarab tanlash, tolaga ta’sirni yumshatish uchun esa o‘zaro ta’sirlar sonini oshirish maqsadga muvofiqligini bildiradi.

DOI: 10.65322/j.srd.05192026.16

Qo‘shimcha sezgirlik tahlili shuni ko‘rsatdiki, barabanning uzunligi unumdorlik va qatlam ko‘rsatkichlari bilan, aylanma tezlik esa ajralish sharti, panjara qamrash burchagi va sterjenlar qadami bilan belgilanadi. Ishda keltirilgan sonli qiymatlar shartli boshlang‘ich ma’lumotlarga asoslangan va usulni namoyish qilish uchun xizmat qiladi. Keyingi bosqichda β, k_p va [v] koeffitsiyentlarini laboratoriya stendida aniqlash, model bashoratlarini tajriba bilan solishtirish va diskret elementlar usuli bilan tekshirish rejalashtiriladi. Shundan so‘ng usul paxta tozalash mashinalarini loyihalashda qo‘llanishga tayyor bo‘ladi.

Adabiyotlar ro‘yxati

1. Anthony, W. S., & Mayfield, W. D. (Eds.). (1994). Cotton ginners handbook (Agriculture Handbook No. 503). U.S. Department of Agriculture, Agricultural Research Service.
2. Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2015). Shigley's mechanical engineering design (10th ed.). McGraw-Hill Education.
3. Cundall, P. A., & Strack, O. D. L. (1979). A discrete numerical model for granular assemblies. Géotechnique, 29(1), 47–65.
4. Gordon, S., & Hsieh, Y.-L. (Eds.). (2007). Cotton: Science and technology. Woodhead Publishing.
5. Hughs, S. E., Valco, T. D., & Williford, J. R. (2008). 100 years of cotton production, harvesting, and ginning systems engineering: 1907–2007. Transactions of the ASABE, 51(4), 1187–1198.
6. Miroshnichenko, G. I. (1972). Osnovy proektirovaniya mashin pervichnoy obrabotki khlopka [Fundamentals of designing cotton primary processing machines]. Mashinostroenie.
7. Norton, R. L. (2020). Machine design: An integrated approach (6th ed.). Pearson.
8. Rao, S. S. (2017). Mechanical vibrations (6th ed.). Pearson.