BOSH VALNING QAYISHQOQ ELEMENTLI PODSHIPNIKLI TAYANCHLARDAGI ISHQALANISH KUCHLARI MOMENTLARINI ANIQLASH

Amonov Abduraxmon Rafiq o‘g‘li
Buxoro davlat texnika universiteti t.f.f.d.,dots,
E-mail: amonovabdurahmon12@gmail.com
Muxammedjanov Mironshoh Mansurjonovich
Buxoro davlat texnika universiteti tayanch doktorant

Annotatsiya: Ushbu maqolada tikuv mashinasi bosh valining qayishqoq elementli podshipnikli tayanchlaridagi ishqalanishini aniqlashda ikki xil gipotezadan foydalanilishi keltirilgan. Bunda birinchi gipotezada sapfa bilan podishipnik orasidagi bog‘lanish aylanma kinematik juft va bosim kuchi tekis tarqalgan bo‘lishi, ya’ni solishtirma bosim o‘zgarmas deb qaralishi, ikkinchi gipotezada sapfa absolyut bikr deb qaralishi hamda podshipnikli vertikal yo‘qolishi bo‘ylab yeyilishlari keltirilgan.

Kalit so‘zlar: Vtulka, amartizator, rezina, podshipnik, tayanch, bikrlik, qayishqoq element, kinematik juftlik.

Аннотация: В статье представлено использование двух различных гипотез для определения трения главного вала швейной машины в подшипниках с гибким элементом. В первой гипотезе связь вала с подшипником представляет собой вращающуюся кинематическую пару, а сила давления распределена равномерно, то есть относительное давление считается постоянным, а во второй гипотезе вал считается абсолютно жёстким, а подшипник изнашивается по вертикальному зазору.

Ключевые слова: Втулка, амортизатор, резина, подшипник, опора, втулка, ременной элемент, кинематическая пара.

Abstract: This article presents the use of two different hypotheses to determine the friction of the main shaft of a sewing machine in bearings with a flexible element. In the first hypothesis, the connection between the shaft and the bearing is a rotating kinematic couple and the pressure force is uniformly distributed, that is, the relative pressure is considered constant, and in the second hypothesis, the shaft is considered absolutely rigid and the bearing wears along the vertical clearance.

Keywords: Bushing, shock absorber, rubber, bearing, support, bushing, belt element, kinematic pair.

Kirish

Ma’lumki sirpanishi podshipniklaridagi ishqalanishni aniqlashda 2 ta gipotezadan foydalaniladi [1,2]. Bunda birinchi gipotezanda sapfa bilan podishipnik orasidagi bog‘lanish aylanma kinematik juft deb ifodalanadi va bosim kuchi tekis tarqalgan bo‘ladi, ya’ni solishtirma bosim o‘zgarmas deb qaraladi.

ISSN 3030-3907

Ikkinchi gipotezada sapfa absolyut bikr deb qaraladi, podshipnikli vertikal yo‘qolishi bo‘ylab yeyilishi o‘zgarmas deb qaraladi. Bu ikki gipoteza o‘zaro solishtirilganda ikkinchi gipoteza bo‘yicha keltirilgan ishqalanish koeffitsientiga asosan 25% ga kichik bo‘ladi. Shuning uchun tikuv mashinasi bosh vali podshipnikli tayanchlaridagi amortizatorlarni inobatga olganda ishqalanish momentini aniqlashda 1-gipotezadan foydalanimiz. Bunda hisob sxemasi 1-rasmda ko‘rsatilganidek qabul qilingan. Mos ravishda ta’sir zonasi bo‘yicha α ni inobatga olgan holda ishqalanish kuchining momenti:

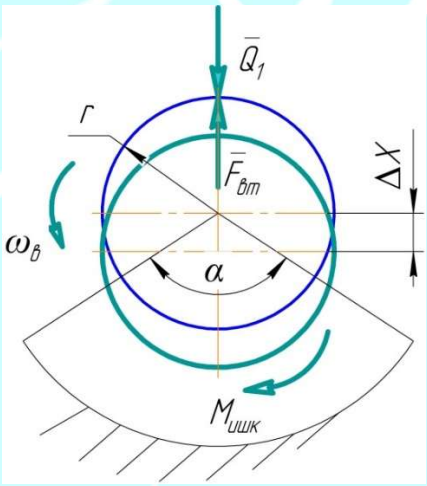
$$M_{ishq} = fQr\frac{\alpha}{sin\alpha} \qquad (1)$$

bu yerda f – ishqalanish koeffitsienti; Q–tashqi bosim kuchi; r – valning radiusi; α – kontakt burchagi, normal vaziyatda asosan α = π/2 qilib olinadi.

Hisob sxemasida ko‘rsatilgandek vertikal o‘q bo‘yicha ta’sir qiluvchi kuchlar muvozanat sharti [3]:

$$Q_1 + G_v + \overline{G_{vt}} = F_{vt} \qquad (2)$$

bu yerda, G_v, G_{vt} – mos ravishda tikuv mashinasi bosh vali va rezinali amortizatorlar og‘irliklari, F_{vt}–rezinali amortizator qayishqoqlik (tiklovchi) kuchi vektorlari.



1-rasm. Ishqalanish kuchlari momentini aniqlash hisob sxemasi

Bunda mos ravishda bosh valning har uchchala tayanchlaridagi rezinali amortizatorlar bikirlik kuchlari [4]:

$$F_{n1} = s_1 \cdot \Delta x_1; \quad F_{n2} = s_2 \cdot \Delta x_2; \quad F_{n3} = s_3 \cdot \Delta x_3 \qquad (3)$$

bu yerda, c_1, c_2, c_3,- tayanchlardagi amortizatorlarning chiziqli bikrlik koeffitsientlari, $\Delta x_1, \Delta x_2, \Delta x_3$,- amortizatorlar deformatsiyalari qiymatlari.

Bunda quyidagi ifoda hosil bo‘ladi:

$$F_{vt1} = c_1 \Delta x_1; F_{vt2} = c_2 \Delta x_2; F_{vt3} = c_3 \Delta x_3; F_{vt} = c_1 \Delta x_1 + c_2 \Delta x_2 + c_3 \Delta x_3 \qquad (4)$$

Ta’kidlash lozimki, tikuv mashinasi bosh vali siljishi faqat o‘qqa parallel bo‘lishini ta’minlash uchun vtulkalar deformatsiyalari o‘zaro teng bo‘lishi kerak.

$$\Delta x_1 = \Delta x_2 = \Delta x_3 \quad \text{u holda} \quad F_{vt} = (c_1 + c_2 + c_3)\,\Delta \qquad (5)$$

ISSN 3030-3907

Har bir podshipnikli tayanchdagi ishqalanish kuchining momentlari:

$$M_{ishq1} = fQ_1r\frac{\pi}{2};\ M_{ishq2} = fQ_2r\frac{\pi}{2};\ M_{ishq3} = fQ_3r\frac{\pi}{2}; \qquad (6)$$

(4) ni inobatga olinganda (6) quyidagi ko‘rinishni oladi:

$$M_{ishq1} = fc_1\Delta x_1r\frac{\pi}{2};\ M_{ishq2} = fc_2\Delta x_2r\frac{\pi}{2};M_{ishq3} = fc_3\Delta x_3r\frac{\pi}{2}; \qquad (7)$$

Bosh valdagi tayanchlardagi umumiy ishqalanish kuchlari momenti (5) ni inobatga olib [5,6,7]:

$$M_{ishq} = M_{ishq1} + M_{ishq2} + M_{ishq} = f\Delta xr\frac{\pi}{2}(c_1 + c_2 + c_3) \qquad (8)$$

Yuqorida ta’kidlanganidek hamda tajribaviy tadqiqotlar natijalariga ko‘ra, tikuv mashinasi bosh vali amortizatorli podshipnikli tayanchlaridagi bikirliklarning o‘zaro qiymatlari quyidagicha olingan:

$$c = c_1 = c_3;\ c_2 = (0{,}7\div0{,}75)\cdot c_1 \qquad c_{um} = 2{,}7\ s \qquad (9)$$

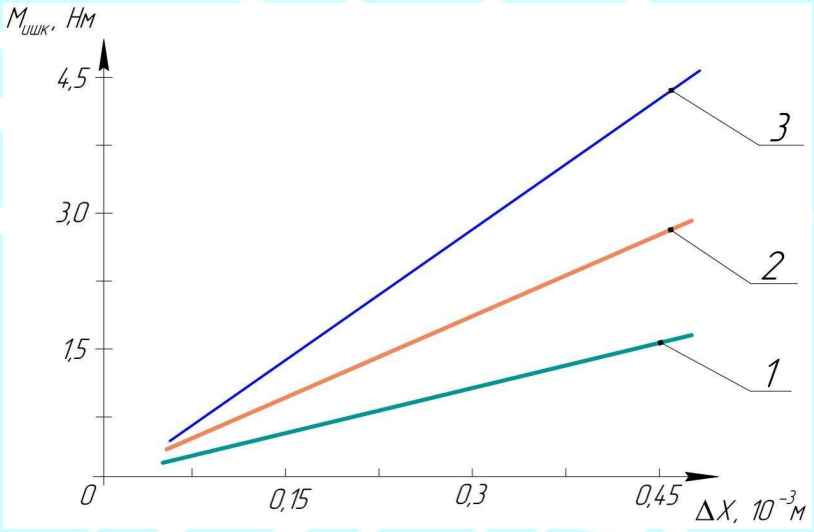
U holda (9) ni quyidagicha yozish mumkin:

$$M_{ishq} = 4{,}24f\Delta xrc \qquad (10)$$

Olingan (10) tikuv mashinasi bosh validagi uchchala amortizatorli podshipnikli tayanchlaridagi ishqalanish kuchlari momentini aniqlashda parametrlarning boshlang‘ich qiymatlari quyidagicha olindi: f=(0,08÷0,15); s=(0,5÷0,55) $\cdot10^4$N/m; Δx=(0,05÷0,15)$\cdot10^{-3}$m; r=15$\cdot10^{-3}$m.

Sonli yechim natijasida ishqalanish kuchlari umumiy qarshilik momentini parametrlarga bog‘liqlik grafiklari qurildi. Ushbu grafiklar (10) ga asosan chiziqli qonuniyatda bo‘ladi. Jumladan, 2-rasmda tikuv mashinasi qayishqoq amortizatorni podshipnikli tayanchlaridagi umumiy ishqalanish momentini valni tebranish qamroviga bog‘liqlik grafiklari keltirilgan. Qurilgan grafiklar tahlili shuni ko‘rsatadiki, tikuv mashinasi bosh valini vertikal tebranishi qamrovi qiymatlari 0,071$\cdot10^3$ m dan 0,45$\cdot10^3$ m gacha orttirilganda va ishqalanish koeffitsienti 0,08 ga teng bo‘lganda M_{ishq} o‘zgarishlari 0,27 Nm dan 1,51 Nm gacha chiziqli qonuniyatda ortib boradi. Bunda ishqalanish koeffitsienti 0,14 gacha ko‘payganida tayanchlardagi umumiy ishqalanish kuchlarining qarshilik momenti 0,043 Nm dan 3,97 Nm gacha chiziqli bog‘lanishda ko‘payib borishini ko‘rish mumkin. Buning mohiyati shundan iboratki, bosh valni vertikal tebranishlari qamrovini ortishi bilan podshipniklarning valga bosim kuchini ortishiga olib keladi, bu o‘z navbatida ishqalanish kuchini ko‘paytiradi. Demak, ishqalanish kuchlari qarshilik momentlarining umumiy qiymatini (2,5÷3,2) Nm dan oshmasligini ta’minlash uchun bosh valni tebranish qamrovi qiymatlarini (0,09÷0,18)$\cdot10^{-3}$ m oralig‘ida bo‘lishi maqsadga muvofiqdir.

ISSN 3030-3907

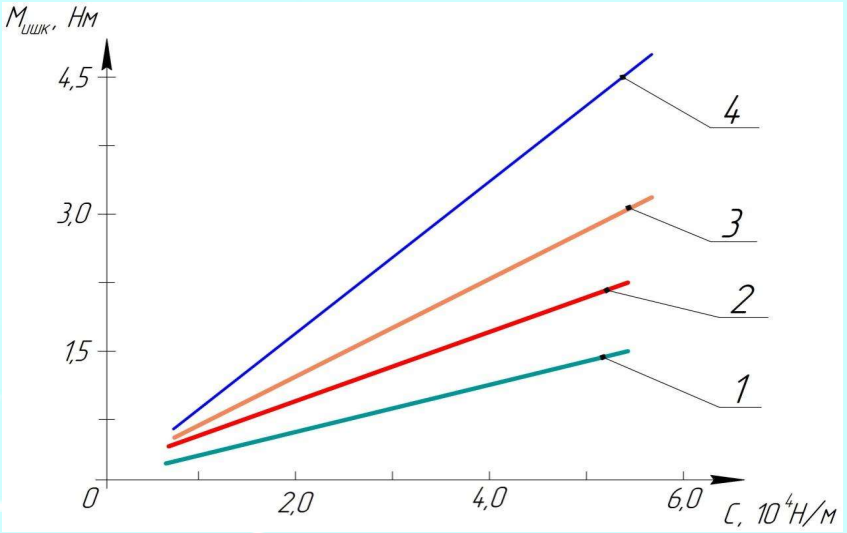


1 – f = 0,08; 2 – f = 0,11; 3 – f = 0,11

2-rasm. Tikuv mashinasi qayishqoq amortizatorli podshipnikli tayanchlaridagi umumiy ishqalanish momentini valni tebranish qamroviga bog‘liqlik grafiklari

Olingan 3-rasmda tavsiya etilgan tikuv mashinasi bosh vali tayanchlaridan amortizatorli vtulkalarining keltirilgan bikrlik koeffitsientlarini umumiy ishqalanish momentiga ta’sirini ifodalovchi bog‘liqlik grafiklari keltirilgan. Qurilgan grafik bog‘lanishlar tahliliga asosan tayanchlarning keltirilgan bikirlik koeffitsienti qiymatlari $2{,}5\cdot10^3$ N/m dan $15\cdot10^3$ N/m gacha ortib borganida va r=$1{,}1\cdot10^{-3}$m bo‘lganida ishqalanish kuchlari umumiy qarshilik momenti qiymatlari 0,26 Nm dan 1,49 Nm gacha chiziqli bog‘lanishda ko‘payib borsa, r=$1{,}7\cdot10^{-3}$ m bo‘lganida M_{ishq} qiymatlari 0,71 Nm dan 4,01 Nm gacha chiziqli qonuniyatda ortib boradi (3-rasm, 4-grafik).

1 – $r = 1{,}1\cdot10^{-2}$ m; 2 – $r = 1{,}3\cdot10^{-2}$ m; 3 – $r = 1{,}5\cdot10^{-2}$ m; 4 – $r = 1{,}7\cdot10^{-2}$ m;



3-rasm. Tavsiya etilgan tikuv mashinasi bosh vali tayanchlaridan amortizatorli vtulkalarning keltirilgan bikirlik koeffitsientlarini umumiy ishqalanish momentiga ta’sirini ifodalovchi bog‘liqlik grafiklari

ISSN 3030-3907

Bunda shuni ta’kidlash kerakki, keltirilgan bikirlik koeffitsientini ortishi bosh valni tebranishlarini kamaytirsa ham, bosim kuchi ortadi. Ishqalanish kuchlari momentini kamaytirish uchun tavsiya qiymatlari s = (1,3÷1,5)·10^4 N/m.

Tikuv mashinasibosh vali tebranishi siljish va tezlik qamrovlarini tashqi qo‘zg‘atuvchi kuchlar qiymatlariga bog‘liqlik grafiklari olingan. Tikuv mashinasi bosh valini tebranish qamrovlarini $\Delta x \leq (0{,}5 \div 0{,}75) \cdot 10^{-3}$ m, $\Delta \dot{x}$ (0,42÷0,45)·10 m/s oralig‘ida bo‘lishini ta’minlash uchun $F_T \leq (15 \div 17)$ N bo‘lishi tavsiya etiladi.

Tikuv mashinasi bosh val tebranish siljishi va tezligi qamrovlari o‘zgarishlarini podshipnik tayanchlar umumiy dissipatsiya va bikrlik koeffitsientalarini o‘zgarishiga bog‘liqlik grafiklari olingan. bosh val o‘qini vertikal yo‘nalishida parallel siljishini ta’minlash uchun $s_1 = s_3$ va $s_2 \leq s_1$ bo‘lishi kerak bo‘ladi. Chunki boshqa holatlarda valni tebranishi og‘ma bo‘lishi mumkin. Bunda o‘rtadagi podshipnikli tayanch bikirligi asosan rezinali amortizatorlarni umumiy deformatsiyasini kamaytirishga qaratilgani uchun tavsiya qiymatlari: $s_1=s_3=(0{,}50 \div 0{,}55) \cdot 10^4$N/m; $s_2=(0{,}40 \div 0{,}45) \cdot 10^4$ N/m.

Bosh val o‘qini parallel siljishini ta’minlash hamda yetarli darajada so‘ndirish uchun $b_1 = b_3$ va $b_2 \leq b_1$ bo‘lishi maqsadga muvofiqdir. Tavsiya qiymatlari: $b_1=b_3=(1{,}8 \div 1{,}9)$Ns/m; $b_2=(1{,}2 \div 1{,}5)$Ns/m. Ushbu qiymatlarda bosh valni aylanishi ravonlashadi, tikish tezligini oshirish imkoni yaratildi.

Tikuv mashinasi qavariq yuzani rezinali vtulkalari bo‘lgan podshipnik tayanchli bosh valni tebranish amplitudasini hisoblash formulasi olingan.

Bosh valni qavariq yuzali rezinali vtulkali podshipnikli tayanchlari bo‘lgan bosh valni vertikal tebranish amplitudasini uning burchak tezligi va keltirilgan massasiga bog‘liqligi qonuniyatlari aniqlandi. Tebranishlar amplitudasi $(0{,}3 \div 0{,}4) \cdot 10^{-3}$ m ga teng bo‘lishini ta’minlash uchun gazlamalarni $\omega_{2v} = (5{,}0 \div 5{,}5) \cdot 10^2\ s^{-1}$ burchak tezligida tikish keltirilgan massa (0,9÷ 1,4) kg oralig‘ida bo‘lishi tavsiya etilgan.

Tikuv mashinasida qavariq sirtli rezinali vtulkalari bo‘lgan podshipnikli tayanchlari bo‘lgan bosh valni vertikal tebranishlari amplitudasi vtulkalarning keltirilgan bikrlik koeffitsientlariga bog‘liqlik grafiklari aniqlangan. Bosh val tebranishlarining samarali amortizatsiyasi, ya’ni tebranishlar amplitudasini $A = (0{,}3 \div 0{,}4) \cdot 10^{-3}$m gacha kamaytirish uchun bosh valning podshipniklari tayanchlaridagi qavariq sirtli rezinalar keltirilgan bikrligi qiymatlarini $C \geq (1{,}35 \div 1{,}5) \cdot 10^4$ N/m chegaralarda tanlash maqsadga muvofiqdir.

ADABIYOTLAR RO‘YXATI

1. Крагелский И.В. Трение изнашивание и смазка: Справочник. Т.2. Машиностроение, М., 1978, 132 с.

2. Коднир Д.С. Контактно-гидродинамическая теория смазки применительно к деталями машин. Магнитогорск 1961. Вып. 40. 41 с.

ISSN 3030-3907

3. Шоджааталхосейни С. Определение нагрузок на подшипники роликоопор линейных секций ленточных конвейеров горных преприятий // Горкий информационно-аналитический бюллетен (научно-технический журнал). -2009. -№1. 83-89 с.
4. Григорев Е.Т. Расчет и конструирование резиновых амортизаторов. – М.:1990. 153 с.
5. Потураев В.Н., Дырда В.И. Резиновые детали машин.–М.: Машиностроение, М., 1977., 216 с.
6. Жиркин Ю. В. , Мироненков Е. И., Султонов Н. Л. Тютеряков Н. Ш., Юсупов Р.Р. Разработка математической модели контактно-гидродинамического расчета подшипников качения с целю повышения их эксплуатационных характеристик на стадии проектирования// Вып.2. – Магнитогорск: 2013. 115с.
8. Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения.-М.: Машиностроение, 1986.-235 с.

ISSN 3030-3907