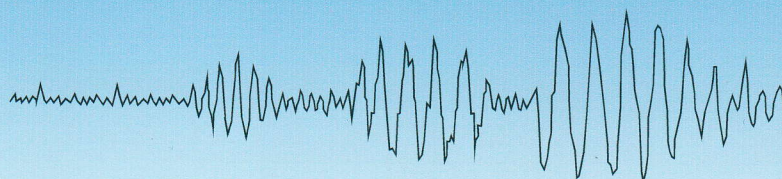
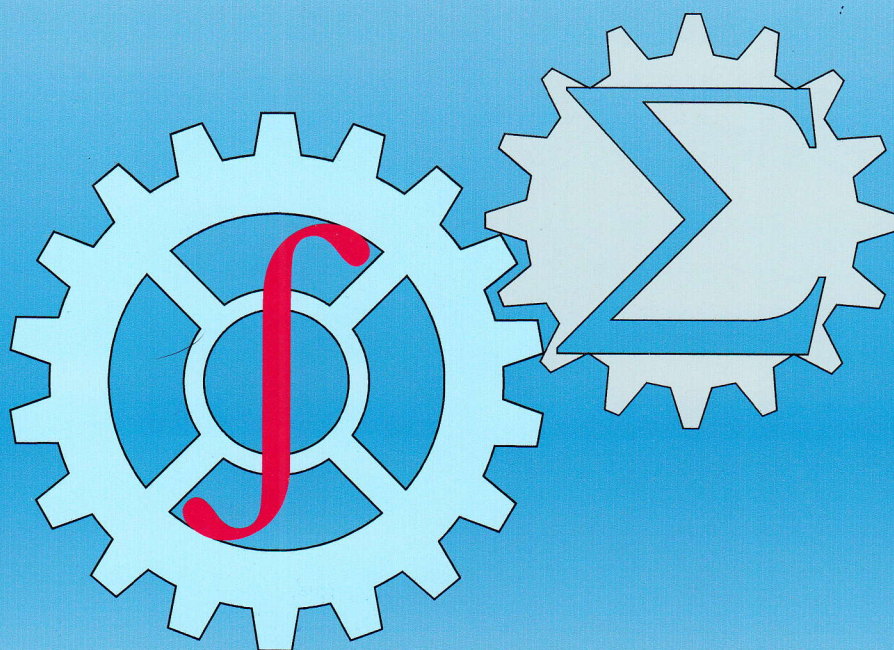




ISSN: 2010-7250
Published from 1992

Институт механики и сейсмостойкости сооружений
Mechanika va inshootlar seysmik mustahkamligi instituti

МЕХАНИКА МУАММОЛАРИ ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИКИ PROBLEMS OF MECHANICS



2022
Volume 31
No: 2

O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI FANLAR AKADEMIYASI
АКАДЕМИЯ НАУК РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

МЕХАНИКА
МУАММОЛАРИ

O‘ZBEKISTON
JURNALI

2
2022

УЗБЕКСКИЙ
ЖУРНАЛ

ПРОБЛЕМЫ
МЕХАНИКИ

Журнал под таким названием издается с января 1992 г.

Ташкент – 2022

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор – докт. физ.-мат. наук, проф. К.С. СУЛТАНОВ
Заместители главного редактора: докт. физ.-мат. наук Р.А. АБИРОВ,
докт. техн. наук З.М. МАЛИКОВ, докт. техн. наук, проф. Д.М. МУХАММАДИЕВ
Ответственный секретарь – PhD Н.А. НИШОНОВ

Члены редколлегии: докт. техн. наук, проф. А. АБДУСАТТАРОВ,
докт. физ.-мат. наук, проф. Р.А. АБДИКАРИМОВ, докт. техн. наук, проф. Ш.П. АЛИМУХАМЕДОВ,
докт. физ.-мат. наук, проф. А.Б. АХМЕДОВ, докт. техн. наук, проф. Г.А. БАХАДИРОВ,
докт. физ.-мат. наук, проф. О.М. ДУСМАТОВ, докт. техн. наук С.И. ИСМОИЛОВА,
докт. физ.-мат. наук, проф. Б.М. МАРДОНОВ, докт. техн. наук, проф., академик М. МИРСАИДОВ,
докт. техн. наук, проф. Р.М. МУРОДОВ, докт. техн. наук, проф. А.А. РИЗАЕВ,
канд. техн. наук Х.С. САГДИЕВ, докт. техн. наук, проф. З. СИРОЖИДДИНОВ,
канд. физ.-мат. наук Ш.М. ТОХИРОВ, докт. техн. наук, проф. М. ТОШБОЛТАЕВ,
докт. техн. наук, проф. А.Т. ТУХТАКУЗИЕВ, канд. техн. наук Р.Р. ХУДАЙКУЛИЕВ,
докт. техн. наук, проф. И.К. ХУЖАЕВ, докт. физ.-мат. наук, проф. Б.Х. ХУЖАЁРОВ,
докт. техн. наук Б.Э. ХУСАНОВ, докт. техн. наук, проф. М. ЭРГАШОВ,
PhD А.С. ЮВМИТОВ, докт. техн. наук, проф. Ш.С. ЮЛДАШЕВ

Адрес редакции:
100125, Ташкент, Академгородок, Дурмон йули, 33.
Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева АН РУз

Телефон: + 99871 262-78-34
Факс: +99871 262-71-52
E-mail: instmechofficial@gmail.com

Журнал зарегистрирован Агентством по печати и информации Республики Узбекистан 22.12.2006 г.
Регистрационный номер 0050.

Номер одобрен на заседании редакционной коллегии журнала 03.06.2022
Сдано в набор 23.05.2022. Подписано в печать 08.06.2022.
Формат 60×84 ¹/₈. Гарнитура Times New Roman. Ризография.
Усл.-печ. л. 13.02. Уч.-изд. л. 8.75. Тираж 140. Заказ № 679
Цена договорная.

Отпечатано в Минитипографии АН РУз:
100047, г. Ташкент, ул. акад. Я. Гулямова, 70.

АНАЛИТИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ ОПТИМИЗАЦИИ ТРАЕКТОРИЙ В СЛУЧАЕ ГРАВИТАЦИОННОГО ПОЛЯ БАРРАРА

Коршунова Н.А., Рузматов М.И.

Национальный университет Узбекистана, Ташкент, Узбекистан

E-mail: bea40371@rambler.ru, mexanik1123@rambler.ru

Аннотация: Найден класс частных аналитических решений для участков промежуточной тяги задачи о минимизации характеристической скорости точки (центр масс космического аппарата) в случае гравитационного поля Баррара. Полученным решениям соответствуют круговые траектории, плоскости которых перпендикулярны оси динамической симметрии планеты. Скорость точки больше местной круговой. Найден зависимости величины и направления реактивной силы от положения плоскости траектории. Показано, что масса изменяется по показательному закону. Графический анализ проведён для случая Земли. Определена область неустойчивости по Ляпунову найденных круговых траекторий. Получен линейный регулятор, обеспечивающий асимптотическую устойчивость найденных программных движений. Показано, что для стабилизации невозмущенного движения достаточно изменять программу направления трансверсальной составляющей силы тяги и учитывать возмущения трёх фазовых координат из шести.

Ключевые слова: вариационная задача Лоудена; участки промежуточной тяги; гамильтонова система; частные решения; устойчивость по Ляпунову; линейный регулятор.

Введение. Существует проблема определения аналитических решений задачи об оптимальном движении точки переменной массы (центр масс космического аппарата) в гравитационном поле. Вариационная задача в постановке Лоудена [1] заключается в определении управлений (величины и направления реактивной силы), переводящих точку из заданного положения в некоторое конечное, минимизируя заданный функционал, соответствующий задаче Майера. Секундный расход массы ограничен, относительная скорость истечения продуктов сгорания считается постоянной. Знание аналитических решений вариационной задачи позволяет анализировать поведение параметров космического аппарата и качественно оценить точность алгоритма управления [2]. Проблеме определения аналитических решений задачи оптимизации и синтеза траекторий космических аппаратов в различных гравитационных полях посвящены многочисленные исследования [3].

Метод Лоудена позволил свести основную часть указанной проблемы к проблеме интегрирования некоторых замкнутых гамильтоновых систем четырнадцатого порядка по участкам нулевой, промежуточной и максимальной тяг [4,5]. Такое обстоятельство дает возможность использовать при решении вариационной задачи аппарат аналитической механики, развитый для гамильтоновых систем.

Существенные результаты по определению аналитических решений для активных участков с использованием методов аналитической механики были получены в работах А.Г. Азизова, Н.А. Коршуновой, Д.М. Азимова, М.И. Рузматова, Э.Д. Зиядиновой. Ими найдены частные интегралы и практически важные решения для активных участков в центральном ньютоновском поле [6], в центральном линейном поле [7], в случае гравитационного поля двух неподвижных центров и его предельного варианта [8,9], в случае ограниченной задачи трёх тел [10].

Но нет исследований по определению активных участков, входящих в состав оптимальной траектории центра масс космического аппарата, в случае гравитационного поля Баррара [11]. Гравитационное поле осесимметричной сфероидальной планеты можно аппроксимировать полем тяготения Баррара. Оно учитывает возмущающий эффект второй зональной гармоники. Гравитационное поле Баррара получается в результате суперпозиции центрального ньютоновского поля неподвижного центра и поля гравитирующего диполя, расположенного в шаровой точке инерции планеты и ориентированного вдоль её оси динамической симметрии [11]. Промежуточная орбита Р.Баррара в силу своей простоты применима при построении теории движения далёких спутников Земли [11].

Данная статья посвящена определению устойчивых аналитических решений для участков промежуточной тяги (ПТ) задачи о минимизации характеристической скорости в случае гравитационного поля Баррара.

Постановка задачи. Поместим в шаровую точку инерции планеты начало декартовой системы координат x, y, z , оси которой неизменно направлены в инерциальном пространстве. O_1 – центр масс планеты; O – шаровая точка; $OO_1=k$ – постоянная величина для данной планеты; O_z – ось динамической симметрии. Введём сферическую систему координат r, φ, θ (рис.1).

Гравитационный потенциал осесимметричной планеты можно записать в виде потенциала Баррара [11]

$$U = \frac{\mu}{r} + \frac{\mu}{r^2} k \sin \theta,$$

где μ – гравитационный параметр планеты.

Известно, что дифференциальные уравнения вариационной задачи имеют следующий вид [1]

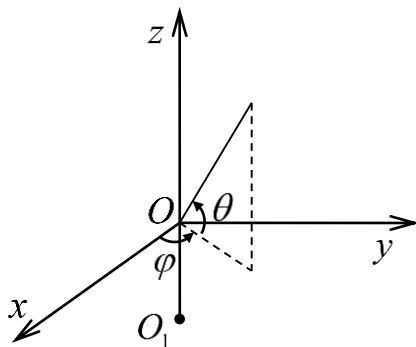


Рис. 1. Системы координат

следующий вид [1]

$$\dot{\mathbf{v}} = \frac{cm}{M} \frac{\lambda}{\lambda} + \mathbf{g}(\mathbf{r}); \quad \mathbf{r} = \mathbf{v}; \quad \dot{M} = -m; \quad (1)$$

$$\dot{\lambda} = -\lambda_r; \quad \dot{\lambda}_r = -\frac{\partial \mathbf{g}}{\partial \mathbf{r}} \lambda; \quad \dot{\lambda}_M = \frac{cm}{M^2} \lambda,$$

где \mathbf{r} – радиус-вектор точки (центр масс КА), \mathbf{v} – её скорость; $M(t)$ – масса точки; c – относительная скорость истечения продуктов сгорания; m – секундный расход массы ($0 \leq m \leq \tilde{m}$); \mathbf{g} – гравитационное ускорение; $\lambda, \lambda_r, \lambda_M$ – множители Лагранжа, сопряженные скорости, радиусу-вектору и массе соответственно.

В случае задачи о минимизации характеристической скорости величина базис-вектора $|\lambda| = 1$ на участке ПТ [1].

Учитывая, что проекции гравитационного ускорения имеют вид

$$g_r = \frac{\partial U}{\partial r} = -\frac{\mu}{r^2} - \frac{2\mu}{r^3} k \sin \theta; \quad g_\varphi = \frac{1}{r \cos \varphi} \frac{\partial U}{\partial \varphi} = 0; \quad g_\theta = \frac{1}{r} \frac{\partial U}{\partial \theta} = \frac{\mu}{r^3} k \cos \theta,$$

спроектируем уравнения (1) на оси сферической системы координат [5]

$$\dot{v}_1 = \frac{cm}{M} \lambda_1 - \frac{\mu}{r^2} - \frac{2\mu}{r^3} k \sin \theta + \frac{1}{r} (v_2^2 + v_3^2); \quad (2)$$

$$\dot{v}_2 = \frac{cm}{M} \lambda_2 - \frac{v_1 v_2}{r} + \frac{v_2 v_3}{r} \operatorname{tg} \theta; \quad (3)$$

$$\dot{v}_3 = \frac{cm}{M} \lambda_3 + \frac{\mu}{r^3} k \cos \theta - \frac{v_1 v_3}{r} - \frac{v_2^2}{r} \operatorname{tg} \theta; \quad (4)$$

$$\dot{r} = v_1; \quad \dot{\varphi} = \frac{v_2}{r \cos \theta}; \quad \dot{\theta} = \frac{v_3}{r}; \quad \dot{M} = -m. \quad (5)$$

Система (1) гамильтонова с гамильтонианом

$$H = \lambda_1 \left(\frac{cm}{M} \lambda_1 - \frac{\mu}{r^2} - \frac{2\mu}{r^3} k \sin \theta + \frac{v_2^2}{r} + \frac{v_3^2}{r} \right) + \lambda_2 \left(\frac{cm}{M} \lambda_2 - \frac{v_1 v_2}{r} + \frac{v_2 v_3}{r} \operatorname{tg} \theta \right) + \lambda_3 \left(\frac{cm}{M} \lambda_3 + \frac{\mu}{r^3} k \cos \theta - \frac{v_1 v_3}{r} - \frac{v_2^2}{r} \operatorname{tg} \theta \right) + \lambda_4 v_1 + \lambda_5 \frac{v_2}{r \cos \theta} + \lambda_6 \frac{v_3}{r} - \lambda_7 m. \quad (6)$$

Тогда уравнения для множителей можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} \dot{\lambda}_i &= -\frac{\partial H}{\partial v_i} \quad (i=1,2,3); \quad \dot{\lambda}_4 = -\frac{\partial H}{\partial r}; \quad \dot{\lambda}_5 = -\frac{\partial H}{\partial \varphi}; \quad \dot{\lambda}_6 = -\frac{\partial H}{\partial \theta}; \quad \dot{\lambda}_7 = -\frac{\partial H}{\partial M}: \\ \dot{\lambda}_1 &= \lambda_2 \frac{v_2}{r} + \lambda_3 \frac{v_3}{r} - \lambda_4, \quad \dot{\lambda}_2 = -2\lambda_1 \frac{v_2}{r} + \frac{\lambda_2}{r}(v_1 - v_3 \operatorname{tg} \theta) + 2\lambda_3 \frac{v_2}{r} \operatorname{tg} \theta - \frac{\lambda_5}{r \cos \theta}, \\ \dot{\lambda}_3 &= -2\lambda_1 \frac{v_3}{r} - \lambda_2 \frac{v_2}{r} \operatorname{tg} \theta + \lambda_3 \frac{v_1}{r} - \frac{\lambda_6}{r}, \\ \dot{\lambda}_4 &= \frac{\lambda_4}{r}(v_2^2 + v_3^2) - \lambda_1 \frac{2\mu}{r^3} - \lambda_1 \frac{6\mu}{r^4} k \sin \theta + \frac{\lambda_2}{r^2}(v_2 v_3 \operatorname{tg} \theta - v_1 v_2) + \\ &+ \lambda_3 \frac{3\mu}{r^4} k \cos \theta - \frac{\lambda_3}{r^2}(v_1 v_3 + v_2^2 \operatorname{tg} \theta) + \lambda_5 \frac{v_2^2}{r^2 \cos \theta} + \lambda_6 \frac{v_3}{r^2}, \\ \dot{\lambda}_5 &= 0, \quad \dot{\lambda}_6 = \lambda_1 \frac{2\mu}{r^3} k \cos \theta + \lambda_3 \frac{\mu}{r^3} k \sin \theta + \frac{1}{r \cos^2 \theta} (\lambda_3 v_2^2 - \lambda_2 v_2 v_3 - \lambda_5 v_2 \sin \theta), \quad \dot{\lambda}_7 = \frac{cm}{M^2}. \end{aligned} \quad (7)$$

Определение частных решений. Для дифференциальных уравнений вариационной задачи четырнадцатого порядка (2) – (5); (7) на участках ПТ известно только четыре интеграла [4, 5]. Их недостаточно для определения общего решения. Поэтому представляет интерес определение частных решений. Одним из методов нахождения частных решений гамильтоновых систем является метод Леви–Чивита, использующий знание только некоторого числа интегралов, или инвариантных соотношений, находящихся в инволюции [6, 12].

Поскольку три из известных интеграла

$$\lambda_5 = a; \quad \lambda_7 M = c; \quad \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 = 1 \quad (8)$$

находятся в инволюции, то применим метод Леви–Чивита для определения частных решений. Этот метод добавляет к имеющимся интегралам инвариантные соотношения, позволяющие свести задачу к квадратурам.

Следуя методу Леви–Чивита, исключим из (6) множители $\lambda_1, \lambda_5, \lambda_7$ при помощи (8), получим функцию

$$\begin{aligned} K &= \frac{s}{r} \left(v_2^2 + v_3^2 - \frac{\mu}{r} - \frac{2\mu}{r^2} k \sin \theta \right) + \frac{\lambda_2}{r} (v_2 v_3 \operatorname{tg} \theta - v_1 v_2) + \\ &+ \frac{\lambda_3}{r} \left(\frac{\mu}{r^2} k \cos \theta - v_1 v_3 - v_2^2 \operatorname{tg} \theta \right) + \lambda_4 v_1 + \frac{a v_2}{r \cos \theta} + \lambda_6 \frac{v_3}{r}. \end{aligned}$$

Здесь $s = \pm \sqrt{1 - \lambda_2^2 - \lambda_3^2}$.

Составим инвариантные соотношения:

$$\begin{aligned} \frac{\partial K}{\partial \lambda_2} &= 0; & \frac{\partial K}{\partial \lambda_3} &= 0; & \frac{\partial K}{\partial \lambda_4} &= 0; & \frac{\partial K}{\partial \lambda_6} &= 0; \\ \frac{\partial K}{\partial v_2} &= 0; & \frac{\partial K}{\partial v_3} &= 0; & \frac{\partial K}{\partial r} &= 0; & \frac{\partial K}{\partial \theta} &= 0. \end{aligned}$$

Получим

$$v_1 = 0; \quad v_3 = 0; \quad (r = r_0, \quad \theta = \theta_0), \quad (9)$$

где r_0, θ_0 – произвольные постоянные,

$$\frac{\lambda_2}{s} \left(v_2^2 - \frac{\mu}{r} - \frac{2\mu}{r^2} k \sin \theta \right) = 0, \quad (10)$$

$$\frac{\lambda_3}{s} \left(v_2^2 - \frac{\mu}{r} - \frac{2\mu}{r^2} k \sin \theta \right) + v_2^2 \operatorname{tg} \theta - \frac{\mu}{r^2} k \cos \theta = 0; \quad (11)$$

$$2v_2s - 2\lambda_3v_2tg\theta + \frac{a}{\cos\theta} = 0; \quad (12)$$

$$\lambda_2v_2tg\theta + \lambda_6 = 0; \quad (13)$$

$$sv_2^2 - \frac{2\mu}{r}s - \frac{6\mu}{r^2}sk \sin\theta - \lambda_3v_2^2tg\theta + \lambda_3\frac{3\mu}{r^2}k \cos\theta + \frac{av_2}{\cos\theta} = 0; \quad (14)$$

$$\frac{2\mu}{r^2}sk \cos^3\theta + \lambda_3v_2^2 + \lambda_3\frac{\mu}{r^2}k \sin\theta \cos^2\theta - av_2 \sin\theta = 0, \quad (15)$$

где в (10) $v_2^2 - \frac{\mu}{r} - \frac{2\mu}{r^2}k \sin\theta \neq 0$, так как в противном случае $\lambda_2 \neq 0$ и из (3) следует, что $m=0$. Это противоречит участку ПТ. Таким образом,

$$\lambda_2 = 0; v_2 = const; \lambda_6 = 0.$$

Следовательно, рассматриваемому классу частных решений соответствуют круговые траектории (9), плоскости которых перпендикулярны оси динамической симметрии планеты. Участки ПТ являются дугами этих окружностей. По каждой окружности точка движется равномерно со своей скоростью $v_2(s, \theta, \lambda_3, a)$. Эту скорость найдём из (12)

$$v_2 = \frac{a}{2(\lambda_3 \sin\theta - s \cos\theta)}.$$

Так как поле стационарное, то имеет место интеграл $H=h$, где произвольная постоянная $h=0$ в случае нефиксированного времени [1]

$$sv_2^2 - \frac{\mu}{r}s - \frac{2\mu}{r^2}sk \sin\theta + \lambda_3\frac{\mu}{r^2}k \cos\theta - \lambda_3v_2^2tg\theta + \frac{av_2}{\cos\theta} = 0. \quad (16)$$

Вычтем (14) из (16) и получим

$$s\left(\frac{4k}{r} \sin\theta + 1\right) = \lambda_3\frac{2k}{r} \cos\theta. \quad (17)$$

Знаки у λ_1 и λ_3 совпадают (рис. 2). Возведём (17) в квадрат и, учитывая, что $\lambda_3^2 = 1 - s^2$, получим соотношение, связывающее радиус окружности $r \cos\theta$ с радиальной составляющей базис-вектора

$$s^2(r^2 + 8kr \sin\theta + 12k^2 \sin^2\theta + 4k^2) = 4k^2 \cos^2\theta. \quad (18)$$

Из (18) можно найти радиальную составляющую базис-вектора $\lambda_1(r, k, \theta)$. Она не зависит от гравитационного параметра μ .

Введём угол α , который составляет сила тяги с радиальным направлением $tg\alpha = \lambda_3/\lambda_1$.

Из (17) получим $tg\alpha = \frac{\frac{r}{k} + 4 \sin\theta}{2 \cos\theta}$.

На рис.3 даны графики зависимости угла α от угла θ , характеризующего положение плоскости окружности для Земли. Известно, что для Земли можно принять $k \approx 210$ км [11].

По оси ординат откладывается $tg\alpha > 0$, по оси абсцисс – угол $0 \leq \theta < \frac{\pi}{2}$. Каждая кривая соответствует своему значению r/k : 30; 60; 90; 120; 150; 170.

Из графиков видно, что чем меньше угол θ , тем ближе сила тяги к радиальному направлению (трансверсальная составляющая силы тяги λ_3 уменьшается). При увеличении угла θ радиальная составляющая силы тяги уменьшается (λ_3 увеличивается).

Закон изменения массы можно найти из уравнения (2)

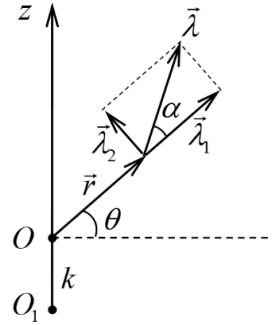


Рис.2. Направление реактивной силы

$$\frac{dM}{M} = \frac{1}{c\lambda_1} \left(\frac{v_2^2}{r} - \frac{\mu}{r^2} - \frac{2\mu}{r^3} k \sin \theta \right) dt.$$

Введём обозначение

$$N = \frac{v_2^2}{r} - \frac{\mu}{r^2} - \frac{2\mu}{r^3} k \sin \theta.$$

Для каждой конкретной траектории N – постоянная величина. Таким образом,

$$\frac{dM}{M} = \frac{N}{c\lambda_1} dt, \text{ откуда } M = M_0 e^{\frac{N}{c\lambda_1} t}. \text{ Масса изменяется по показательному закону. Для убы-$$

вания массы необходимо, чтобы $N/\lambda_1 < 0$, где λ_1 – радиальная составляющая базис-вектора.

Представим величину N в следующем виде:

$$N = \frac{1}{r} \left(v_2^2 - \frac{\mu}{r} \left(1 + \frac{2}{r} k \sin \theta \right) \right).$$

Так как $\sqrt{\mu/r}$ – местная круговая скорость, а величина $(2k/r) \sin \theta$ достаточно мала, то получим, что $N < 0$ при $\lambda_1 > 0$, т.е. скорость точки меньше местной круговой $v_2 < \sqrt{\mu/r}$, и $N > 0$ при $\lambda_1 < 0$, т.е. скорость точки больше местной круговой $v_2 > \sqrt{\mu/r}$.

Характеристическая скорость находится по формуле $V = c \ln \frac{M_0}{M} = -\frac{N}{\lambda_1} t$.

Для определения скорости точки рассмотрим (11)

$$\lambda_3 (v_2^2 r^2 - \mu r - 2\mu k \sin \theta) = s (\mu k \cos \theta - v_2^2 r^2 \operatorname{tg} \theta)$$

и сравним с (17). Получим

$$\frac{\mu k \cos \theta - v_2^2 r^2 \operatorname{tg} \theta}{v_2^2 r^2 - \mu r - 2\mu k \sin \theta} = \frac{r + 4k \sin \theta}{2k \cos \theta},$$

откуда найдём

$$v_2^2 = \frac{\mu}{r} \left(1 + \frac{2k^2}{r} \cdot \frac{1 + 3 \sin^2 \theta}{r + 6k \sin \theta} \right).$$

Таким образом, скорость точки больше местной круговой.

На рис.4 дана зависимость отношения скорости точки к местной круговой от положения плоскости окружности (от угла θ). С уменьшением угла θ (плоскость траектории точки приближается к экваториальной плоскости) скорость приближается к местной круговой.

Стабилизация программного движения. Исследуем на устойчивость полученное частное решение. Дифференциальные уравнения невозмущенного движения точки имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} \dot{v}_1 &= f e_1 - \frac{\mu}{r^2} - \frac{2\mu}{r^3} k \sin \theta + \frac{1}{r} (v_2^2 + v_3^2); \quad \dot{v}_2 = f e_2 - \frac{v_1 v_2}{r} + \frac{v_2 v_3}{r} \operatorname{tg} \theta, \\ \dot{v}_3 &= \pm f \sqrt{1 - e_1^2 - e_2^2} + \frac{\mu}{r^3} k \cos \theta - \frac{v_1 v_3}{r} - \frac{v_2^2}{r} \operatorname{tg} \theta; \quad \dot{r} = v_1; \quad \dot{\varphi} = \frac{v_2}{r \cos \theta}; \quad \dot{\theta} = \frac{v_3}{r}, \end{aligned} \quad (19)$$

где $e_1 = \lambda_1$; $e_2 = \lambda_2$; $e_3 = \pm \sqrt{1 - e_1^2 - e_2^2}$; $f = \frac{cm}{M}$ – реактивное ускорение.

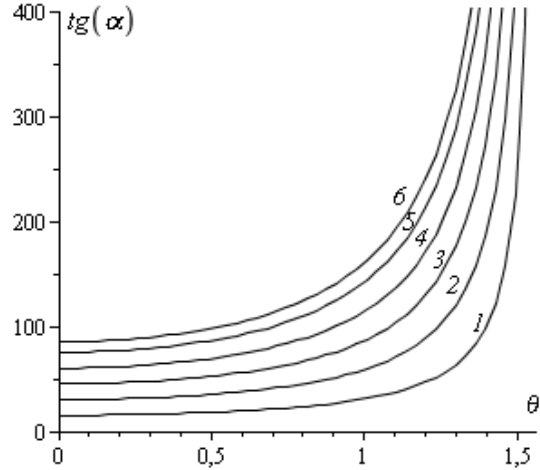


Рис. 3. Зависимость направления силы тяги от положения траектории

В качестве невозмущенного движения, соответствующего рассматриваемому классу частных решений, возьмём следующее:

$$v_1^* = 0; v_2^* = v_{20}; v_3^* = 0; r^* = r_0; \varphi^* = \varphi_0 \pm \beta t; \theta^* = \theta_0, \quad (20)$$

где $\beta = \frac{v_{20}^2}{r_0}$; $v_{20} = v_{20}(\mu r_0, k, \theta_0)$.

В качестве управлений возьмём

$$e_1^* = \lambda_{10}; e_2^* = 0; e_3^* = \sqrt{1 - \lambda_{10}^2}; f^* = \frac{cm^*}{M^*} = -\frac{N^*}{\lambda_{10}} > 0,$$

где $N^* = \frac{v_{20}^2}{r_0} - \frac{\mu}{r_0^2} - \frac{2\mu}{r_0^3} k \sin \theta_0$; e_1, e_2, e_3 – составляющие единичного вектора направления реактивной силы.

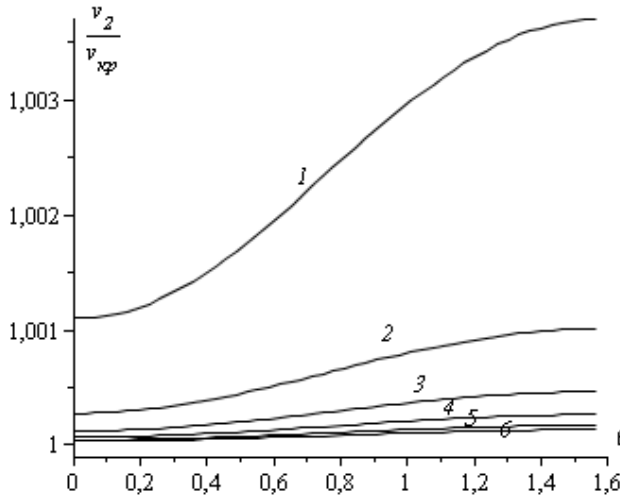


Рис.4. Отношение скорости точки к местной круговой

Исследуем невозмущенное движение (20) на устойчивость. Возмущенное движение имеет вид

$$v_1 = x_1; v_2 = v_{20} + x_2; v_3 = x_3; \quad (21)$$

$$r = r_0 + x_4; \varphi = \varphi_0 + \beta t + x_5; \theta = \theta_0 + x_6;$$

$$e_1 = \lambda_{10} + u_1; e_2 = u_2; f = f_0 + u_3. \quad (22)$$

Здесь x_i ($i=1, \dots, 6$) – отклонения возмущенного движения от невозмущенного; u_k ($k=1, 2, 3$) – отклонения управлений сверх программных.

Уравнения возмущенного движения в первом приближении [13] принимают следующий вид:

$$\dot{x}_1 = 2 \frac{v_{20}}{r_0} x_2 + \left(\frac{2\mu}{r_0^3} + \frac{6\mu}{r_0^4} k \sin \theta_0 - \frac{v_{20}^2}{r_0^2} \right) x_4 - \frac{2\mu}{r_0^3} k \cos \theta_0 x_6 + f_0 u_1 + \lambda_{10} u_3;$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{v_{20}}{r_0} x_1 + \frac{v_{20}}{r_0} \operatorname{tg} \theta_0 x_3 + f_0 u_2;$$

$$\dot{x}_3 = -\frac{2v_{20}}{r_0} \operatorname{tg} \theta_0 x_2 + \left(\frac{3\mu}{r_0^4} k \cos \theta_0 + \frac{v_{20}^2}{r_0^2} \operatorname{tg} \theta_0 \right) x_4 - \left(\frac{\mu}{r_0^3} k \sin \theta_0 + \frac{v_{20}^2}{r_0 \cos^2 \theta_0} \right) x_6 + \frac{f_0 \lambda_{10}}{\sqrt{1 - \lambda_{10}^2}} u_1 + u_3 \sqrt{1 - \lambda_{10}^2};$$

$$\dot{x}_4 = x_1, \quad \dot{x}_5 = \frac{x_2}{r_0 \cos \theta_0} - \frac{v_{20}}{r_0^2 \cos \theta_0} x_4 + \frac{v_{20}}{r_0}, \quad \dot{x}_6 = \frac{x_3}{r_0}.$$

Необходимо учитывать условия осуществимости стационарного движения (21), (22)

$$f^* e_1^* - \frac{\mu}{r^{*2}} - \frac{2\mu}{r^{*3}} k \sin \theta^* + \frac{v_2^{*2}}{r^*} = 0; f^* e_3^* + \frac{\mu}{r^{*3}} k \sin \theta^* - \frac{v_2^{*2}}{r^*} \operatorname{tg} \theta^* = 0; \beta = \frac{v_2^{*2}}{r^* \cos^2 \theta^*}.$$

Введём обозначения

$$\beta = \frac{v_{20}}{r_0}; \quad D = \frac{2\mu}{r_0^3} + \frac{6\mu}{r_0^4} k \sin \theta_0 - \frac{v_{20}^2}{r_0^2};$$

$$R = \frac{3\mu}{r_0^4} k \cos \theta_0 + \frac{v_{20}^2}{r_0^2} \operatorname{tg} \theta_0; \quad F = -\frac{\mu}{r_0^3} k \sin \theta_0 - \frac{v_{20}^2}{r_0 \cos^2 \theta_0}.$$

Тогда уравнения возмущенного движения можно записать следующим образом:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{g}(x, u), \quad (23)$$

где $\mathbf{g}(x, u)$ – нелинейные члены,

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} 0 & 2\beta & 0 & D & 0 & -\frac{2\mu}{r_0^3}k \cos \theta_0 \\ -\beta & 0 & \beta \operatorname{tg} \theta_0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -2\beta \operatorname{tg} \theta_0 & 0 & R & 0 & F \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{r_0 \cos \theta_0} & 0 & -\frac{\beta}{r_0 \cos \theta_0} & 0 & \beta \frac{\sin \theta_0}{\cos^2 \theta_0} \\ 0 & 0 & \frac{1}{r_0} & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}; \mathbf{B} = \begin{pmatrix} f_0 & 0 & \lambda_{10} \\ 0 & f_0 & 0 \\ \frac{f_0 \lambda_{10}}{\sqrt{1-\lambda_{10}^2}} & 0 & \sqrt{1-\lambda_{10}^2} \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}.$$

При $\mathbf{u}=0$ имеем задачу об устойчивости по Ляпунову невозмущенного движения $\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{g}(x)$.

Составим характеристическое уравнение системы первого приближения $|\mathbf{A} - q\mathbf{E}| = 0$. Получим

$$q^2 \left[q^4 + q^2 \left(2\beta^2 + 2\beta^2 \operatorname{tg}^2 \theta_0 - D - \frac{F}{r_0} \right) + \frac{DF}{r_0} + \frac{2\mu}{r_0^4} k \cos \theta_0 E + \right. \\ \left. + \frac{4\mu\beta^2}{r_0^4} k \sin \theta_0 - 2\frac{\beta^2}{r_0} F - 2\beta^2 E \operatorname{tg} \theta_0 - 2\beta^2 \operatorname{tg}^2 \theta_0 D \right] = 0. \quad (24)$$

Характеристическое уравнение (24) имеет два нулевых корня. Но если хотя бы один из корней имеет положительную действительную часть, то невозмущенное движение будет неустойчивым по первому приближению [13].

Покажем, что свободный член уравнения в квадратных скобках отрицательный. Так как скорость точки v_2 мало отличается от местной круговой, то приближенно будем считать, что

$$\beta^2 = \frac{v_{20}^2}{r_0^2} \approx \frac{\mu}{r_0^3}.$$

Тогда

$$D = \beta^2 \left(1 + 6\frac{k}{r_0} \sin \theta_0 \right), \quad R = \beta^2 \left(3\frac{k}{r_0} \cos \theta_0 + \operatorname{tg} \theta_0 \right), \quad F = -\beta^2 \left(k \sin \theta_0 + \frac{r_0}{\cos^2 \theta_0} \right)$$

и свободный член принимает следующий вид (индекс «0» опущен):

$$\frac{\beta^4}{r_0^2 \cos^2 \theta} (r^2 + k r \sin \theta \cos^2 \theta - 6k^2 \sin^2 \theta \cos^2 \theta - 6k r \sin \theta + \\ + 6k^2 \cos^4 \theta - 4r^2 \sin^2 \theta - 12k r \sin^3 \theta).$$

Вводя обозначение $n = \frac{r}{k}$, получим

$$\Phi(\theta, n) = n^2 (1 - 4 \sin^2 \theta) - n \sin \theta (5 + 13 \sin^2 \theta) + 6 \cos^2 \theta (1 - 2 \sin^2 \theta).$$

Из графиков (рис.5) видно, что для углов $\theta > 0.488$ ($\theta > 28^\circ$) функция Φ становится отрицательной, начинается область неустойчивости: характеристическое уравнение (24) имеет хотя бы один корень с положительной действительной частью [13].

Возникает задача о стабилизации невозмущенного движения (20), т. е. задача о выборе такого регулятора $\mathbf{u}(x)$, при подстановке которого в уравнение (23) невозмущенное движение станет асимптотически устойчивым по Ляпунову [14,15]. Нетрудно проверить,

что ранг матрицы $\|\mathbf{B}, \mathbf{A}\mathbf{B}, \dots, \mathbf{A}^5\mathbf{B}\|$ равен шести, т. е. порядку системы (19). Поэтому, согласно критерию управляемости и стабилизации [14,15], система (23) полностью управляемая по первому приближению. Невозмущенное движение (20) можно стабилизировать линейным регулятором $\mathbf{u}=\mathbf{P}\mathbf{x}$ и

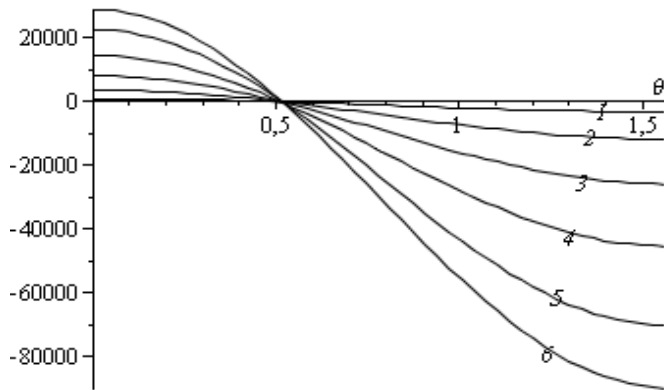


Рис.5. Область неустойчивости

вопрос о стабилизации решается по линейному приближению

$$\frac{d\mathbf{x}}{dt} = (\mathbf{A} + \mathbf{B}\mathbf{P})\mathbf{x}. \quad (25)$$

Постоянная действительная матрица \mathbf{P} должна быть такой, чтобы невозмущенное движение системы

$$\dot{\mathbf{x}} = (\mathbf{A} + \mathbf{B}\mathbf{P})\mathbf{x} + \mathbf{g}(x, u)$$

было асимптотически устойчиво, т.е. чтобы действительные части всех собственных значений матрицы

$$\mathbf{P} = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & p_{22} & 0 & p_{24} & p_{25} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix},$$

т. е. $u_1 = 0; u_2 = p_{22}x_2 + p_{24}x_4 + p_{25}x_5; u_3 = 0$.

В этом случае характеристическое уравнение системы первого приближения $|\mathbf{A} + \mathbf{B}\mathbf{P} - q\mathbf{E}| = 0$ имеет вид

$$q^6 - fp_{22}q^5 + Q_1(p_{25})q^4 + Q_2(p_{22}, p_{24})q^3 + Q_3(p_{25})q^2 + Q_4(p_{22}, p_{24})q + Q_5(p_{25}) = 0. \quad (26)$$

В функциях Q_i ($i=1, \dots, 5$) указаны только параметры p_{22}, p_{24}, p_{25} , входящие в коэффициенты уравнения (26).

Условия на параметры p_{22}, p_{24}, p_{25} , определяются из критерия Гурвица [13] для характеристического уравнения системы первого приближения (25).

Заключение. Для вариационной задачи о движении точки (центр масс КА) с промежуточной тягой в гравитационном поле Баррара найден класс частных аналитических решений. Для решения задачи применён метод Леви–Чивита определения частных решений гамильтоновых систем. Найденному классу частных решений соответствуют круговые траектории, плоскости которых перпендикулярны оси динамической симметрии планеты. Скорость точки больше местной круговой. Найденны зависимости направления и величины реактивной силы от положения плоскости траектории. Показано, что масса изменяется по показательному закону.

Рассмотрен вопрос об осуществимости найденных программных движений при автоматическом управлении. Показано, что круговые траектории неустойчивы по Ляпунову, но система полностью управляемая по первому приближению. Получен линейный регулятор, обеспечивающий асимптотическую устойчивость по Ляпунову найденных программных движений. Для стабилизации невозмущенного движения достаточно изменять программу направления трансверсальной составляющей силы тяги и учитывать возмущения трёх фазовых координат из шести: v_2, r, φ .

Полученные траектории могут быть использованы в качестве опорных при численном интегрировании, а также найти применение при осуществлении конкретных маневров в небесной баллистике.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Лоуден Д.Ф. Оптимальные траектории для космической навигации. М.: Мир, 1966. –152 с.
- [2] Azimov Dilmurat M. Analytical Solutions for Extremal Space Trajectories. Honolulu. Hawaii, 2016. –381 p.
- [3] Азимов Д.М. Обзор работ по исследованию активных участков в гравитационных полях // Автоматика и Телемеханика. РАН. Вып.11. 2005. Т.66. С. 1715–1732.
- [4] Azizov A.G., Korshunova N.A. On an analytical solution of optimum trajectory problem in a gravitational field // Celestial Mechanics. Vol.38. 1986. No.4. P. 297–306.
- [5] Азизов А.Г., Коришунова Н.А. Вариационные задачи механики космического полета. Ташкент: ТашГУ, 1992. –84 с.
- [6] Азизов А.Г., Коришунова Н.А. Применение метода Леви–Чивита при анализе оптимальных траекторий // Космические исследования. Вып.3. 1979. Т.17. С. 378–386.
- [7] Азизов А.Г., Коришунова Н.А. Об оптимальных траекториях в гравитационных полях, допускающих аппроксимацию центральным линейным // Космические исследования. Вып.4. 1991. Т.29. С. 525–531.
- [8] Korshunova Natalya A., Azimov Dilmurat M. Analytical Solutions for Thrust Arcs in a Field of Two Fixed Centers // Journal of Guidance, Control, and Dynamics (AIAA), USA. Vol.37. 2014. No.5. P. 1716–1719.
- [9] Коришунова Н.А., Зиядинова Э.Д. Методы определения аналитических решений для активных участков в поле двух неподвижных центров // Труды X Международной Четаевской конференции. Аналитическая механика, устойчивость и управление. Казань, 2012. Т. 1. С. 192–200.
- [10] Коришунова Н.А., Рузматов М.И. Аналитические решения для участков промежуточной тяги в случае некруговой ограниченной задачи трёх тел // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2016. №2. С. 3–7.
- [11] Дёмин В.Г. Движение искусственного спутника в нецентральной поле тяготения. М.: Наука, 1968. –352 с.
- [12] Уиттекер Е.Т. Аналитическая динамика. М.: Едиториал УРСС, 2004. –504 с.
- [13] Меркин Д.Р. Введение в теорию устойчивости движения. Спб.: Лань, 2003. –304 с.
- [14] Александров В.В., Лемак С.С., Парусников Н.А. Лекции по механике управляемых систем. М.: МГУ, 2020. –165 с.
- [15] Korshunova N.A., Azimov D.M. Asymptotic Stabilization of Motion on Circular Intermediate Thrust Arcs in a Field of Two Fixed Centers // International Journal of Space Science and Engineering, USA. Vol.4. 2017. No.3. P. 167–173.
- [16] Севрюков П.Ф. Введение канонических переменных «действие-угол» в возмущенной задаче Баррара // Евразийский союз ученых (ЕСУ). М. 2016. №2 (23), С. 58–59.

Дата поступления
18.02.2022

Коришунова Н.А., Рузматов М.И. Баррар гравитацион майдони ҳолида тректорияларни оптималлаштириши масаласи учун аналитик ечимлар

Аннотация: Баррар гравитацион майдони ҳолида оралиқ тортиши қисмлари учун нуқта (космик аппарат массалар маркази) характеристик тезлигини минималлаш масаласида хусусий аналитик ечимлар синфи топилган. Олинган ечимларга сайёранинг динамик ўқига перпендикуляр текисликда ётувчи айланавий траекториялар мос келади. Нуқтанинг тезлиги маҳаллий доиравий тезликдан катта. Реактив кучнинг миқдори ва йўналишини траектория текислигининг ҳолатига боғлиқлиги топилган. Массани кўрсаткичли қонунга кўра ўзгартириш кўрсатилган. Ер ҳоли учун график таҳлил амалга оширилган. Топилган доиравий траекторияларни Ляпунов бўйича ноустворлик соҳаси аниқланган. Топилган дастурий ҳаракатларни асимптотик устуворлигини таъминловчи чизиқли регулятор олинган. Оғдирилмаган ҳаракатни стабиллаш учун тортишиши кучини трансверсал ташиқил этувчиси йўналишини дастурини ўзгартириши ва олти фазавий координатадан учтасининг оғишини ҳисобга олиши етарли эканлиги кўрсатилган.

Калит сўзлар: Лоуденнинг вариацион масаласи; оралиқ тортиши қисмлар; гамильтон системаси; хусусий ечимлар; Ляпунов бўйича устуворлик; чизиқли регулятор.

Korshunova N.A., Ruzmatov M.I. Analytical solutions to the trajectory optimization problem in the case of the Barrara gravitational field

Abstract: A class of particular analytical solutions is find for the intermediate thrust arcs of the problem of minimizing the characteristic velocity of a point (center of mass of a spacecraft) in the case of the Barrara gravitational field. The solutions obtained correspond to circular trajectories, the planes of which are perpendicular to the axis of the planet's dynamic symmetry. The point speed is greater than the local circular. The dependences of the magnitude and direction of the reactive force on the position of the plane of the trajectory are find. It is showing that the mass changes according to the exponential law. The graphical analysis was carry out for the case of the Earth. The region of Lyapunov instability of the found circular trajectories is determined. A linear controller is obtain that ensures the asymptotic stability of the found program motions. It is show that to stabilize the unperturbed motion, it is sufficient to change the program for the direction of the transverse component of the thrust force and take into account the perturbations of three phase coordinates out of six.

Keywords: Lowden variational problem; intermediate thrust arcs; Hamiltonian system; particular solutions; Lyapunov stability; linear regulator.

ЧИСЛЕННОЕ РЕШЕНИЕ ПЛОСКОЙ ЗАДАЧИ ТЕОРИИ УПРУГОСТИ В НАПРЯЖЕНИЯХ

Халджигитов А.А., Тиловов О.У.

Национальный университет Узбекистана, Ташкент, Узбекистан

E-mail: a.xoldjigitov@nuu.uz; otajontilovov95@gmail.com

Аннотация: Показано, что обычно плоская задача теории упругости с помощью потенциальной функции напряжений Эри сводится к решению бигармонического уравнения. Рассмотрено численное решение плоской задачи теории упругости непосредственно относительно напряжений. Выявлено, что при этом краевая задача состоит из двух уравнений равновесия и одного уравнения Бельтрами–Митчелля с соответствующими граничными и дополнительными граничными условиями, определяющимися на основе уравнения равновесия. Построены симметричные конечно-разностные уравнения и решен ряд численных примеров для прямоугольной пластины. Достоверность полученных результатов обоснована сравнением численных результатов с точным решением, а также с известными решениями задач о растяжении прямоугольной пластины с параболической равномерно распределенной нагрузкой.

Ключевые слова: деформация; упругость; напряжение; уравнения равновесия; краевая задача; итерационный метод.

Введение. Формулировка краевой задачи теории упругости относительно напряжений является актуальной задачей механики деформируемого твердого тела [1–19]. Краевая задача в напряжениях основывается на условиях неразрывности деформаций, которая с помощью закона Гука и уравнения равновесия обычно сводится к известным уравнениям Бельтрами–Митчелла [1]. Известно, что краевая задача в напряжениях состоит из шести дифференциальных уравнений Бельтрами–Митчелла, трех уравнений равновесия и трех граничных условий. При этом проблема недостаточности граничных условий решается рассмотрением уравнения равновесия на границе заданной области в качестве граничных условий [2].

Краевая задача в напряжениях в трехмерном случае решена в работе Филоненко–Бородича [9] вариационным методом на основе разложения тензора напряжений в ряд относительно тригонометрических функций и др. [11, 19]. В [15] уравнения Бельтрами–Митчелла решены использованием интегрального преобразования Фурье. В [16, 18] для решения трехмерных задач в напряжениях использованы, аналогично двумерному случаю, функции напряжения типа Максвелла.

В работах Победри [2, 5] предложена новая постановка краевой задачи в напряжениях, где уравнения равновесия рассматриваются в качестве граничных условий. В частном случае из новой постановки следуют классические уравнения Бельтрами–Митчелла. Работы [10, 11] посвящены также исследованию новой краевой задачи Победри в напряжениях. Вопросы существования и единственности решения краевых задач в напряжениях и эквивалентности новых и классических постановок рассмотрены в работах [8, 12, 14]. Динамические краевые задачи относительно напряжений рассмотрены в работах Коновалова [13]. Двухмерные задачи в напряжениях обычно решаются введением потенциала функции напряжений Эри, удовлетворяющих уравнения равновесия, и сводятся к решению бигармонического уравнения [4].

Данная статья посвящена численному решению плоской задачи теории упругости непосредственно относительно напряжений. Краевая задача на основе уравнений Бельтрами–Митчелля сформулирована для прямоугольной области. При этом она состоит из двух уравнений равновесия и одного уравнения Бельтрами–Митчелла и двумя граничными и одним дополнительным условиями на каждой стороне прямоугольника. Дискретные уравнения построены конечно-разностным методом и решены итерационным методом.

Постановка краевой задачи теории упругости в напряжениях. Известно, что краевая задача теории упругости в напряжениях состоит из уравнения равновесия, уравнения Бельтрами–Митчелла соответствующих граничных условий [1, 2, 8], т.е.

$$\sigma_{ij,j} + X_i = 0; \quad (1)$$

$$\nabla^2 \sigma_{ij} + \frac{1}{1+\nu} S_{,ij} = -(X_{i,j} + X_{j,i}) - \frac{\nu}{1-\nu} \delta_{ij} X_{k,k}, \quad S = \sigma_{kk} ; \quad (2)$$

$$\sigma_{ij,n} j \Big|_{\Sigma_1} = S_i , \quad (3)$$

где σ_{ij} – тензор напряжений; X_i – объемные силы; S_i – поверхностная нагрузка; Σ – поверхность объема V , состоящая из двух частей Σ_1, Σ_2 ; δ_{ij} – символ Кронекера; n_i – компоненты внешней нормали к поверхности Σ ; $\nu = \lambda/(\lambda + \mu)/2$ – коэффициент Пуассона; λ, μ – упругие постоянные Ламе; ∇^2 – оператор Лапласа.

При отсутствии массовых сил краевая задача (2–3) имеет вид [8]

$$\sigma_{ij,j} = 0 ; \quad (4)$$

$$\nabla^2 \sigma_{ij} + \frac{1}{1+\nu} S_{,ij} = 0, \quad S = \sigma_{kk} ; \quad (5)$$

$$\sigma_{ij,n} j \Big|_{\Sigma_1} = S_i . \quad (6)$$

Система уравнений (4 – 6) состоит из шести уравнений Бельтрами–Митчелла и трех уравнений равновесия с соответствующими граничными условиями. Ясно из этой системы, что количество дифференциальных уравнений равно девяти, а граничные условия – трем и краевая задача является незамкнутой. Согласно исследованиям Победри [2, 5, 8], рассматривая уравнение равновесия на границе заданной области, как граничное условие, т.е.

$$\sigma_{ij,j} \Big|_{\Sigma} = 0, \quad (7)$$

которое в сочетании с уравнениями (4–6) представляет классическую краевую задачу теории упругости в напряжениях.

Заметим, что рассмотрение уравнения равновесия на границе рассматриваемой области V позволяет сформулировать краевую задачу теории в замкнутом виде относительно напряжений.

Плоская задача теории упругости в напряжениях. В случае плоского напряженного состояния уравнения (4 – 5) принимают следующий вид:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} = 0 ; \quad (8)$$

$$\frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} = 0 ; \quad (9)$$

$$\frac{2+\nu}{1+\nu} \frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial y^2} + \frac{1}{1+\nu} \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial x^2} = 0 ; \quad (10)$$

$$\frac{2+\nu}{1+\nu} \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial x^2} + \frac{1}{1+\nu} \frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial y^2} = 0 ; \quad (11)$$

$$\frac{\partial^2 \sigma_{xy}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \sigma_{xy}}{\partial y^2} + \frac{1}{1+\nu} \left(\frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial x \partial y} \right) = 0 . \quad (12)$$

Известно [1, 2], что условие совместности деформаций в двухмерном случае имеет вид

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial x^2} = 2 \frac{\partial^2 \varepsilon_{xy}}{\partial x \partial y} \quad (13)$$

и в сочетании с законом Гука и уравнением равновесия может быть записано в виде гармонического уравнения

$$\nabla^2 (\sigma_x + \sigma_y) = 0 , \quad (14)$$

где ∇^2 – оператор Лапласа.

Можно показать, что уравнения (10) и (11) эквивалентны гармоническому уравнению (3.7). Для этого уравнения (10–11) с помощью закона Гука записываем в следующем виде:

$$\frac{2+\nu}{1+\nu} \left(-\frac{\partial^2 \sigma_{xy}}{\partial x \partial y} \right) + \frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial y^2} + \frac{1}{1+\nu} \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial x^2} = 0 ; \quad (15)$$

$$\frac{2+\nu}{1+\nu} \left(-\frac{\partial^2 \sigma_{xy}}{\partial x \partial y} \right) + \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial x^2} + \frac{1}{1+\nu} \frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial y^2} = 0 . \quad (16)$$

Отнимая от первого второе уравнение, можно найти, что

$$\frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial y^2} = \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial x^2} . \quad (17)$$

Использование последнего соотношения уравнения (15 – 16) может привести к бигармоническому уравнению (14).

Обычно, вводя функцию напряжений φ , удовлетворяющую уравнения равновесия, т.е.

$$\sigma_x = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2}, \quad \sigma_y = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2}, \quad \sigma_{xy} = -\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x \partial y}, \quad (18)$$

уравнение (14) приводится к бигармоническому уравнению [4]

$$\nabla^2 \nabla^2 \varphi = 0 . \quad (19)$$

На основе вышеизложенного, рассматривая третье уравнение Бельтрами–Мичелла с двумя уравнениями равновесия, можно сформулировать вторую краевую задачу теории упругости в напряжениях, т.е.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} &= 0 ; \\ \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} &= 0 ; \end{aligned} \quad (20)$$

$$\frac{\partial^2 \sigma_{xy}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \sigma_{xy}}{\partial y^2} + \frac{1}{1+\nu} \left(\frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial x \partial y} \right) = 0 ,$$

с граничными условиями

$$\begin{aligned} (\sigma_x n_1 + \sigma_{xy} n_2) \Big|_{\Gamma} &= S_1, \\ (\sigma_{xy} n_1 + \sigma_y n_2) \Big|_{\Gamma} &= S_2 \end{aligned} \quad (21)$$

и с дополнительными граничными условиями, определенными на основе уравнения равновесия на границе области, т.е.

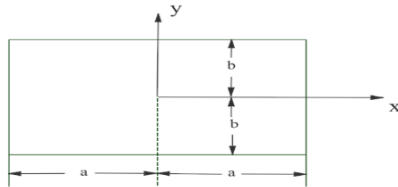


Рис 1. Прямоугольная пластина размером $2a \times 2b$

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} \right) \Big|_{\Gamma} &= 0, \\ \left(\frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} \right) \Big|_{\Gamma} &= 0 \end{aligned} \quad (22)$$

Таким образом, уравнения (20 – 22) представляют собой двумерную краевую задачу теории упругости в напряжениях, которая в отличие от бигармонического уравнения может быть решена численно непосредственно относительно напряжений.

Граничные и дополнительные граничные условия рассмотрим более детально для прямоугольной области. Пусть прямоугольник находится под действием растягивающих усилий с двух сторон по оси OX, остальные стороны свободны от нагрузок (рис.1), т.е.

$$\text{при } x = \pm a: \quad \sigma_x|_{x=\pm a} = S, \quad \sigma_{xy}|_{x=\pm a} = 0, \quad (23)$$

$$\text{при } y = \pm b: \quad \sigma_y|_{y=\pm b} = 0, \quad \sigma_{xy}|_{y=\pm b} = 0. \quad (24)$$

При этом дополнительные граничные условия (22) относительно прямоугольной области имеют вид

$$\text{при } x = \pm a: \quad \left[\frac{\partial \sigma_y}{\partial y} \right]_{x=\pm a} = - \left[\frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} \right]_{x=\pm a}; \quad (25)$$

$$\text{при } y = \pm b: \quad \left[\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} \right]_{y=\pm b} = - \left[\frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} \right]_{y=\pm b}. \quad (26)$$

Таким образом, нетрудно увидеть по соотношениям (23–26), что на каждой стороне прямоугольника имеются по три граничных условия. Граничные условия (25–26) определены на основе уравнения равновесия.

Конечно-разностные уравнения для плоской задачи теории упругости в напряжениях. Пусть краевая задача (20–22) рассматривается в прямоугольнике с длиной сторон $l_1 = 2a$ и $l_2 = 2b$ (см.рис.1). Разделяя длины сторон прямоугольника на N_k , можно найти шаг сетки $h_k = l_k / N_k$, $k=1,2$ по координатным осям. Тогда координаты узловых точек имеют вид $x_i = ih_1$ ($i=0, n_1$), $y_j = jh_2$ ($j=0, n_2$) [3, 6]. Заменяя производные в уравнениях (20) с соответствующими конечно-разностными отношениями, можно найти, что

$$\frac{\sigma_{i+1,j}^x - \sigma_{i,j}^x}{h_1} + \frac{\sigma_{i,j+1}^{xy} - \sigma_{i,j-1}^{xy}}{2h_2} = 0; \quad (27)$$

$$\frac{\sigma_{i,j+1}^y - \sigma_{i,j}^y}{h_2} + \frac{\sigma_{i+1,j}^{xy} - \sigma_{i-1,j}^{xy}}{2h_1} = 0; \quad (28)$$

$$\frac{\sigma_{i+1,j}^{xy} - 2\sigma_{ij}^{xy} + \sigma_{i,j+1}^{xy}}{h_1^2} + \frac{\sigma_{i,j+1}^{xy} - 2\sigma_{ij}^{xy} + \sigma_{i,j-1}^{xy}}{h_2^2} + \frac{1}{1+\nu} \left\{ \frac{\sigma_{i+1,j+1}^x - \sigma_{i-1,j+1}^x - \sigma_{i+1,j-1}^x + \sigma_{i-1,j-1}^x}{4h_1h_2} + \right. \\ \left. + \frac{\sigma_{i+1,j+1}^y - \sigma_{i-1,j+1}^y - \sigma_{i+1,j-1}^y + \sigma_{i-1,j-1}^y}{4h_1h_2} \right\} = 0. \quad (29)$$

Заменяя первое слагаемое в уравнении (27), левым конечным отношением можно найти, что

$$\frac{\sigma_{i,j}^x - \sigma_{i-1,j}^x}{h_1} + \frac{\sigma_{i,j+1}^{xy} - \sigma_{i,j-1}^{xy}}{2h_2} = 0. \quad (30)$$

Из соотношений (27) и (30) можно найти, что

$$2\sigma_{ij}^x = \sigma_{i+1,j}^x + \sigma_{i-1,j}^x. \quad (31)$$

Аналогично из уравнения (28) найдем

$$2\sigma_{ij}^y = \sigma_{i,j+1}^y + \sigma_{i,j-1}^y. \quad (32)$$

Разрешая конечно-разностные уравнения (29), (31) и (32), относительно $\sigma_{ij}^x, \sigma_{ij}^y$ и σ_{ij}^{xy} , и принимая следующие преобразования $\sigma_{ij}^x = \sigma_{xij}^{(k)}$, $\sigma_{ij}^y = \sigma_{yij}^{(k)}$, и $\sigma_{ij}^{xy} = \sigma_{xyij}^{(k)}$, можно найти соответственно

$$\sigma_{xij}^{(k+1)} = \frac{\sigma_{x,i+1,j}^{(k)} + \sigma_{x,i-1,j}^{(k)}}{2}; \quad (33)$$

$$\sigma_{yij}^{(k+1)} = \frac{\sigma_{y,i,j+1}^{(k)} + \sigma_{y,i,j-1}^{(k)}}{2}; \quad (34)$$

$$\sigma_{xyij}^{(k+1)} = \left\{ \frac{\sigma_{xyi+1,j}^{(k)} + \sigma_{xyi-1,j}^{(k)}}{h_1^2} + \frac{\sigma_{xyi,j+1}^{(k)} + \sigma_{xyi,j-1}^{(k)}}{h_2^2} + \frac{1}{1+\nu} \left\{ \frac{\sigma_{xi+1,j+1}^{(k)} - \sigma_{xi-1,j+1}^{(k)} - \sigma_{xi+1,j-1}^{(k)} + \sigma_{xi-1,j-1}^{(k)}}{4h_1h_2} + \frac{\sigma_{yi+1,j+1}^{(k)} - \sigma_{yi-1,j+1}^{(k)} - \sigma_{yi+1,j-1}^{(k)} + \sigma_{yi-1,j-1}^{(k)}}{4h_1h_2} \right\} \right\} / \left\{ \frac{2}{h_1^2} + \frac{2}{h_2^2} \right\}. \quad (35)$$

где индексы изменяются во внутренних точках, т.е. $1 \leq i \leq n_1 - 1$, $1 \leq j \leq n_2 - 1$, k – номер итерации.

При этом, согласно (23) и (24) граничные условия имеют вид:

при $x = \mp a$:

$$\begin{aligned} \sigma_x^{(0)}{}_{0j} &= S, & \sigma_{xy}^{(0)}{}_{0j} &= 0, \\ \sigma_x^{(0)}{}_{N_1j} &= S, & \sigma_{xy}^{(0)}{}_{N_1j} &= 0 \end{aligned} \quad (36)$$

при $y = \mp b$:

$$\begin{aligned} \sigma_y^{(0)}{}_{i0} &= 0, & \sigma_{xy}^{(0)}{}_{i0} &= 0, \\ \sigma_y^{(0)}{}_{iN_2} &= 0, & \sigma_{xy}^{(0)}{}_{iN_2} &= 0 \end{aligned} \quad (37)$$

Согласно соотношениям (37), дополнительные граничные условия имеют вид:

при $x = \mp a$:

$$\begin{aligned} \sigma_y^{(0)}{}_{0j} &= \sigma_y^{(0)}{}_{0,j+1} + h_2 \frac{\sigma_{xy}^{(0)}{}_{1j} - \sigma_{xy}^{(0)}{}_{0j}}{h_1}, \\ \sigma_y^{(0)}{}_{n_1j} &= \sigma_y^{(0)}{}_{n_1,j+1} + h_2 \frac{\sigma_{xy}^{(0)}{}_{n_1,j} - \sigma_{xy}^{(0)}{}_{n_1-1,j}}{h_1} \end{aligned} \quad (38)$$

при $y = \mp b$:

$$\begin{aligned} \sigma_x^{(0)}{}_{i0} &= \sigma_x^{(0)}{}_{i+1,0} + h_1 \frac{\sigma_{xy}^{(0)}{}_{i1} - \sigma_{xy}^{(0)}{}_{i0}}{h_2}, \\ \sigma_x^{(0)}{}_{in_2} &= \sigma_x^{(0)}{}_{i+1,n_2} + h_1 \frac{\sigma_{xy}^{(0)}{}_{in_2} - \sigma_{xy}^{(0)}{}_{i,n_2-1}}{h_2} \end{aligned} \quad (39)$$

Конечно-разностные уравнения (33–39) могут быть решены методом итераций.

Численные примеры. Рассмотрим численное решение и обоснование справедливости сформулированной краевой задачи в напряжениях (20 – 22) и предлагаемого численного метода решения конечно-разностных уравнений (33 – 39). На основе предложенной методики решен ряд двумерных задач для прямоугольной области с различными граничными условиями.

1. Пусть прямоугольная пластина размером $l_1=2a$, $l_2=2b$ находится под действием параболической нагрузки, приложенной по противоположным сторонам перпендикулярных к оси ОХ (рис.1). Остальные стороны свободны от нагрузок. Это задача с использованием функции Эри и условия минимизации энергии деформации была решена в работе С.П. Тимошенко и Дж. Гудьера [4].

В нашем случае эта задача описывается дифференциальными уравнениями (20) с соответствующими граничными (21) и дополнительными (22) граничными условиями. Конечно-разностные уравнения и граничные условия, соответствующие этой краевой задаче (33–39), решаются итерационным методом. При этом граничные условия имеют вид

$$\text{при } x = \pm a: \sigma_{11} = S_0 \left(1 - \frac{y^2}{a^2}\right), \quad \sigma_{12} = 0; \quad \text{при } y = \pm b: \sigma_{22} = 0, \quad \sigma_{12} = 0. \quad (40)$$

В первой строке табл. 1 приведены значения напряжений σ_{11} в сечении $x=0$ и сравнены с результатами других авторов. При этом исходные данные имели следующие значения: $\lambda=0.78, \mu=0.5, a=1, b=1, h_1=h_2=0.2$. В табл. 1 с учетом условий симметрии приведены результаты для одной четвертой части прямоугольника. Для получения численных результатов потребовалось $k=76$ итераций. Близость полученных результатов показывает справедливость сформулированной краевой задачи в напряжениях и метода их решения.

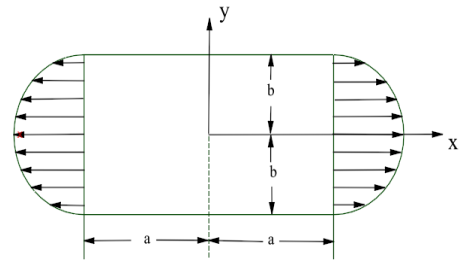


Рис 2. Прямоугольная пластина под действием нагрузки параболической формы

Таблица 1

Значения напряжений σ_{11} в сечении $x=0$ прямоугольной пластины

Задачи $x=0$	$y=-1$	$y=-0.8$	$y=-0.6$	$y=-0.4$	$y=-0.2$	$y=0$
В напряжениях	0.3371	0.3371	0.5992	0.7865	0.8988	0.9363
Тимошенко [4]	0.3404	0.5166	0.6536	0.7515	0.8102	0.8298
Ике [7]	0.3404	0.5166	0.6536	0.7515	0.8102	0.8298

2. Рассмотрим прямоугольник размером $l_1=a, l_2=b$, находящийся в равновесии под действием равномерно-распределенной нагрузки. Краевое условие имеет вид

$$\begin{aligned} x=\pm a: \sigma_{11}=S_0=1, \sigma_{12}=0; \\ y=\pm b: \sigma_{22}=0, \sigma_{12}=0. \end{aligned} \quad (41)$$

Исходные данные имеют вид: $\lambda=0.78, \mu=0.5, a=0.5, b=0.5, h_1=h_2=0.1$.

Таблица 2

Распределение напряжений σ_{11} в прямоугольнике

$y \backslash x$	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
0	1	0.9974	0.9952	0.9931	0.9923	0.9914
0.1	1	0.9974	0.9952	0.9931	0.9923	0.9914
0.2	1	0.9974	0.9952	0.9931	0.9923	0.9914
0.3	1	0.9974	0.9952	0.9931	0.9923	0.9914
0.4	1	0.9974	0.9952	0.9931	0.9923	0.9914
0.5	1	0.9974	0.9952	0.9931	0.9923	0.9914

В табл. 2 приведены значения напряжений σ_{11} в одной четвертой части прямоугольника. При равномерной нагрузке напряжение распределяется равномерным образом, и прямоугольник ведет себя как одномерный стержень. Значения напряжений фактически равны заданной нагрузке $\sigma_{11}=S_0=1$. Для решения задачи потребовалось 98 итераций.

3. Предположим, в прямоугольной пластине размером $l_1 \times l_2$ напряжение распределено по следующей закономерности (рис.3), т.е.:

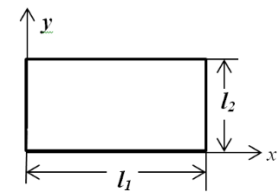


Рис 3. Прямоугольная пластина размером $l_1 \times l_2$

$$\begin{aligned} \sigma_x &= y(y-l_2); \\ \sigma_y &= x(x-l_1); \\ \sigma_{xy} &= xy(x-l_1)(y-l_2). \end{aligned} \quad (42)$$

Подставляя в уравнение равновесия (20), соответственно можно найти правые части этого уравнения, рассматриваемые в качестве объемных сил, т.е.

$$X_1 = -(x^2 - xl_1)(2y - l_2), \quad X_2 = -(2x - l_1)(y^2 - yl_2), \quad X_{12} = \frac{1}{2\mu} \left(\frac{\partial X_1}{\partial y} + \frac{\partial X_2}{\partial x} \right), \quad (43)$$

при которых функции (42) удовлетворяют исходные уравнения со следующими граничными и дополнительными граничными условиями, т.е.:

$$\begin{aligned} x=0, l_1: \sigma_{11} &= y(y-l_2), \quad \sigma_{12} = 0, \quad \sigma_{22} = 0, \\ y=0, l_2: \sigma_{22} &= x(x-l_1), \quad \sigma_{12} = 0, \quad \sigma_{11} = 0. \end{aligned} \quad (44)$$

Исходные данные имели следующие значения:

$$\lambda = 0.78, \mu = 0.5, l_1 = 1, l_2 = 1, h_1 = h_2 = 0.1.$$

При этом считается, что прямоугольник размером $l_1 \times l_2$ находится в первой четверти декартовой координатной системы. По табл. 3 можно сравнить результаты численного решения краевой задачи (20), (44) с точным решением задачи (42), полученным полуобратным методом. Точное и приближенное решения (табл. 3) очень близки, чем обеспечивается достоверность полученных численных результатов.

Таблица 3

Сравнение значений точного и приближенного решений для σ_{22}

Задача $y=0.5$	$x=0$	$x=0.1$	$x=0.2$	$x=0.3$	$x=0.4$	$x=0.5$
Точное	0	0.0900	0.1600	0.2100	0.2400	0.2500
Приближенное	0	0.0886	0.1575	0.2067	0.2362	0.2461

Заключение. В статье на основе уравнений Бельтрами–Митчелла сформулирована плоская краевая задача теории упругости в напряжениях для прямоугольной области. Краевая задача состоит из двух уравнений равновесия и одного уравнения Бельтрами–Митчелла, и показано, что для корректной постановки задачи на каждой стороне прямоугольника необходимо налагать по два обычных граничных и одно дополнительное граничное условие на основе уравнения равновесия. Для плоской краевой задачи в напряжениях построены симметричные конечно-разностные уравнения, решаемые методом итераций. Решен численно ряд задач о равновесии прямоугольной пластины под действием различных нагрузок, приложенных на противоположных сторонах. Достоверность результатов обеспечена сравнением численных результатов с точным решением, а также с известными решениями задачи о растяжении пластины с параболической и равномерно распределенной нагрузками.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Новацкий В. Теория упругости. М.: Мир, 1975. – 872 с.
- [2] Победря Б.Е., Шеиенин С.В., Холматов Т. Задача в напряжениях. Ташкент: Фан, 1988. – 200 с.
- [3] Победря Б.Е. Численные методы в теории упругости и пластичности. М.: Изд-во МГУ, 1996. – 343 с.
- [4] Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. М.: Наука, 1979. – 560 с.
- [5] Победря Б.Е. Новая постановка задачи механики деформируемого твердого тела в напряжениях // Докл.АН СССР. Т. 253. Ш 2. 1980. С. 295–297.
- [6] Самарский А.А. Николаев Е.С. Методы решения сеточных уравнений. М., 1978. – 592 с.
- [7] Ike C. C., Nwoji C. U., Mata B. O., Onah H. N., Onyia M. E. Least Squares Weighted Residual Method for Finding the Elastic Stress Fields in Rectangular Plates Under Uniaxial Parabolically Distributed Edge Loads. JCAMECH Vol. 51. June 2020. No. 1. P. 107–121. DOI: 10.22059/jcmech.2020.298074.484.
- [8] Li S., Gupta A., Markenscoff X. Conservation Laws of Linear Elasticity in Stress Formulations. Proceedings: Mathematical, Physical and Engineering Sciences. Vol. 461, No. 2053 (Jan., 2005). P. 99–116.
- [9] Filonenko-Borodich M. Theory of Elasticity. University Press of the Pacific. 2003. November 6. – 396 p.
- [10] Георгиевский Д.В. Общие решения неэквивалентных классической систем теории упругости в напряжениях // Вестн. Моск. ун-та. Сер. 1. Матем., мех. 2012. № 6. С. 26–32.
- [11] Применение вариационных методов при решении пространственной задачи теории упругости в напряжениях: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: МГУ, 1987.
- [12] Pobedrya B. E., Georgiyevskii D. V. Equivalence of Formulations for Problems in Elasticity Theory in Terms of Stresses. Russian Journal of Mathematical physics, 2006. DOI: 10.1134/S1061920806020063.
- [13] Коновалов А.Н. Решение задач теории упругости в напряжениях. Новосибирск: НГУ, 1979. – 92 с.
- [14] Победря Б.Е., Холматов Т. О существовании в единственности решения задачи теории упругости в напряжениях // Вест. МГУ. Матем., механика. 1982. & I. С. 50–51.
- [15] Borodachev N. M. Stress Solutions to the Three-Dimensional Problem of Elasticity. Intern. Appl. Mech. Vol. 42 (8). 2006. P. 849–878. 2006.
- [16] Rozhkova E. V. On Solutions of the problem in Stresses with the Use of Maxwell Stress Functions. Mechanics of Solids. Vol. 44 (1). 2009. P. 526–536.
- [17] Халджиитов А.А., Каландаров А.К., Юсупов Ю.С. Связанные задачи термоупругости и термопластичности. Ташкент: «Фан ва технология», 2019. – 193 с.
- [18] Ike C. C. On Maxwell's Stress Functions for Solving Three Dimensional Elasticity Problems in the Theory of Elasticity. JCAMECH Vol. 49. December 2018. No. 2. P. 342–350.
- [19] Ахмедов А.Б., Холматов Т. Решение некоторых задач о равновесии параллелепипеда в напряжениях // Докл.АН УзССР. 1982. N. 6. С. 7–9.

Дата поступления
21.02.2022

Халджигитов А.А., Тилово О.Ў. Кучланишларда эластиклик назарияси текис масаласининг сонли ечими

Аннотация: Одатда эластиклик назариясининг текис масаласи Эри кучланиш функцияси ёрдамида бигармоник тенгламани ечишга келтирилади. Бу иш, эластиклик назариясининг текис масаласини тўғридан-тўғри кучланишларга нисбатан сонли ечишга бағишланган. Бу чегаравий масала иккита мувозанат тенгламаси ва битта Бельтрами Митчелл тенгламасидан ташкил топган бўлиб, мос чегаравий шартлар ва мувозанат тенгламаси асосида аниқланган қўшимча чегаравий шартларга эга. Тўғри тўртбурчакли пластинка учун симметрик чекли айирмали тенгламалар тузилган ва қатор масалалар сонли ечилган. Олинган натижаларнинг ишончлилиги сонли ва аниқ ечим билан, шунингдек, параболик ва текис тақсимланган кучлар таъсирида тўртбурчакли пластинкани чўзиш масалаларининг маълум ечимлари билан таққослаш орқали кўрсатилган.

Калим сўзлар: деформация; эластиклик; кучланиш; мувозанат тенгламаси; чегаравий масала; чекли айирмали тенглама; итерацион усул.

Xaldjigitov A.A., Tilovov O.U. Numerical solution of the plane problem of the theory of elasticity in stresses

Abstract: Usually, a plane problem of elasticity theory, with the help of the Airy's stress function, is reduce to solving a biharmonic equation. This work is devoted to the numerical solution of a plane problem of elasticity theory directly with respect to stresses. In this case, the boundary value problem consists of two equilibrium equations, and one Beltrami Michell equation with the corresponding boundary and additional boundary conditions determined on the basis of the equilibrium equation. Symmetric finite-difference equations are constructed and a number of numerical examples are solv for a rectangular plate. The reliability of the obtained results is justified by comparing the numerical results, with the exact solution, as well as with the known solutions of the problems of stretching a rectangular plate with parabolic and uniformly distributed loads.

Keywords: deformation; elasticity; stresses; equilibrium equations; boundary value problem; finite-difference equation; iterative method.

УДК 677.017.4

ПРОЯВЛЕНИЕ ПРОЧНОСТИ ТЕКСТИЛЬНЫХ НИТЕЙ ПРИ ВЫСОКИХ СКОРОСТЯХ ИХ ДВИЖЕНИЯ

Исмоилова С.И., Султанов К.С., Хазратова Т.Я., Туланов Ш.Э.

*Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т.Уразбаева АН РУз, Ташкент, Узбекистан
E-mail: ismailova.sabida@mail.ru*

Аннотация: С учетом критической скорости, нелинейных свойств деформирования пряжи, различных расстояний между опорами определена прочность пряжи при различных значениях скорости движения нити. В зависимости от скорости движения нити в технологических процессах текстильного производства с помощью полученных результатов можно прогнозировать прочность пряжи в зависимости от линейной плотности и базовой длины деформирования между опорами. Результаты расчетов показали, что, управляя скоростным режимом и расстояниями между опорами, при движении нити можно найти запасы прочности хлопковой пряжи. Согласно расчетам, можно добиться увеличения прочности хлопковой пряжи до 50% и соответственно уменьшения обрывности.

Ключевые слова: прочность; нить; хлопковая пряжа; волокно; структурные свойства; скорость движения; нелинейная деформация; обрывность.

Введение. Одним из главных механических качеств хлопчатобумажной (далее – хлопковой) пряжи является ее прочность. От прочности хлопковых пряж зависит качество ткани, материалов и изделий, изготовляемых из пряжи. Поэтому все технологические процессы прядения направлены, в первую очередь, на обеспечение требуемой прочности хлопковых пряж.

Общеизвестно, что хлопковые пряжи, состоящие из хлопковых волокон, имеют сложную структуру [1 – 4]. Эта структура, вернее, расположение хлопковых волокон в этой структуре, играет определяющую роль в обеспечении ее прочности, поэтому основной целью технологических процессов изготовления хлопковых пряж является обеспечение максимально возможной ее прочности [1 – 4]. Тем не менее, в технологических процессах текстильного производства пряжи обрываются.

Важным фактором, влияющим на прочность пряж в технологических процессах, является скорость их движения. В настоящее время в процессе векового развития технологических процессов текстильного производства скорость движения текстильных нитей и пряж все увеличивается и их обрывность тоже растет.

Согласно данным [5], скорость движения нитей в процессе перемотки достигает до 2200–3000 м/мин (35–50 м/с). На челночных ткацких станках скорость нити достигает 600–1000 м/мин (10–18 м/с), на бесчелночных ткацких станках – 1380–1500 м/мин (23–25 м/с).

На пневматических и гидравлических ткацких станках скорость прокладывания уточной нити достигает до 2100 м/мин (35 м/с). На рапирных ткацких станках скорость движения рапир составляет 720–2520 м/мин (12–42 м/с).

Большие скорости движения текстильных нитей и пряж в технологических процессах текстильного производства приводят к увеличению обрывности нити [6], следовательно, увеличиваются простои оборудования и снижается производительность.

В настоящей статье исследовано влияние скорости движения хлопковой нити на ее прочность. Вопросами прочности текстильных нитей и волокон исследователи занимались с давних времен [1 – 7]. В настоящее время также огромное внимание уделяется вопросам прочности волокон и волокнистых материалов [7 – 16].

Пряжа, состоящая из хлопковых волокон, относительно небольшой длины (0.02 – 0.05 м) имеет особое структурное строение [1 – 4]. Это обстоятельство требует учета при расчетах на прочность, кроме скорости движения, еще структурного деформирования хлопковых пряж.

В настоящее время эксперименты по определению прочности текстильных нитей и пряж проводятся при очень низких скоростях их движения. На установке «Statimat C» скорость движения нитей варьируется в пределах от 0.1 до 1 м/мин. Эти скорости намного меньше, чем скорости, наблюдаемые в технологических процессах текстильного производства.

Экспериментальные исследования прочности текстильных нитей и пряж при высоких скоростях их движения практически отсутствуют. В работе [17] приведены результаты экспериментов по растяжению углеродной нити при скоростях движения от 5 до 50 м/мин. Из-за отсутствия возможности проведения экспериментов по определению прочности текстильных нитей и пряж при высоких скоростях их движения остается другой путь исследования этой проблемы – теоретический.

Методами математического моделирования движения нити можно определить механизмы образования напряженно-деформированного состояния текстильных нитей и пряж в технологическом процессе, следовательно, определить прочность и установить причины их обрывности. Для этого, прежде всего, необходим достоверный закон деформирования пряжи при растяжении. В [18 – 23] на основе серийных экспериментов по растяжению хлопковых пряж до обрыва разработан физический нелинейный упруговязкопластический закон деформирования.

Суть закона заключается в том, что при растяжении пряжи ее структурное состояние, образованное из волокон хлопка длиной 0.02 – 0.05 м, изменяется. В результате изменения структуры пряжи изменяются все ее геометрические, физические и механические характеристики. Мерой изменения всех характеристик пряжи является ее деформация. Процесс изменения характеристики пряжи продолжается до обрыва. С использованием данного закона деформирования хлопковой пряжи определена ее прочность при высоких скоростях движения.

Постановка задачи и метод решения. Прочность текстильных нитей с учетом скорости их движения в технологических процессах текстильной промышленности мало изучена. Как показывают результаты опытов [24, 25], прочность пряжи зависит от скорости ее движения, следовательно, от скорости деформирования.

При измерении деформации или напряжений (усилий), как отмечено в [2], при больших скоростях деформации возникают огромные трудности. Дело в том, что механические возмущения в пряже или нити распространяются с конечной скоростью в виде волн. При малой скорости нагружения эти волны много раз пробегают вдоль нити туда и обратно, так что напряженное и деформированное состояние в целом по длине нити однородно. При большой скорости нагружения деформация переменна по длине нити и во времени. Тогда

деформация, вычисляемая как отношение абсолютного удлинения к длине нити, не отражает состояния нити даже в среднем, а скорость деформации, вычисляемая как частное от деления скорости изменения расстояния между концами нити на ее длину, не является истинной скоростью деформации. В этом случае экспериментальное измерение натяжения нити или пряжи недостоверно [2].

В таких случаях остается решать задачу теоретически. Для рассмотрения и решения прикладных теоретических задач динамики нити и пряж необходимо уравнение состояния нити и пряж, достоверно описывающее процесс их динамического деформирования.

Впервые такое достоверное уравнение или физически нелинейный закон упруговязкопластического деформирования хлопковой пряжи на основе результатов серийных экспериментов по растяжению пряжи до обрыва разработано в [18 – 23]. Однако эксперименты в [18, 21] проводились только при скорости движения пряжи $v = 500$ мм/мин.

На основе этого закона в [23] разработан метод определения оценки прочности пряж, не противоречащий основным законам механики деформируемого твердого тела и учитывающий особенности технологии прядения хлопковых пряж.

Одной из основных областей приложения механики нити является оценка прочности нити в реальных условиях ее формирования и переработки [2]. Исходя из этого, в [18 – 20] предложен метод определения, оценки и прогноза прочности хлопковой пряжи на основе основных законов механики нити. Основу этого метода составляет нелинейный упруговязкопластический закон деформирования хлопковой пряжи при ее растяжении, имеющий вид

$$E_D^{-1}(\varepsilon) \frac{d\sigma}{dt} + E_S^{-1}(\varepsilon) \mu(\varepsilon) \sigma = \frac{d\varepsilon}{dt} + \mu(\varepsilon) \varepsilon, \quad (1)$$

где $E_D(\varepsilon)$ – переменный динамический модуль деформации (нелинейная функция) пряжи при скорости деформирования $\varepsilon_v = d\varepsilon/dt \rightarrow \infty$; $E_S(\varepsilon)$ – переменный статический модуль деформации (нелинейная функция) пряжи при скорости деформации, близкой к статической (квазистатической) при $\varepsilon_v = d\varepsilon/dt \rightarrow 0$; $\mu(\varepsilon)$ – переменный параметр объемной вязкости (внутреннего трения) пряжи; σ – продольное растягивающее напряжение; ε – продольная деформация пряжи при растяжении; t – время.

Обозначения и смысл параметров уравнения (1) приведены в [18–20]. Как показано в [18–20], основным опорным параметром в (1) является функция $E_S(\varepsilon)$, которая, согласно результатам опытов [18 – 20], – сложно-нелинейная. Данная функция аппроксимирована четырехзвенной ломаной линией. Данная функция имеет 9 параметров: $E_N, E_b, E_m, E_c, E_k, \varepsilon_e, \varepsilon_m, \varepsilon_c, \varepsilon_k$. Эти параметры являются точками перелома нелинейной функции $E_S(\varepsilon)$. В [18–20] также показано, что в рассмотренных в опытах [18 – 25], в пределах скоростей деформирования $\varepsilon_v = 0.0033 \text{ с}^{-1}$ до $\varepsilon_v = 0.033 \text{ с}^{-1}$ значения этих параметров не изменяются. На основе анализа работ других авторов в [18 – 23] показано, что при высоких скоростях деформирования $\varepsilon_v = 10 \text{ с}^{-1}$, $\varepsilon_v = 30 \text{ с}^{-1}$ и более, действительно, значения параметров деформации $\varepsilon_e, \varepsilon_m, \varepsilon_c, \varepsilon_k$ практически остаются постоянными, т.е. они не зависят от скорости деформирования, а модули деформации E_N, E_b, E_m, E_c, E_k зависят от скорости деформирования. Значения этих параметров для хлопковой пряжи, выработанной пневмопрядильным способом кардной системы, приведены в табл. 1 [19].

Далее текущее значение деформации определяется по формуле

$$\varepsilon = \varepsilon_0 t, \quad (2)$$

где ε_0 – скорость деформирования; t – время.

Существует связь между скоростью движения пряжи и скоростью ее деформирования в виде

$$\varepsilon_v = \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{v}{L_0}, \quad (3)$$

где ε_v – скорость деформирования пряжи при ее растяжении; ε – продольная деформация; v – скорость движения нижнего конца пряжи при растяжении; L_0 – базовая длина пряжи при растяжении.

Формулы для определения параметров деформации для кардно-пневопрядильной пряжи

Параметры	Значения коэффициентов	
$E_N = E_{NK}(T/T_S)^{k_1}$	$E_{NK}=2872.94$ МПа	$k_1 = -0.302174$
$E_e = E_{eK}(T/T_S)^{k_2}$	$E_{eK}=1274.76$ МПа	$k_2 = -0.544665$
$E_m = E_{mK}(T/T_S)^{k_3}$	$E_{mK}=2705.09$ МПа	$k_3 = -0.202455$
$E_c = E_{cK}(T/T_S)^{k_4}$	$E_{cK}=2579.04$ МПа	$k_4 = -0.141952$
$E_k = E_{kK}(T/T_S)^{k_5}$	$E_{kK}=2222.35$ МПа	$k_5 = -0.365873$
$\varepsilon_e = a_e + b_e T$	$a_e=0.000321$ текс ⁻¹	$b_e = 0.000034$ текс ⁻¹
$\varepsilon_m = a_m + b_m T$	$a_m=0.006054$ текс ⁻¹	$b_m = 0.000125$ текс ⁻¹
$\varepsilon_c = a_c + b_c T$	$a_c=0.022211$ текс ⁻¹	$b_c = 0.000235$ текс ⁻¹
$\varepsilon_k = a_k + b_k T$	$a_k=0.056204$ текс ⁻¹	$b_k = 0.000453$ текс ⁻¹
$\varepsilon_N=0; \quad T_S = 50$ текс		

Для конкретного значения деформации $\varepsilon_v = \varepsilon$ определяем значение нелинейной функции $E_S(\varepsilon)$ по формулам

$$I_{Si} = \frac{\varepsilon_i - \varepsilon_j}{\varepsilon_{j+1} - \varepsilon_j}; \quad (4)$$

$$E_{Si} = E_j + (E_{j+1} - E_j) I_{Si}; \quad (5)$$

$$E_{SBi} = B E_{Si}, \quad (6)$$

где $j=1, 2, 3, 4$; согласно [19], $j=1$ – упругий участок деформирования пряжи от точки $[E_N \varepsilon_N]$ до точки $[E_e \varepsilon_e]$ на кривой $E_S(\varepsilon)$. На этом участке ($j=1$) $E_1=E_N$, $\varepsilon_1=\varepsilon_N$, $E_2=E_m$, $\varepsilon_2=\varepsilon_e$; $j=2$ – упругопластический участок деформирования пряжи от точки $[E_e \varepsilon_e]$ до точки $[E_m \varepsilon_m]$ на кривой $E_S(\varepsilon)$, $E_2=E_e$, $\varepsilon_2=\varepsilon_e$, $E_3=E_m$, $\varepsilon_3=\varepsilon_m$; $j=3$ – пластический участок деформирования пряжи от точки $[E_m \varepsilon_m]$ до точки $[E_c \varepsilon_c]$, $E_3=E_m$, $\varepsilon_3=\varepsilon_m$, $E_4=E_c$, $\varepsilon_4=\varepsilon_c$; $j=4$ – пластический участок деформирования пряжи до обрыва от точки $[E_c \varepsilon_c]$ до точки $[E_k \varepsilon_k]$, $E_4=E_c$, $\varepsilon_4=\varepsilon_c$, $E_5=E_k$, $\varepsilon_5=\varepsilon_k$; I_{Si} – параметр изменения структуры пряжи определяется для каждого значения ε_i ; E_{Si} – модуль деформации пряжи определяется для каждого значения ε_i ; B – коэффициент метода выработки хлопковой пряжи, $B=1$ – для кардной пневопрядильной пряжи; $B=1.15$ – для кардной кольцепрядильной пряжи; $B=1.3$ – для гребенной кольцепрядильной пряжи.

Определяем значение параметра вязкости μ по формулам, предложенным в [18–21]:

$$\mu_i(\varepsilon_i) = \mu_N \exp\left(-\alpha \frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_k}\right); \quad (7)$$

$$\alpha = \ln(\mu_N / \mu_k), \quad (8)$$

где μ_N – значение μ_i при $\varepsilon_i=\varepsilon_N=0$; μ_k – значение μ_i при $\varepsilon_i=\varepsilon_k$; μ_i – текущее значение параметра вязкости, соответствующее текущему значению ε_i .

Определяется значение γ в зависимости от скорости деформирования по формуле, предложенной в [20]:

$$\gamma_i = \gamma_N + (\gamma_m - \gamma_N) \left(\frac{\varepsilon_{vi}}{\mu_i(\varepsilon_i)} \right)^\omega, \quad (9)$$

где γ_i – текущее значение γ , соответствующее значению ε_i и ε_{vi} ; γ_m – максимальное значение γ_i при $\varepsilon_i=\varepsilon_m$; γ_N – начальное значение γ_i при $\varepsilon=\varepsilon_N=0$; ω – безразмерный показатель степени влияния ε_{vi} на значение γ ; $\omega=0.1$ [20].

Согласно (9), при низких значениях скорости деформирования ε_v , близких к нулю, текущее значение $\gamma_i \rightarrow \gamma_N$, а при больших значениях ε_v , $\gamma_i \rightarrow \gamma_m$. В [18–22] принято $\gamma_m = 4$; $\gamma_N = 1.1$; $\mu_N / \mu_k = \gamma_m$.

Определяется динамический модуль деформирования пряжи по формуле

$$E_{Di}(\varepsilon_i) = \gamma_i E_{Sbi}(\varepsilon_i). \quad (10)$$

Вычисляется напряжение растяжения пряжи при изменении деформации пряжи по (2) из уравнения (1):

$$E_{Di}^{-1}(\varepsilon_i) \frac{\sigma_i - \sigma_{i-1}}{\Delta t} + E_{Sbi}^{-1} \mu_i(\varepsilon_i) \frac{\sigma_i + \sigma_{i-1}}{2} = \frac{\varepsilon_i - \varepsilon_{i-1}}{\Delta t} + \mu_i(\varepsilon_i) \frac{\varepsilon_i + \varepsilon_{i-1}}{2}. \quad (11)$$

Разностное уравнение (10) решается относительно неизвестной σ_i , все остальные параметры известны. В результате получим численное значение зависимости $\sigma_i(\varepsilon_i)$. При $\varepsilon_i = \varepsilon_k$ и $\sigma_i = \sigma_k$ пряжа обрывается, становится $\sigma_i = 0$ и расчет на ЭВМ заканчивается.

Определяется относительная разрывная нагрузка (прочность) по формуле [23]

$$P_o = \sigma_k / 15. \quad (12)$$

На основе вышеприведенного алгоритма составлена программа для среды Delphi на языке PASCAL. В программе предусмотрено проведение расчетов прочности хлопковых прядей для любого ряда линейных плотностей, скоростей деформирования и способов выработки хлопковых прядей.

Результаты расчетов и их анализ. В технологических процессах текстильного производства скорость движения нити можно разделить на две группы. Первая – это низкие скорости движения, где скорость нити не превышает 1000 мм/мин (0.017 м/с). Вторая группа – это где скорость движения нити превышает 1000 мм/мин (1 м/мин = 0.017 м/с). На современных перемоточных машинах (SINCRO MRL, SINCRO TFC) и ткацких станках (Picanol, MHF-5-8/30) скорости движения нити достигают до 100 м/с [6,14]. В экспериментах [18 – 21] на разрывной машине «Statimat C» хлопковая пряжа при растяжении двигается со скоростью от $v = 100$ мм/мин (0.0017 м/с) до $v = 1000$ мм/мин (0.017 м/с). Учитывая эти данные расчеты, на ЭВМ проводились по разработанной программе по вышеприведенному алгоритму. На рис.1 приведены изменения прочности хлопковой пряжи при изменении скорости движения пряжи от $v = 0.003$ м/с до $v = 0.033$ м/с, что соответствует скоростям деформирования пряжи от $\varepsilon_v = 0.006$ с⁻¹ до $\varepsilon_v = 0.07$ с⁻¹. В расчетах приняты следующие значения исходных данных: $\gamma_N = 1.1$; $L_0 = 0.5$ м; $\gamma_m = 2$; $\mu_N = 100$ с⁻¹; $T = 50$ текс. Случаи изменения этих параметров отдельно оговариваются.

Нумерация кривых на рис.1 соответствует нумерации вариантов в табл.2.

Таблица 2

Изменение значений исходных данных для разных вариантов

№ варианта	T , текс	γ_m	μ_N , с ⁻¹
1	14.0	2.0	100.0
2	29.0	2.0	100.0
3	50.0	2.0	100.0
4	50.0	4.0	100.0
5	50.0	4.0	50.0
6	72.0	4.0	50.0
7	100.0	4.0	50.0

Кривые 1–7 на рис.1 относятся к разным значениям линейных плотностей пряжи T , а также значениям γ_m и μ_N , которые приведены в табл. 2, где размерность линейной плотности пряжи 1 текс = 1 г/км = 10⁻⁵ Н/м.

Как видно из рис.1, прочности хлопковых прядей по результатам расчетов на ЭВМ в пределах изменения скорости движения пряжи от $v = 0.003$ м/с до $v = 0.033$ м/с при их линейных плотностях $T = 14$ текс и $T = 29.0$ текс (кривые 1 и 2) остаются практически постоянными $P_{II} = 14.8$ сН/текс (при $v = 0.003$ м/с, $P_{II} = 14.56$ сН/текс, а при $v = 0.035$ м/с – $P_{II} = 14.86$ сН/текс). Увеличение линейной плотности пряжи приводит к снижению прочности пряжи от $P_{II} = 14.8$ сН/текс до $P_{II} = 12.6$ сН/текс. В этих двух вариантах значения γ_m и μ_N оставались одинаковыми. Дальнейшее увеличение линейной плотности пряжи при $T = 50$ текс, $\gamma_m = 2$ и $\mu_N = 100$ с⁻¹ приводит к еще большему снижению прочности пряжи (кривая 3).

При $T = 50$ текс, $\mu_N = 100 \text{ с}^{-1}$ увеличение $\gamma_m = 4$ (кривая 4) также приводит к увеличению прочности.

Увеличение значения γ_m соответствует, согласно уравнениям (9) и (10), увеличению внутреннего трения, т.е. увеличению сопротивления пряжи к нагрузке. Это, следовательно, приводит к росту прочности, что наблюдается в случае вариантов 3 и 4 (см. рис. 1, кривые 3, 4). Уменьшение значения μ_N от $\mu_N = 100 \text{ с}^{-1}$ до $\mu_N = 50 \text{ с}^{-1}$, при постоянстве остальных параметров в варианте 4, также приводит к повышению прочности пряжи (см.рис. 1, кривая 5). Как видно из сопоставления вариантов 4 и 5 (см.рис. 1, кривые 4 и 5) модель (1) более чувствительная к изменению параметра μ_N , чем к изменению γ_m . Это связано с тем, что при изменении μ_N непосредственно увеличивается коэффициент объемной вязкости пряжи, а изменение γ_m косвенно влияет на значение объемной вязкости (внутреннего сопротивления) пряжи. Дальнейшее увеличение линейной плотности пряжи до $T=72$ текс и $T=100$ текс, при постоянстве значений $\gamma_m = 4$ и $\mu_N = 50 \text{ с}^{-1}$, аналогично предыдущим вариантам 1–3 приводят к снижению прочности по сравнению с вариантом 5 (см.рис. 1, кривые 6 и 7).

Результаты расчетов на рис.1 полностью соответствуют результатам опытов, приведенных в [24, 25]. Здесь на рис.1 также наблюдается незначительное влияние изменения

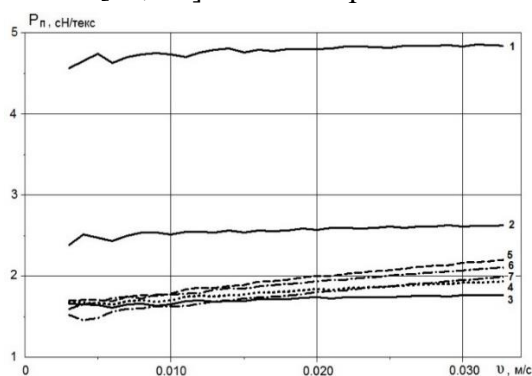


Рис.1. Изменения прочности хлопковой пряжи в зависимости от скорости ее движения

скорости движения пряжи (скорости деформирования) в пределах $0.003 \leq v \leq 0.033 \text{ м/с}$. Аналогичные результаты были получены в эксперименте [18–22]. Эти результаты подтверждают соответствие закона деформирования (1) результатам экспериментов [18–25].

Согласно формуле (3), скорость деформирования хлопковой пряжи при растяжении обратно пропорциональна величине базовой длины пряжи L_0 , т.е. $\epsilon_v = d\epsilon/dt = v/L_0$. В экспериментах на установке «Statimat C» не имеется возможность проведения опытов с произвольной скоростью движения нити и с произвольной базовой длиной L_0 . Предложенная выше методика расчета это позволяет.

Рассмотрим изменение прочности хлопковой пряжи при меньших базах деформирования, согласно данным табл. 3.

Таблица 3

Варианты расчетов прочности при разных базовых длинах праж

Скорость движения пряжи $v, \text{ м/с}$	Скорость деформирования $\epsilon_v, \text{ с}^{-1}$				
	базовая длина пряжи $L_0, \text{ м}$				
	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05
Варианты	1	2	3	4	5
0.005	0.5	0.25	0.17	0.125	0.1
0.001	1.0	0.5	0.33	0.25	0.2
0.015	1.5	0.75	0.50	0.375	0.3
0.02	2.0	1.0	0.67	0.5	0.4
0.025	2.5	1.25	0.83	0.625	0.5
0.03	3.0	1.5	1.0	0.75	0.6
0.035	3.5	1.75	1.17	0.875	0.7

На рис.2 приведены изменения прочности хлопковых праж при разных базовых длинах деформирования L_0 . Расчеты проводились при значениях исходных данных: $T = 29.0$ текс; $\gamma_N = 1.1$; $\gamma_m = 2$ и $\mu_N = 1000 \text{ с}^{-1}$.

Значения скорости движения праж, как и в предыдущих случаях, изменяются в пределах от $v = 0.003 \text{ м/с}$ до $v = 0.033 \text{ м/с}$. В расчетах варьировалось значение L_0 . Кривые 1–6 на рис.2 относятся к случаям, когда $L_0 = 0.01; 0.02; 0.03; 0.04; 0.05 \text{ м}$. При таких значениях L_0 прочность пряжи увеличивается на 7% при $v = 0.005 \text{ м/с}$ до 30% при $v = 0.035 \text{ м/с}$. Далее

при низких скоростях движения уменьшение базовой длины деформирования L_0 приводит к увеличению сопротивления пряжи до 20%. Это происходит благодаря повышению скорости деформирования пряжи. Согласно табл.3, при самой незначительной скорости движения пряжи $v = 0.005$ м/с уменьшение длины L_0 от 0.05 м до 0.01 м приводит к повышению скорости деформирования в 5 раз.

Аналогичная картина наблюдается при остальных рассмотренных значениях скорости движения пряжи (см.табл.3). При изменении значения $\mu_N = 10$ с⁻¹, что означает увеличение внутреннего сопротивления (трения) пряжи, прочность пряжи при $v = 0.035$ м/с увеличивается до 30%. Это означает, что в технологических процессах текстильного производства уменьшение расстояния между опорами по пути движения пряжи, даже при низких скоростях движения $v < 0.035$ м/с (2 м/мин) сопротивляемость (прочность) пряжи увеличивается до 20–30%, значит ее обрывность уменьшается.

На рис.3 приведены изменения прочности пряжи в зависимости от скорости ее движения при значении базовой длины деформирования $L_0=1$ м (сплошные кривые); $L_0=0.5$ м (штриховые кривые); $L_0= 0.1$ м (пунктирные кривые). Результаты расчетов получены при $T=29.0$ текс; $\gamma_N=1.1$; $\gamma_m= 4$ при разных значениях $\mu_N = 1$ с⁻¹ (кривые 1), $\mu_N = 10$ с⁻¹ (см.рис. 3, кривые 2) и $\mu_N = 100$ с⁻¹ (см.рис. 3, кривые 3). Скорость движения пряжи изменяется также как на рис.1 и 2 в пределах $0.003 \leq v \leq 0.035$ м/с (от 0.15 до 2 м/мин). На базовой длине $L_0=1$ м (см. рис. 3, сплошные кривые 1*–3*), прочность пряжи увеличивается от 1% (при $v=0.003$ м/с) до 25% (при $v=0.0034$ м/с) при уменьшении значения μ_N от 100 до 1 с⁻¹. При значениях $L_0= 0.5$ м и $L_0= 0,1$ м повышение прочности пряжи доходит до 30 и 50% при $v=0.0034$ м/с.

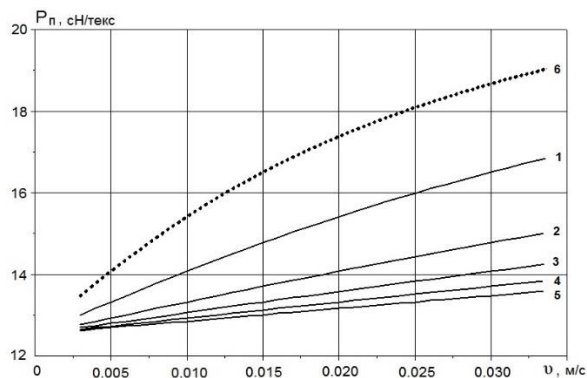


Рис. 2. Изменения прочности при разных базовых длинах (м) деформирования пряжи

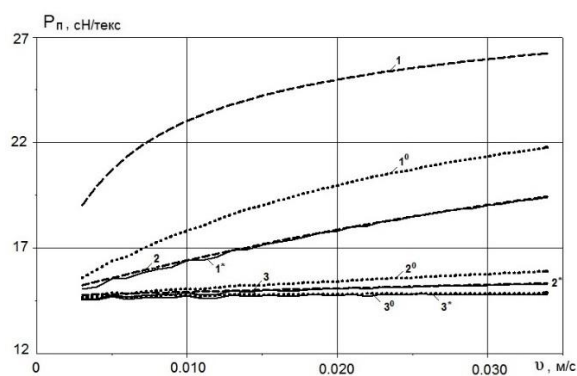


Рис.3. Изменения прочности пряжи при разных значениях L_0 и μ_N

Результаты расчетов, приведенные на рис.3, показывают, что повышение прочности (сопротивляемости на растягивающей нагрузке) возможно при уменьшении базовой длины деформирования, т.е. расстояния между опорами на пути движения пряжи до 30%. Увеличение внутреннего трения (объемной вязкости) пряжи также может привести к росту прочности пряжи до 50%.

В технологических процессах текстильного производства уменьшение L_0 означает уменьшение расстояния между опорами (роликами) по траектории (пути) движения пряжи. Увеличение внутреннего трения (объемной вязкости) возможно в технологических процессах прядения пряжи путем увеличения степени крутки или другими способами.

Основными динамическими характеристиками при растяжении пряжи до обрыва являются скорость деформирования и время, за которое пряжа обрывается. Выше было подробно рассмотрено влияние скорости деформирования на значение удельной критической нагрузки, при которой обрывается пряжа, т.е. на прочность пряжи.

В [25] приведена экспериментальная зависимость критического времени обрыва пряжи в зависимости от скорости деформирования (рис.4). Для определения прочности

пряжи в зависимости от скорости движения пряжи или скорости деформирования необходимо учесть эту зависимость. Это обстоятельство важно при высоких скоростях движения нити. Как видно из рис.4, даже при низких скоростях движения пряжи время обрыва существенно меняется.

Время, затраченное на растяжение (деформирование) пряжи от $t=0$ до обрыва $t=t_k$, назовем критическим временем и обозначим как t_k , т. е. это время, потраченное на весь процесс деформирования пряжи от начала ($\varepsilon=0$) до обрыва ($\varepsilon=\varepsilon_k$). Для проведения расчетов необходимо аналитическое описание зависимости $t_k=t_k(\varepsilon_v)$.

На рис.4 кривые 1–3 относятся к трем видам хлопковой пряжи, т.е. кардно-пневмопрядильной (кривая 1), кардно-кольцепрядильной (кривая 2) и гребенно-кольцепрядильной (кривая 3).

Как видно из рис.4, изменение критического времени в зависимости от скорости деформирования практически не зависят от способа выработки пряжи. Далее усредняя значения точек кривых 1–3 на рис.4, методом наименьших квадратов находим аппроксимирующую функцию для экспериментальных кривых в виде

$$t_k = a_v e^{-b_v \varepsilon_v}, \quad (13)$$

где $a_v = 18.017$ с и $b_v = 70.148$ с – коэффициенты, значения которых определены методом наименьших квадратов.

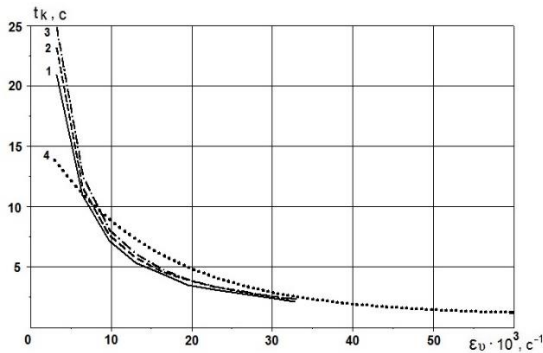


Рис.4. Аппроксимация изменения времени обрыва хлопковой пряжи в зависимости от скорости деформирования

В (13) значение критического времени t_k зависит от скорости деформирования $\varepsilon_v = d\varepsilon/dt$. На рис.4 кривая 4 соответствует уравнению (13). Как видно из рис.4, кривая 4 удовлетворительно соответствует результатам экспериментов (кривые 1–3). Кроме того, в [18] на основе результатов экспериментов получена зависимость критического времени от линейной плотности пряжи T в виде

$$t_k = a_t + b_t T, \quad (14)$$

где $a_t = 3.578985$ с; $b_t = 0.024199$ с/текс – коэффициенты, которые также определены методом наименьших квадратов.

Уравнение (13) получено для хлопковых праж с линейной плотностью $T=29.0$ текс, а уравнение (14) – для хлопковых праж, которые испытывались на растяжение до обрыва со скоростью деформирования $\varepsilon_v = d\varepsilon/dt = 0.0165$ с⁻¹. Из этих условий и на основе уравнений (13) и (14) получим окончательное уравнение для определения критического времени t_k в зависимости от линейной плотности пряжи и от ее скорости деформирования в виде

$$t_k = t_p + 0.5 \left[a_v e^{-b_v \varepsilon_v} + (a_t + b_t T) e^{-b_v (\varepsilon_v - 0.0165)} \right], \quad (15)$$

где $t_p = 1$ с – предельное значение t_k при $\varepsilon_v = d\varepsilon/dt > 0.1$ с⁻¹.

Согласно ходу кривых 1–3 на рис.4, значение t_k уже при $\varepsilon_v = 0.06$ с⁻¹ стремится к предельному значению $t_k = t_p = 0.1$ с.

Метод расчета прочности, описанный выше с учетом изменения критического времени t_k по формуле (15), уточняется и более совершенствуется.

Следующим параметром динамической характеристики пряжи является скорость ее движения в технологическом процессе прядения, где значения скорости, как уже отметили ранее, доходит до 30 – 40 м/с, а иногда и больше.

При перемотке хлопковых праж на перемоточных машинах «AUTOCONER 338» (Германия) скорости движения пряжи могут достигать значения $v=2000$ м/мин, т.е. $v = 33.3$ м/с. На современных перемоточных машинах скорость движения пряжи может достигать $v = 5000$ м/мин ($v = 83.3$ м/с).

Однако на производстве установлены скорости движения пряжи $v = 1450\text{--}1650$ м/мин в зависимости от линейной плотности хлопковой пряжи. Это связано с резким увеличением обрывности пряжи при превышении этих «критических» значений скорости движения пряжи. Следовательно, простые увеличиваются, производительность перемоточных машин падает.

Производительность (полезная работа) перемоточных машин определяется по формулам

$$A = K_a v T, \quad (16)$$

$$K_a = 6 \cdot 10^{-5} F_{VK} m, \quad (17)$$

где A – производительность перемоточной машины, кг/ч; F_{VK} – коэффициент полезного времени работы машины; v – скорость движения нити; T – линейная плотность нити; m – количество бобин; K_a – коэффициент производительности.

Из формулы (16) видно, что производительность перемоточных машин зависит, в основном, от скорости движения пряжи в технологическом процессе перемотки. Несмотря на возможности перемоточных машин развигать скорости движения до $v = 2000$ м/мин, в зависимости от линейной плотности пряжи, ставятся ограничения на уровне 70 – 75% от возможности машины. На рис.5 приведены изменения значений критической скорости перемотки в зависимости от линейной плотности хлопковой пряжи по данным производства.

Здесь черные точки – это значения существующих значений критической скорости v_k . Штриховая ломаная 1 на рис.5 в среднем аппроксимируется прямой линией 2, уравнение которой имеет вид

$$v_k = v_{km} + b_{vk} T, \quad (18)$$

где v_{km} – минимальное значение критической скорости; $v_{km} = 20$ м/с (1200 м/мин); $b_{vk} = 0.27$ м/с·текс – коэффициент скорости.

Размерность коэффициента скорости можно определить как 1/Па·с, т.е. $b_{vk} = 0.27$ м/с·текс = $0.27 \cdot 10^5$ 1/Па·с. Известно, что [Па·с] – это единица измерения объемной вязкости пряжи, отсюда следует, что коэффициент b_{vk} – это по существу обратная величина объемной вязкости (внутреннего трения). Это означает, что скорость движения или вернее скорость деформирования пряжи при растяжении непосредственно влияет на объемную вязкость (внутреннее трение) пряжи при растяжении. С увеличением скорости сопротивление пряжи растяжению растет, после достижения критической скорости деформирования значение критического времени предельно уменьшается, а значение самой деформации будет мгновенно близко к критической, т.е. $\varepsilon \rightarrow \varepsilon_k$. Оказываемое динамическое сопротивление пряжи при высоких скоростях деформирования долго не продолжается.

В определенный момент пряжа начинает интенсивно разрушаться. Достигнутая при высоких скоростях деформирования динамическая прочность интенсивно уменьшается благодаря резкому уменьшению объемной вязкости (внутреннего сопротивления) пряжи. Когда пряжа подвергается высоким скоростям деформирования, эти обстоятельства необходимо учитывать.

В связи с этим приняты следующие изменения при определении прочности хлопковых пряж при высоких скоростях движения (деформирования). Очевидно, что коэффициент объемной вязкости связан со скоростью движения нити, согласно (18). Поэтому вместо

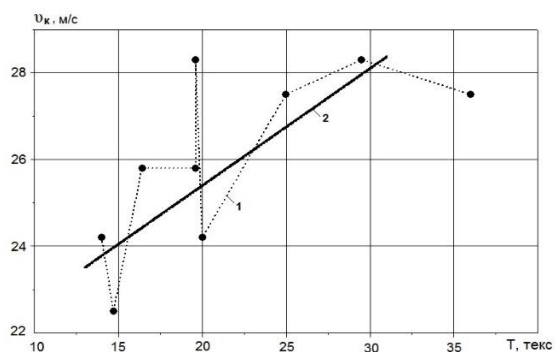


Рис.5. Зависимости критической скорости перемотки от линейной плотности хлопковых пряж

уравнения (9), которое ограничивает изменения значения γ_i в пределах от γ_N до γ_m , предлагается соотношение

$$\gamma_i = \gamma_N \exp\left(\chi \frac{v}{v_k}\right), \quad (19)$$

где v_k – критическое значение скорости, определяемое из (18); χ – коэффициент интенсивности изменения γ в зависимости от скорости движения нити, $\chi = 0.1$.

Согласно уравнению (10), $\gamma_{Di} = E_D(\varepsilon) / E_{SBi}(\varepsilon_i)$ характеризует изменение объемной вязкости материала

$$\mu(\varepsilon) = \frac{E_D(\varepsilon)E_S(\varepsilon)}{[E_D(\varepsilon) - E_S(\varepsilon)]\eta(\varepsilon)}. \quad (20)$$

Соотношение (20) с учетом (10) приведем к виду

$$\eta_i(\varepsilon_i) = \frac{E_{Di}(\varepsilon_i)}{(\gamma_i - 1)\mu_i(\varepsilon)}. \quad (21)$$

В случае, когда $v > v_k$, пряжа начинает интенсивно разрушаться и значение объемной вязкости $\eta(\varepsilon)$ также интенсивно падает и значение γ_i определяется из уравнения

$$\gamma_{Di} = \gamma_{ik} \exp\left(-\chi_k \frac{v - v_k}{v_{k*} - v_k}\right), \quad (22)$$

где γ_{ik} – значение γ_i в момент $v = v_k$, согласно (19); $\chi_k = 3.0$ – безразмерный коэффициент разрушения пряжи; v_{k*} – максимально возможное значение критической скорости, при которой пряжа мгновенно обрывается.

С учетом уравнений (13) – (22) метод определения прочности хлопковых пряж, изложенный ранее, был усовершенствован для определения прочности пряж при высоких скоростях ее деформирования.

Таким образом, имеем два варианта или метода расчета прочности хлопковых пряж при динамическом растяжении:

А. На основании алгоритма, изложенного выше. Этот вариант рекомендуется использовать в случае небольших до $v = 1$ м/с скоростях движения нити в технологических процессах текстильного производства.

В. На основании усовершенствованного алгоритма с учетом уравнений (13) – (22) этот вариант рекомендуется использовать в случае высоких $v > 1$ м/с скоростях движения нити в технологических процессах текстильного производства и перемотки.

Рассмотрим результаты расчетов прочности на основе варианта В, когда скорость движения нити высокая.

В настоящее время проведение экспериментальных исследований прочности текстильных нитей и пряж при высоких скоростях их движения (деформирования) – технически сложный и дорогостоящий вопрос, поэтому более доступным является теоретическое исследование данной проблемы методами математического моделирования. Для более глубокого понимания процессов динамического деформирования нитей и пряж при их движении с высокими скоростями необходимо решать хотя бы одномерные уравнения движения пряжи совместно с уравнением состояния (1) с конкретными начальными граничными условиями и условиями на контактах нити с внешними поверхностями. Это достаточно сложная нелинейная краевая задача, которая ждет своего решения. Здесь мы решаем более простую задачу только на основе нелинейного уравнения (1). Даже такой упрощенный способ позволяет получать информацию о прочностных характеристиках хлопковой пряжи при высоких скоростях ее деформирования.

Рассмотрим результаты численных расчетов прочности хлопковых пряж, полученных на ЭВМ на основе алгоритмов вариантов А и В.

На рис.6 приведены изменения прочности хлопковой пряжи при увеличении скорости ее движения от $v = 0.003$ м/с до $v_m = 60$ м/с. В расчетах скорость движения пряжи задается в виде соотношений

$$v_i = v_{i1} + \Delta v; \quad 0 < v_i \leq 60 \text{ м/с}; \quad i = \overline{2, n}, \quad (23)$$

где $\Delta v = 1$ м/с – шаг изменения скорости движения пряжи, $n = v_m / \Delta v + 1$.

На рис.6 сплошные кривые 1–6 получены при соответствии $T = 10, 14, 29, 50, 72, 100$ текс и $L_0 = 0.5$ м по методу расчета варианта В. В этом случае, как отмечалось, учитывается критическая скорость движения пряжи $v = v_k$, после достижения которой прочность пряжи резко начинает уменьшаться. Штриховые кривые 1⁰–6⁰ относятся к случаю, когда существование критической скорости v_k игнорируется, т. е. прочность пряжи определена по алгоритму, описанному в варианте А.

В последнем случае, когда прочность пряжи определяется обычным способом, без учета критической скорости, прочность практически при любых значениях линейной плотности пряжи достигает своего максимального значения при скорости движения около $v = 10$ м/с (600 м/мин) и далее практически остается без изменений (кривые 1⁰–6⁰ на рис.6).

При этом увеличение линейной плотности пряжи от $T = 10$ до $T = 100$ текс приводит к снижению максимального значения прочности пряжи на 10-20%.

Для пряжи с линейной плотностью $T = 10, 14, 29$ текс это более заметно (кривые 1⁰–3⁰), а при $T = 50$ текс и более значениях линейной плотности, увеличение скорости фактически не влияет на значение прочности пряжи (кривые 3⁰–6⁰). Согласно изменениям прочности (рис.6, кривые 1⁰–6⁰), с увеличением скорости движения пряжи до $v = 50$ –60 м/с (3000 м/мин) до достижения критической деформации $\varepsilon = \varepsilon_k$, прочность пряжи остается без изменений. В этом случае (вариант А), если при растяжении пряжи значение деформации не достигает ε_k , пряжа должна оставаться прочной и обрыва не происходит.

В случае, когда допускается существование критической скорости (вариант В) картина изменения прочности совсем иная (рис.6, кривые 1–6). Здесь прочность пряжи до достижения критической скорости, определяемая согласно (18), более интенсивно увеличивается по сравнению со случаем варианта А (см. рис. 6, кривые 1⁰–6⁰) и рост прочности с увеличением скорости движения нити продолжается до значения $v = v_k$, прочность имеет максимальное значение и, начиная с $v = v_k$, резко падает. Во втором варианте расчетов прочность пряжи в докритических скоростях движения пряжи на 5–10 % больше, чем в варианте расчета А. Увеличение линейной плотности пряжи приводит к увеличению значения критической скорости. Однако пряжа с линейной плотностью $T = 50$ текс и более после достижения критической скорости пряжи практически мгновенно теряет свою прочность. Как видно из рис.6, результаты расчетов прочности в вариантах А и В существенно отличаются и качественно, и количественно, что объясняется механизмами разрушения волокнистого материала (пряжи) при скоростном растяжении.

Картина изменения прочности различных хлопковых пруж с различными линейными плотностями в зависимости от скорости движения, приведенная на рис.6, показывает, что более близкими к наблюдаемому на практике процессу растяжения пряжи с большими скоростями движения являются результаты расчетов по варианту В. Действительно, сплошные материалы, такие как металлы, при повышении скорости деформирования оказывают более существенное сопротивление к внешней нагрузке. Здесь также наблюдается аналогичная картина. Однако волокнистый материал, видимо, еще имеет свои особенности.

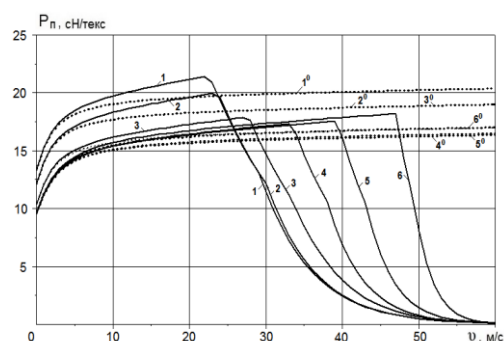


Рис.6. Изменение прочности пряжи в зависимости от скорости для различных нитей при $L_0 = 0.5$ м

При высоких скоростях растяжения значение критической деформации $\varepsilon = \varepsilon_k$, согласно уравнениям (13) – (15), достигает критической величины мгновенно за доли секунды порядка $10^{-2} - 10^{-3}$ с. За такое короткое время пряжа не успевает формировать сопротивляемость к нагрузке и мгновенно теряет свою прочность. Естественно, это предположение необходимо обосновать еще экспериментально. В настоящее время данное предположение самое близкое к наблюдаемым на производстве результатам.

В целом учет существования критической скорости движения пряж в технологических процессах текстильного производства и ее зависимость от линейной плотности хлопковых пряж приводит к количественно и качественно новым научным результатам и открывает перспективу исследованиям в этом направлении.

На рис.7 приведены результаты расчетов на ЭВМ прочности пряжи для различных значений линейной плотности в случае увеличения базовой длины деформации $L_0 = 1$ м. Все остальные значения исходных данных оставались без изменений. Увеличение L_0 , как видно из рис.6 и 7, не приводит к качественным изменениям зависимости $P_{II}(v)$. Количественно при разных величинах скорости движения пряжи значения удельной разрывной нагрузки P_{II} (прочности пряжи) уменьшаются по сравнению со случаем $L_0 = 0.5$ м (см.рис.6) в обоих вариантах расчетов от 1 до 5%. Во всем остальном закономерности изменения прочности при росте скорости движения пряжи остаются без изменений, как на рис.6.

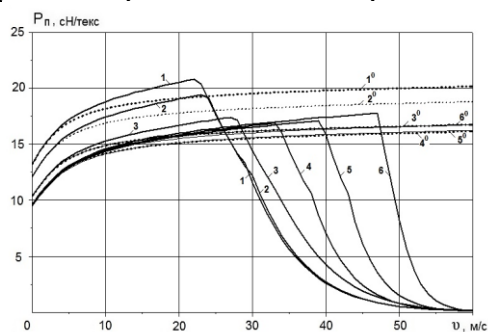


Рис.7. Изменение прочности пряжи с разными линейными плотностями при $L_0 = 1.0$ м

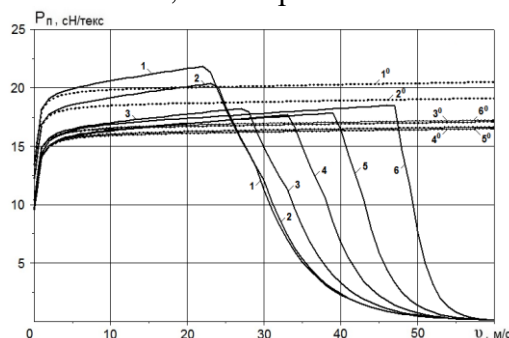


Рис.8. Изменение прочности пряжи с разными линейными плотностями при $L_0 = 0.1$ м

На рис.8 приведены результаты расчетов в случае, когда базовая длина уменьшается в 10 раз, т.е. $L_0 = 0.1$ м.

Здесь также основные закономерности изменения $P_{II}(v)$ остаются практически одинаковыми по сравнению с рис.6. Количественно значение прочности при увеличении скорости движения пряжи до критического значения $v = v_k$ увеличивается на 3–7% по сравнению со случаем, когда $L_0 = 0.5$ м (см. рис.6).

Во всех трех случаях (см.рис.6–8) в обоих вариантах расчетов А и В в начале процесса растяжения пряжи, когда скорость движения $v = 0.003$ м/с, значение удельной разрывной нагрузки (прочности) равно, как в экспериментах, $P_{II} = 9 - 14$ сН/текс.

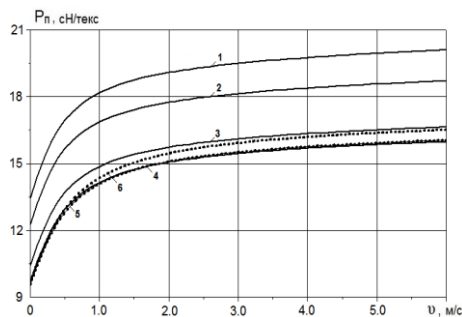


Рис.9. Изменение прочности пряжи с разными линейными плотностями при $L_0 = 0.1$ м в начале процесса растяжения

С повышением скорости движения сопротивление пряжи к растягивающей нагрузке интенсивно увеличивается. Это более наглядно видно на рис.9, где приведены зависимости $P_{II} = (v)$ из рис.8 более крупным планом при значениях скорости движения пряжи от $v = 0.003$ до $v = 6$ м/с. Как видно из рис.9, увеличение прочности, вернее, рост сопротивления пряжи к динамической нагрузке, в основном, происходит при значениях скорости $v = 0.003 - 2$ м/с в обоих вариантах расчетов А и В. В этом диапазоне скоростей результаты расчетов по вариантам А и В практически полностью совпадают. Для большей ясности результаты расчетов при $T = 72$ и 100 текс на рис.9 приведены в виде штриховых кривых (кривые 5 и 6).

Увеличение величины прочности при росте значения скорости движения пряжи от $v = 0.003$ м/с до $v = 2$ (от 0.18 до 120 м/мин) составляет 44.5% при $T=10$ текс. Прочность в этом случае возрастает почти в 2 раза.

Прирост прочности хлопковой пряжи с ростом скорости движения пряжи для рассмотренных случаев линейных плотностей, согласно результатам расчетов, приведен в табл.4.

Из табл.4 видно, что с повышением скорости движения до $v = 2$ м/с (120 м/мин) прочность пряжи в зависимости от ее линейной плотности растет до 42.2% при $T=10$ текс; до 45% при $T=14$ текс; до 51.4% при $T=29$ текс; до 55.4% при $T=50$ текс; до 58% при $T=72$ текс и до 60% при $T=100$ текс. Как ожидалось, сопротивление к динамической нагрузке пряжи с большими линейными плотностями при повышении скорости ее движения до $v=2$ м/с доходит до 60%, а при $T=14$ текс – до 45%. Таким образом, с ростом скорости движения динамическая прочность увеличивается до 1.5 раза и более.

Таблица 4

Увеличение сопротивляемости пряжи к динамической нагрузке с ростом скорости ее движения при $L_0=0.1$ м

Скорость движения пряжи v , м/с	Линейная плотность T , текс					
	10	14	29	50	72	100
0.003	13.42	12.23	10.39	9.69	9.56	9.68
0.5	16.94 на 26%	15.68 на 28.2%	13.7 на 32%	12.95 на 33.6%	12.81 на 34%	12.96 на 34%
1.0	18.17 на 35.4%	16.86 на 37.8%	14.87 на 43.1%	14.16 на 46.1%	14.25 на 49%	14.35 на 48%
1.5	18.74 на 40%	17.41 на 42.4%	15.41 на 48.3%	14.72 на 52%	14.71 на 54%	15.04 на 55.4%
2.0	19.08 на 42.2%	17.74 на 45%	15.73 на 51.4%	15.06 на 55.4%	15.08 на 58%	15.45 на 59.6%

Полученные результаты в принципе подтверждают общеизвестное утверждение о том, что сопротивляемость деформируемых тел увеличивается при динамических нагрузках. Здесь установлены количественные характеристики динамической сопротивляемости хлопковых пряж к динамической нагрузке в виде скоростного движения нити на опорах (роликах) с определенным расстоянием между ними L_0 . В зависимости от скорости движения нити в технологических процессах текстильного производства и от ее линейной плотности и базовой длины деформирования между опорами с помощью полученных результатов можно прогнозировать прочность пряжи.

Растяжения хлопковой пряжи при ее скоростном движении позволяют более глубоко проникнуть в процесс динамического деформирования и формирования динамического сопротивления пряжи. Они также позволяют прогнозировать динамическую прочность хлопковых пряж при их высокоскоростном движении. Эти результаты необходимы для установления расчетным путем оптимального режима движения пряжи в технологических процессах текстильного производства. Важно отметить, что эти результаты пока не удается получить экспериментально.

Заключение. Полученные результаты и их анализ позволяют сформулировать следующие выводы:

1. Усовершенствован метод определения, оценки и прогноза прочности хлопковых пряж, основанный на физически нелинейном законе деформирования при растяжении пряжи.
2. Разработан алгоритм применения усовершенствованного метода определения прочности пряжи с учетом скорости ее движения в технологических процессах текстильного производства.
3. На основе данных производства введено понятие “критическая скорость движения пряжи” в технологических процессах текстильного производства, после достижения которой пряжа катастрофически теряет свою прочность.
4. Предложен метод учета критической скорости при определении, оценке и прогнозе прочности хлопковых пряж, показана возможность предложенного метода и проанализированы результаты расчетов.

5. Предложены рекомендации, следующие из разработанных методов оценки прочности хлопковых пряж, для улучшения их прочности в технологических процессах их выработки.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] *Morton W.E., Hearle J.W.S.* Physical Properties of Textile Fibres//Woodhead Publishing Limited, 2008. –765 p.
- [2] *Щербаков В.П.* Прикладная и структурная механика волокнистых материалов. М.: Тисопринт, 2013. –304 с.
- [3] *Hearle J.W.S., Lomas B., Cooke W.D.* Atlas of Fibre Fracture and Damage to Textiles//Second edition. Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2000. – 460 p.
- [4] *Morton W.E., Hearle J.W.S.* Physical properties of textile fibers. 3-d ed. 1993. – 795 p.
- [5] *Бузов Б.А., Алыменкова Н.Д.* Материаловедение в производстве изделий лёгкой промышленности (швейное производство). М.: Академия, 2004. – 448 с.
- [6] *Назарова М.В., Фефелова Т.Л., Шитилова Г.С., Короткова М.В., Салахутдинова Г.В.* Проектирование ткацкого производства. Часть I. Волгоград: VolgGTU, 2006. – 84 с.
- [7] *Van Langenhove L.* Simulating the Mechanical Properties of a Yarn Basel on the Properties and Arrangement of its Fibers. Part I: The Finite Element Model//Textile Research Journal. Vol.67. 1997. №4. P.263–268.
- [8] *Van Langenhove L.* Simulating the Mechanical Properties of a Yarn Basel on the Properties and Arrangement of its Fibers. Part II: Results of Simulations//Textile Research Journal. Vol.67. 1997. №5. P.342–347.
- [9] *Van Langenhove L.* Simulating the Mechanical Properties of a Yarn Basel on the Properties and Arrangement of its Fibers. Part III: Practical Measurements//Textile Research Journal. Vol.67. 1997. №6. P.406–412.
- [10] *Toda M., Grabovska K.E., Ciesielska-Wrobel I.L.* Micro-CT Supporting structural Analysis and modeling of Ropes made of Natural Fibers//Textile Research Journal. Published online. 2015. October 5. P.1280–1293.
- [11] *Weiyu He, Xungai Zhang, Shaorui Zhang* Mechanical Behavior of Irregular Fibers. Part I: Modeling the Tensile Behavior of Linear Elastic Fibers//Textile Research Journal. Vol.71. 2001. №11. P. 556–560.
- [12] *Weiyu He, Xungai Zhang, Shaorui Zhang* Mechanical Behavior of Irregular Fibers. Part II: Nonlinear Tensile Behavior//Textile Research Journal. Vol.71. 2001. №11. P. 939–942.
- [13] *Shah D.U., Schubel P.J., Clifford M.J.* Modeling the effect of Yarn twist on the Tensile Strength of unidirectional Plant Fiber Yarn Composites//Journal of Composite Materials. Vol.47. 2013. №4. P. 425–436.
- [14] *Huh Y., Kim Y.R., Oxenham W.* Analyzing Structural and Physical Properties of Ring, Rotor and Friction Spun Yarns//Textile Research Journal. Vol.72. 2002. №2. P.156–163.
- [15] *Seyam A-F. M., Lee J.H., Hondge G., Oxenham W., Grant E.* Warp Break Detection in Jacquard Weaving Using Micro-Electro-Mechanical Systems: Effect of Yarn Type//Textile Research Journal. Vol.78. 2008. №8. P.664–670.
- [16] *Jinjiang Jan, Fumei Wang, Bugao Xu* Viscoelasto-plastic Modeling of compression Behaviors of Kapok Fibrous assembly//Textile Research Journal. Vol.84. 2014. №16. P. 1761–1775.
- [17] *Younes A., Sankaran V., Seidel A., Waldmann M., Cherif Ch., Hausding J.* Stress-Strain Behavior of carbon Filament Yarns under high Strain Rates//Textile Research Journal. Vol. 82. 2012. №7. P.685–699.
- [18] *Sultanov K.S., Ismoilova S.I.* Physically Nonlinear Elastic-Viscoplastic Law of Strain of Cotton Yarn under Tension to Breakage//J Fashion Technol Textile Eng. 2017. Issue. 3. P.10–18.
- [19] *Sultanov K.S., Ismoilova S.I., Mamatova N.R.* Regularities in Variation of Support Functions of Physically Nonlinear Elastic-Visco-Plastic Law of Strain of Cotton Yarn//Research Article. J Fashion Technol Textile Eng. Vol. 6. 2018. Issue. 1. P.45–50
- [20] *Ismailova S.I., Sultanov K.S.* Nonlinear deformation laws for composite threads in extension//Mechanics of Solids. Vol. 50. 2015. P. 578–590 (<https://doi.org/10.3103/S002565441505009X>).
- [21] *Султанов К.С., Исмаилова С.И., Туланов Ш.Э.* Экспериментальные закономерности деформирования хлопковой пряжи при растяжении//Известия вузов. Технология текстильной промышленности. Иваново, 2016. №4 (364). С.63–67.
- [22] *Султанов К.С., Исмаилова С.И., Туланов Ш.Э.* Нелинейная упруговязкопластическая модель деформирования хлопковой пряжи при растяжении//Известия вузов. Технология текстильной промышленности. Иваново, 2016. №5 (365). С.109–115.
- [23] *Султанов К.С., Исмаилова С.И.* Определение прочности хлопковой пряжи на основе нелинейной упруговязкопластической модели деформирования // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. Иваново, 2018. №3 (375). С. 95–101.
- [24] *Baymuratov B., Tulanov Sh., Sultanov K., Ismailova S.* E3S Web of Conferences. Vol. 304. (2021). 03027.
- [25] *Sultanov K., Ismailova S., Baymuratov B., Tulanov Sh.* E3S Web of Conferences. Vol. 304. (2021). 03026.

Дата поступления
09.03.2022

Исмаилова С.И., Султанов К.С., Хазратова Т.Я., Туланов Ш.Э. Юқори тезликда ҳаракатланиши давомида тўқимачилик ипларнинг мустаҳкамлиги намойён бўлиши

Аннотация: Технологик жараёнларда ип тезлигининг турли қийматларида ипнинг мустаҳкамлиги критик тезлик, ип деформациясининг чизиқли бўлмаган хусусиятлари, таянчлар орасидаги масофаларни ҳисобга олган ҳолда аниқланди. Тўқимачилик ишлаб чиқариш технологик жараёнларида ипнинг тезлик қийматида, олинган натижалардан ипнинг чизиқли зичлигига ва таянчлар орасидаги деформациянинг асосий узунлик қийматида фойдаланиб ипнинг мустаҳкамлигини тахмин қилиш мумкин. Ҳисоб-китоб натижалари шуни кўрсатдики, тезлик режимини ва таянчлар орасидаги масофаларни назорат қилиш орқали ип ҳаракатланаётганда пахта ипининг хавфсизлик чегараларини топиш

мумкин. Ҳисоб-китобларга кўра, пахта ипининг мустаҳкамлигини 50% гача оширишга ва шунга мос равишда синишининг пасайишига эришиши мумкин.

Калим сўзлар: мустаҳкамлик; ип; пахта ипи; тола; таркибий хусусиятлари; ҳаракат тезлиги; чизиқсиз деформация; узилиш.

Ismoilova S.I., Sultanov K.S., Khazratova T.Ya., Tulanov Sh.E. Strength performance of textile yarns at high velocities of their motion

Abstract: The strength of the yarn was determined at various values of the yarn velocity taking into account the critical velocity, the nonlinear properties of yarn strain, various distances between the supports. Depending on the yarn velocity in the technological processes of textile production, it is possible with the results obtained, to predict the strength of the yarn depending on the linear density and the basic length of strain between the supports. The results of the calculations showed that by controlling the velocity mode and the distances between the supports, when the yarn moves, it is possible to find the strength margins of cotton yarn. According to calculations, it is possible to increase the strength of cotton yarn up to 50% and, accordingly, to decrease its breakage.

Keywords: strength; yarn; cotton yarn; fiber; structural properties; motion velocity; non-linear strain; breakage.

УДК 539.3+624.21

КОЛЕБАНИЯ БАЛКИ НА ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩИХ С ГРУНТОМ ОПОРАХ ПРИ ДЕЙСТВИИ ПОДВИЖНЫХ НАГРУЗОК

Мардонов Б.М., Нишонов Н.А., Бердибаев М.Ж.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений, Ташкент, Узбекистан

E-mail: mars.berdibaev@mail.ru

Аннотация: Обосновано, что автомобильные дороги и мостовые сооружения не предназначены для пропуска крупногабаритного транспорта, имеющего сверхнормативный груз, так как являются источниками перегрузки конструкции. В статье рассмотрены поперечные колебания однопролетного балочного моста, свайная часть которого взаимодействует с окружающим грунтом при подвижной нагрузке. Принято, что деформация конструкции не выходит за предел упругости и колебания носят линейный характер. Задачи решены аналитическим методом Фурье в приведенных граничных условиях. Полученные результаты представлены в виде распределения напряжений и прогибов по времени и длине мостовых сооружений, а также проведен их анализ.

Ключевые слова: мост; балка; колебания; напряжение; прогиб; подвижная нагрузка; грунт; опора.

Введение. Во многих странах для перевозки негабаритных и тяжеловесных грузов используются водные виды транспорта. Последние километры перевозки от морских или речных пирсов до конечного пункта осуществляются специальным автомобильным транспортом. При этом в большинстве случаев строится новая или усиливается существующая дорога с необходимыми для пропуска грузов сооружениями. Географическое расположение Узбекистана и отсутствие судоходных рек вынуждает при перевозке сверхнормативных грузов использовать автомобильные дороги общего пользования. Мостовые сооружения, как правило, не предназначены для пропуска тяжеловесных грузов. В большинстве случаев также нет запаса по мостовому габариту [1]. Это связано с ростом скоростей движения, с непрерывным возрастанием доли многоосных и тяжелогруженных автомобилей в общем транспортном потоке.

С другой стороны, с каждым годом у большего числа транспортных сооружений в процессе эксплуатации из-за повышенного динамического воздействия со стороны автотранспорта ненадлежащей эксплуатации появляются дефекты и повреждения, которые даже при кратковременном и тем более длительном воздействии меняют характер колебаний сооружений при подвижной нагрузке и могут повлиять на долговечность сооружения.

Изучение динамического воздействия транспортных средств особенно важно для автодорожных мостов, обладающих повышенной деформативностью. В этой ситуации силы инерции движущегося по мосту автомобиля становятся существенными и начинают влиять на общий колебательный процесс.

Характерной особенностью эксплуатации транспортного сооружения являются нестационарные динамические воздействия. В то же время интенсивное развитие вычисли-

тельной техники позволяет моделировать динамическое поведение дискретно-континуальных и континуальных систем, математическая модель которых описывается уточненными дифференциальными уравнениями в частных производных.

Отметим также, что увеличение грузоподъемности транспортных средств приводит к возникновению новых качественных и количественных особенностей и эффектов динамического воздействия, которые ранее не проявлялись или были незначительными.

Для изучения особенностей динамического воздействия подвижной нагрузки на мостовые сооружения в современных условиях существующих подходов становится недостаточно, а методы динамического расчета требуют совершенствования и развития.

Все это подтверждает важность и актуальность решения проблемы исследования изменения динамических реакций транспортных сооружений на подвижную нагрузку.

Методы. Большинство транспортных сооружений для пропуска разнообразной подвижной нагрузки представляют собой сложные динамические колебательные системы с распределенными параметрами и поэтому являются континуальными. Для оценки надежности и несущей способности таких инженерных сооружений, находящихся под действием нестационарных динамических воздействий, используются сложные, современные и совершенные методы расчета [2–7]. Разработанные на основе их алгоритмы реализуются с использованием интенсивно развивающейся вычислительной техники и пакетов прикладных программ. Это позволяет выполнять достаточное число вычислительных экспериментов для получения полной картины НДС сооружения. Однако в ряде случаев оценить надежность работы конструкции с достаточной точностью можно, разумно используя простоту методов расчета в классической постановке без привлечения сложных и современных методов расчета [8–14]. В этом случае необходимо определить границы использования того или иного упрощенного варианта постановки такой задачи. С другой стороны, и каждый из вариантов может быть усовершенствован для обобщения задачи и расширения области ее применения.

1. Рассмотрим однопролетный железобетонный автомобильный мост (рис. 1). В первом приближении опоры мостов принимаем погруженными в грунт и взаимодействующим с ним жестким телом, находящимся под действием нестационарных динамических воздействий. Установим начало координат в точке O и направим ось Ox вдоль нейтральной оси балок (с началом в точке O_1) перпендикулярно к ней (рис. 2).



Рис. 1. Железобетонный мост с автодорожной балкой

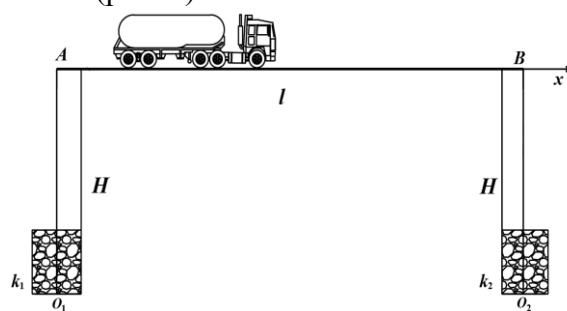


Рис. 2. Расчетная схема автомобильного однопролетного балочного моста с подвижными нагрузками

Рассмотрим случай, когда на балку действует подвижная нагрузка в виде дельта-функции Дирака $P\delta(v_0t-x)$ (v_0 – скорость движения подвижной нагрузки, P – величина действующей нагрузки за единицу длины балки), где ось Ox направлена вдоль оси балки. Начало координат установлено в правой опоре балки (рис. 3). Прогибы балки $W(x, t)$ удовлетворяют уравнению

$$EJ \frac{\partial^4 W}{\partial x^4} + m_b \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} = P\delta(v_0t - x) \quad (1)$$

и нулевым начальным и граничным условиям:

$$\frac{\partial W}{\partial x} = 0, \quad m_1 \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} = EJ \frac{\partial^3 W}{\partial x^3} - S_1 k_1 W \quad \text{при } x=0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial W}{\partial x} = 0, \quad m_2 \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} = -EJ \frac{\partial^3 W}{\partial x^3} - S_2 k_2 W \quad \text{при } x=l, \quad (3)$$

где m_b – погонно масса балки; E – модуль Юнга материала балки; J – момент инерции сечения; l – длина балки; m_1 и m_2 – массы левой и правой опор; k_1 и k_2 – коэффициенты продольного сдвига опор с окружающим грунтом; S_1 и S_2 – длина контура опор, контактирующих с грунтом.

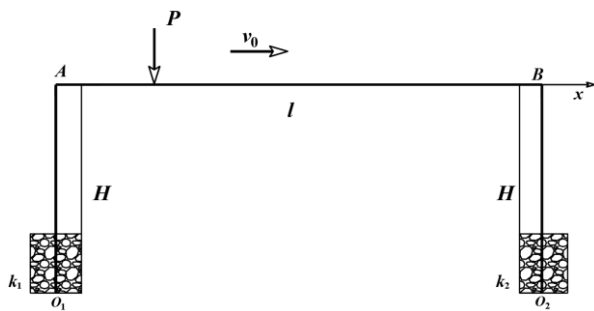


Рис.3. Расчетная схема подвижной сосредоточенной нагрузки

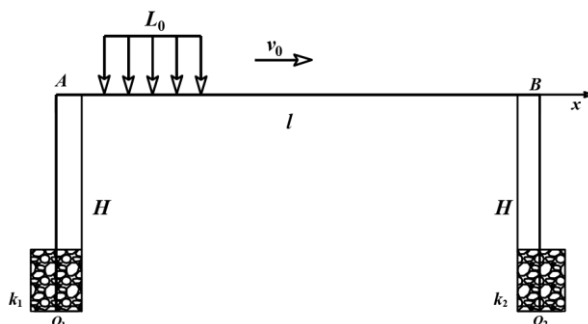


Рис.4. Расчетная схема подвижной распределенной нагрузки

Решение уравнения (1) получим методом Фурье, согласно которому решение соответствующего однородного уравнения представим в виде

$$W = \varphi(x) \cdot T(t).$$

Полагая $T'' = -\omega^2 T$, получаем

$$\varphi^{IV} - \bar{\lambda}^4 \varphi = 0, \quad \left(\bar{\lambda}^4 = \frac{m_b \omega^2}{EJ} \right). \quad (4)$$

Решение уравнения (4) представим через функции Крылова:

$$\varphi = C_1 Y_1 + C_2 Y_2 + C_3 Y_3 + C_4 Y_4, \quad Y_1(x) = (chx + \cos x)/2, \quad Y_2(x) = (shx + \sin x)/2, \\ Y_3(x) = (chx - \cos x)/2, \quad Y_4(x) = (shx - \sin x)/2,$$

где постоянные C_i ($i=1, 2, 3, 4$), согласно условиям (2) и (3), удовлетворяют следующим уравнениям:

$$C_2 = 0, \quad \gamma_1(\lambda) C_1 - \lambda^3 C_4 = 0, \\ C_1 Y_4(\lambda) + C_3 Y_2(\lambda) + C_4 Y_3(\lambda) = 0, \\ C_1 R_4(\lambda) + C_3 R_2(\lambda) + C_4 R_3(\lambda) = 0, \quad (5)$$

где $R_4 = \gamma_2(\lambda) Y_1(\lambda) + \lambda^3 Y_2(\lambda)$, $R_2 = \gamma_2(\lambda) Y_3(\lambda) + \lambda^3 Y_4(\lambda)$, $R_3 = \gamma_2(\lambda) Y_4(\lambda) + \lambda^3 Y_1(\lambda)$,
 $\gamma_i = \beta_i - \alpha_i \lambda^4$, $\lambda = \bar{\lambda} l$, $\beta_i = k_i l^3 / EJ$, $\alpha_i = m_0 l / m_i$.

После исключения постоянной C_4 последние уравнения приводятся к виду

$$C_1 F_{11}(\lambda) + C_3 F_{12}(\lambda) = 0, \quad C_1 F_{21}(\lambda) + C_3 F_{22}(\lambda) = 0,$$

где $F_{11} = \gamma_1 Y_3(\lambda) + \lambda^3 Y_4(\lambda)$, $F_{12} = \lambda^3 Y_2(\lambda)$, $F_{21} = \gamma_1 R_3(\lambda) + \lambda^3 R_4(\lambda)$, $F_{22} = \lambda^3 R_2(\lambda)$.

Приравняв определитель системы (5), составим уравнение для нахождения собственных частот $\lambda = \lambda_i$

$$\Delta = F_{11}(\lambda) \cdot F_{22}(\lambda) - F_{21}(\lambda) \cdot F_{12}(\lambda) = 0. \quad (6)$$

Собственные функции краевой задачи (2) и (3) для уравнения (1) представим в виде

$$\varphi_i = F_{22}(\lambda_i)Y_1(\lambda_i\xi) + F_{21}(\lambda_i)Y_2(\lambda_i\xi) + (\beta_1 - \alpha_1\lambda^4)F_{22}(\lambda)Y_4(\lambda_i\xi).$$

Можно показать, что собственные функции $\varphi_i(\xi)$ удовлетворяют условию ортогональности

$$\int_0^1 \varphi_i(\xi)\varphi_k(\xi)d\xi + \alpha_1\varphi_i(0)\varphi_k(0) + \alpha_2\varphi_i(1)\varphi_k(1) = 0 \text{ при } i \neq k. \quad (7)$$

Решение неоднородных уравнений имеет следующий вид:

$$W = \sum_{n=1}^{\infty} \varphi_n(\xi)T_n(t), \quad (8)$$

$$\sum_{i=1}^{\infty} (\ddot{T}_i + \omega_i^2 T_i)\varphi_i(\xi) = P\delta(v_0 t/l - \xi)/m_b l, \quad (9)$$

где $\xi = x/l, \omega_i = \frac{\lambda_i^2}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{m_b}}$.

Равенство (9) запишем в точках $\xi=0$ и $\xi=1$:

$$\sum_{i=1}^{\infty} (\ddot{T}_i + \omega_i^2 T_i)\varphi_i(0) = P\delta(v_0 t/l)/m_b l, \quad (10)$$

$$\sum_{i=1}^{\infty} (\ddot{T}_i + \omega_i^2 T_i)\varphi_i(1) = P\delta(v_0 t/l - 1)/m_b l. \quad (11)$$

Умножая равенства (9) соответственно на $\varphi_k(\xi), \alpha_1\varphi_k(0)$ и $\alpha_2\varphi_k(1)$, составим следующее равенство:

$$\sum_{k=1}^{\infty} [(\ddot{T}_i + \omega_i^2) \int_0^1 \varphi_i(\xi)\varphi_k(\xi)d\xi + \alpha_1\varphi_i(0)\varphi_k(0) + \alpha_2\varphi_i(1)\varphi_k(1)] = \frac{P}{m_b l} [\varphi_k(v_0 t/l) + \alpha_1\varphi_k(0)\delta(v_0 t/l) + \alpha_2\varphi_k(1)\delta(v_0 t/l - 1)].$$

Пользуясь условием ортогональности (7), получаем

$$\ddot{T}_k + \omega_k^2 T_k = F_k [\psi(v_0 t/l) + \alpha_1\varphi_k(0)\delta(v_0 t/l) + \alpha_2\varphi_k(1)\delta(v_0 t/l - 1)]. \quad (12)$$

Здесь $F_k = \frac{P}{\|\varphi_k\| m_b l}, \|\varphi_k\| = \int_0^1 \varphi_k^2(\xi)d\xi + \alpha_1\varphi_k^2(0) + \alpha_2\varphi_k^2(1).$

$$\psi_k(z) = \varphi_k(z) \text{ при } z \leq 1, \varphi_k = 0 \text{ при } z \geq 1.$$

$$\psi_k(z) = \varphi_k(z) \text{ при } z \leq 1, \psi_k = 0 \text{ при } z \geq 1.$$

Решение уравнения (12) при нулевых начальных данных имеет следующий вид:

$$T_k = \frac{F_k}{\omega_k} \left\{ \int_0^t \psi_k(v_0 \tau/l) \sin \omega_k(t - \tau) d\tau + \frac{l}{v_0} [\alpha_1\varphi_k(0) \sin(\omega_k t) + \alpha_2\varphi_k(1) \sin \omega_k(t - l/v_0)] H(t - l/v_0) \right\},$$

$H(z)$ – функция Хевисайда.

Результаты и обсуждение. На рис.5,а представлены графики распределения прогибов балки по длине $W(\xi, t)$ (м) для трех значений коэффициентов жесткости опор $k_1=k_2=k$ прямоугольного сечения со сторонами a_0 и b_0 при различных моментах времени. В расчетах принято: $l=22$ м, $m_b=889$ кг/м, $m_1=m_2=2500$ кг, $E=5 \cdot 10^{10}$ МПа, $J=0.00312$ м⁴, $v_0=40$ км/ч, $P=200$ кН, $S_1=S_2=2(a_0+b_0)$, $a_0=0.35$ м, $b_0=0.35$ м. Время действия подвижной нагрузки на балку равно $t_0=l/v_0=1.98$ с. На рис.5 графики прогибов представлены для момента времени $0 < t < 2t_0$. Из анализа графиков для прогибов W , представленных на рис.5, следует, что для момента времени $0 < t < t_0$ наибольшие прогибы возникают в сечении $x=0.5l$ в момент времени, когда нагрузка достигает данного и конечное сечения (кривые 2 и 4) трубопровода. При этом максимальные прогибы достигаются в сечениях $x=0$ и $x=l$ в момент времени $t=t_0$.

Такая же картина распределений прогибов по длине балки имеет место для момента времени $t_0 < t < 2t_0$.

Графики распределения напряжений по сечениям балки при различных моментах времени t (с) показаны на рис.5, б. В моменты времен $t=0.5t_0 \approx 1$ с и $t=t_0 \approx 2$ с (кривые 2 и 4) максимальные значения напряжений 20 МПа с положительными и отрицательными знаками достигаются в сечениях $x=0.5l$ и $x \approx 0.85l$ в момент времени $t=0.5t_0$ (подвижная нагрузка будет находиться в среднем или близком к концевому сечениям балки). Анализ результатов расчетов, выполненных для двух остальных значений коэффициентов жесткости $k_1=k_2=k$ (рис.6, а,б и рис.7, а,б), указывают на сохранение вышеприведенных закономерностей распределения прогибов и продольных напряжений по длине балки. Рост значений коэффициентов жесткости приводит к изменению законов распределений прогибов и напряжений по длине балки. При этом наибольшие значения прогибов балки напряжений могут достигаться в сечениях балки $x=0$, $x=0.5$ при моментах времени $t=0.5t_0$, $t=0.75t_0$, $t=t_0$, $t=1.25t_0$, $t=1.5t_0$ и $t=2t_0$.

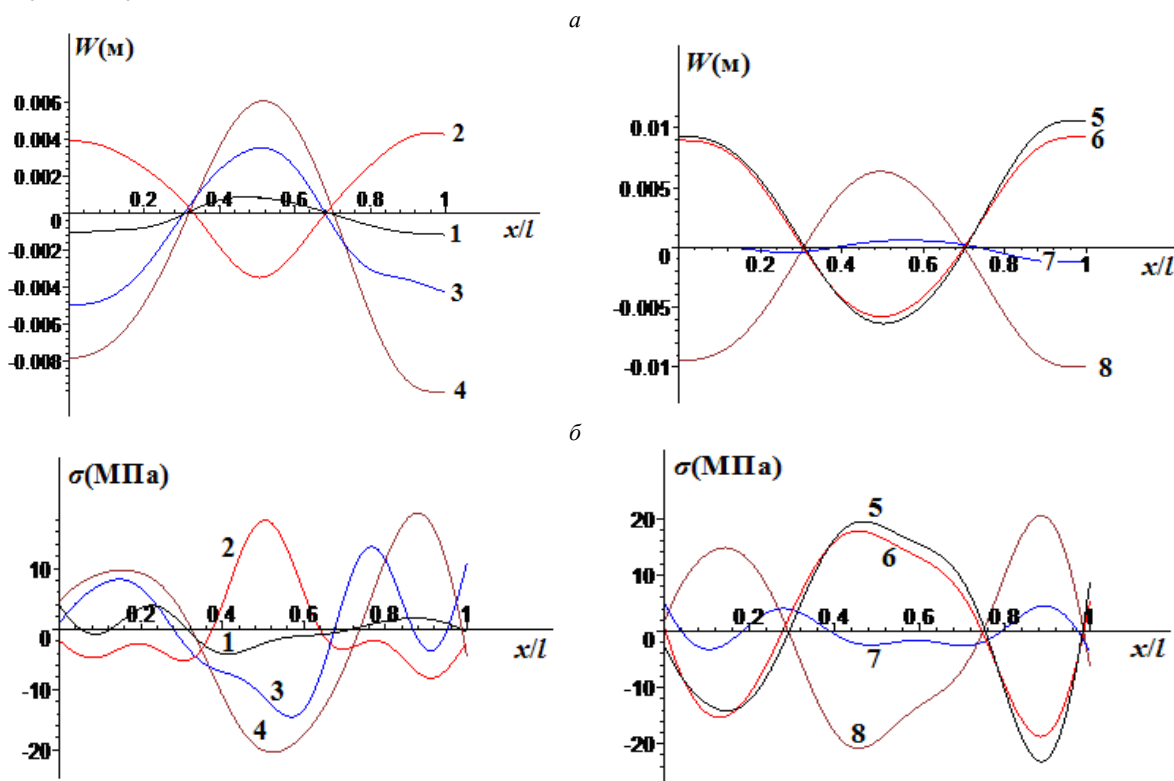


Рис.5. Распределения прогибов балки W (м) по длине (а) и продольных напряжений σ (МПа) (б) для $k=10^5$ Н/м² и различных моментов времени t (с): 1- $t=0.25t_0$; 2- $t=0.5t_0$; 3- $t=0.75t_0$; 4- $t=t_0$; 5- $t=1.25t_0$; 6- $t=1.5t_0$; 7- $t=1.75t_0$; 8- $t=2t_0$

2. Пусть теперь на балку действует нагрузка $P(x, t)$, равномерно распределенная на участке балки длиной L_0 (см. рис.4), определяемая по формуле ($p_0=P_0/L_0$):

$$P=p_0 \text{ при } 0 < x < v_0 t, P=0 \text{ при } x > v_0 t, 0 < t < L_0/v_0,$$

$$P=0 \text{ при } 0 < x < v_0 t - L_0, P=p_0 \text{ при } v_0 t - L_0 < x < v_0 t,$$

$$P=0 \text{ при } v_0 t < x < l, L_0/v_0 < t < (l-L_0)/v_0,$$

$$P=0 \text{ при } 0 < x < v_0 t - L_0, P=p_0 \text{ при } v_0 t - L_0 < x < l, \frac{l-L_0}{v_0} < t < \frac{l}{v_0},$$

$$P=0 \text{ при } 0 < x < l, l/v_0 < t < (l+L_0)/v_0.$$

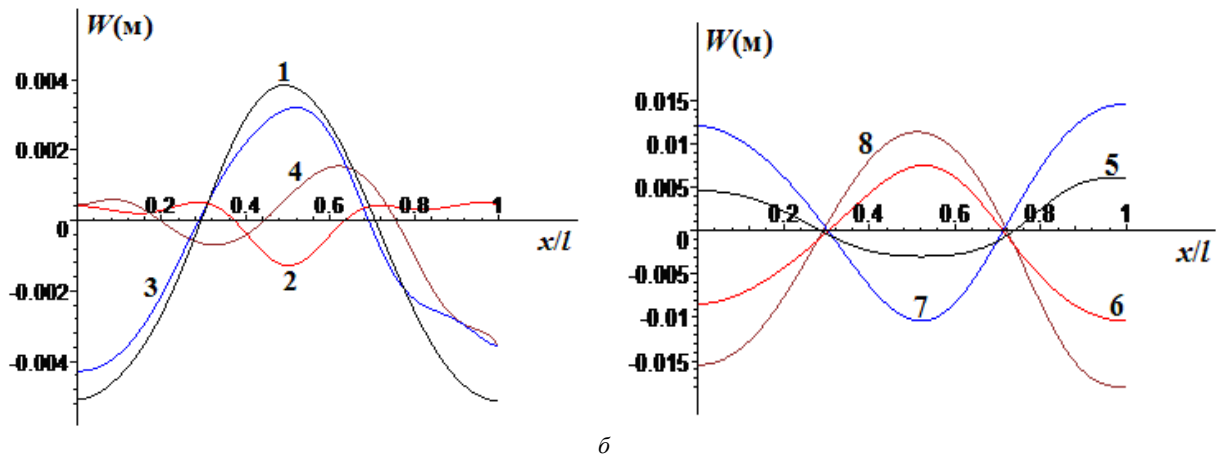


Рис.6. Распределения прогибов балки $W(m)$ по длине (а) и продольных напряжений $\sigma(MPa)$ (б) для $k=10^6$ Н/м² и различных моментов времени $t(c)$: 1- $t=0.25t_0$; 2- $t=0.5t_0$; 3- $t=0.75t_0$; 4- $t=t_0$; 5- $t=1.25t_0$; 6- $t=1.5t_0$; 7- $t=1.75t_0$; 8- $t=2t_0$

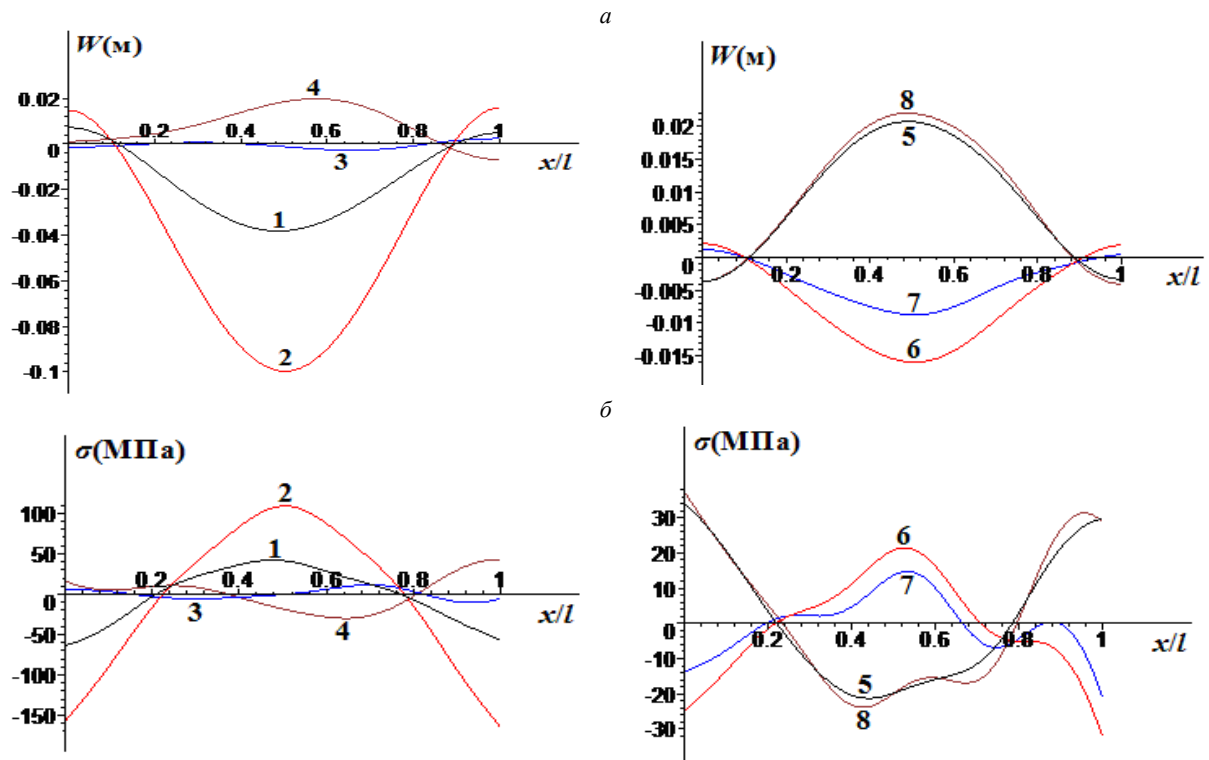


Рис.7. Распределения прогибов балки $W(m)$ по длине (а) и продольных напряжений $\sigma(MPa)$ (б) для $k=10^7$ Н/м² и различных моментов времени $t(c)$: 1- $t=0.25t_0$; 2- $t=0.5t_0$; 3- $t=0.75t_0$; 4- $t=t_0$; 5- $t=1.25t_0$; 6- $t=1.5t_0$; 7- $t=1.75t_0$; 8- $t=2t_0$

Уравнение (12) для определения функций $T_k(t)$ в рассматриваемом случае имеет вид

$$\ddot{T}_k + \omega_k^2 T_k = \frac{P_0}{\|\varphi_k\| m_b L_0} F_k(t), \quad (13)$$

где

$$F_k = F_{1k} = \int_0^{v_0 t / L_0} \varphi_k(\xi) d\xi + \alpha_1 \varphi(0) \text{ при } 0 < t < L_0 / v_0,$$

$$F_k = F_{2k} = \int_{(v_0 t - L_0) / L_0}^{v_0 t / L_0} \varphi_k(\xi) d\xi + \alpha_1 \varphi_k(0) \text{ при } L_0 / v_0 < t < (l - L_0) / v_0,$$

$$F_k = F_{3k} = \int_{(v_0 t - L_0) / L_0}^l \varphi_k(\xi, k) d\xi + \alpha_1 \varphi_k(0) + \alpha_2 \varphi_k(1) \text{ при } (l - L_0) / v_0 < t < (l + L_0) / v_0,$$

$$F_k = F_{4k} = \alpha_1 \varphi_k(0) + \alpha_2 \varphi_k(1) \text{ при } t > (l + L_0) / v_0.$$

Решение уравнения (13) с учетом вида правой части представим в виде

$$T_k = T_{1k} = \frac{A_k}{\omega_k} \int_0^t F_{1k}(\tau) \sin \omega_n(t - \tau) d\tau \text{ при } 0 < t < t_1,$$

$$T_k = T_{2k} = A_k \left[\frac{1}{\omega_k} \int_{t_1}^t F_{2k}(\tau) \sin \omega_n(t - \tau) d\tau + T_{1k}(t_1) \cos \omega_k(t - t_1) + \dot{T}_{1k}(t_1) \sin \omega_k(t - t_1) / \omega_k \right]$$

при $t_1 < t < t_2$,

$$T_k = T_{3k} = A_k \left[\frac{1}{\omega_k} \int_{t_2}^t F_{3k}(\tau) \sin \omega_n(t - \tau) d\tau + T_{2k}(t_2) \cos \omega_k(t - t_2) + \dot{T}_{2k}(t_2) \sin \omega_k(t - t_2) / \omega_k \right]$$

при $t_2 < t < t_3$,

$$T_k = T_{4k} = A_k \left[\frac{1}{\omega_k} \int_{t_4}^t F_{4k} \sin \omega_n(t - \tau) d\tau + T_{3k}(t_3) \cos \omega_k(t - t_3) + \dot{T}_{3k}(t_3) \sin \omega_k(t - t_3) / \omega_k \right]$$

при $t > t_3$,

$$\text{где } A_k = P_0 / \|\varphi_k\| m_b L_0; t_1 = L_0 / v_0; t_2 = (l - L_0) / v_0; t_3 = L / v_0; t_4 = (l + L_0) / v_0.$$

Прогибы сечений балки и продольные напряжения имеют вид

$$W = \sum_{k=1}^{\infty} \varphi_k(\xi) T_k(t), \quad \sigma = \frac{Eh}{L^2} \sum_{k=1}^{\infty} \varphi_k''(\xi) T_k(t).$$

На рис.8–10 представлены графики распределений прогибов $W(m)$ (а) и продольных напряжений $\sigma(MПа)$ (б) по длине балки для трех значений коэффициента жесткости $k=k_1=k_2$ (Н/м²) в различных моментах времени $t=t_i$ (с). При этом общее время прохождения распределенной нагрузки по балке будет равно $t=t_4=(l+L_0)/v_0$. В расчетах принято $L_0=5$ м, $i=1 \div 8$, $t_5=t_4+t_1$, $t_6=t_4+t_2$, $t_7=t_4+t_3$, $t_8=2t_4$.

Тогда имеем $t_1=0.45$ с, $t_2=1.53$ с, $t_3 \approx 2$ с, $t_4=2.43$ с, $t_5=2.83$ с, $t_6=3.91$ с, $t_7=4.17$ с, $t_8=4.86$ с.

Из анализа кривых следует, что наибольшие прогибы и напряжения возникают в среднем сечении балки при моменте времени $t=0.45$ с и $t=2.83$ с и по времени носят периодический характер. Рост коэффициента жесткости связи с грунтовой средой приводит к увеличению напряжений в сечениях балки. Эта закономерность наиболее убедительно замечается при высоких значениях коэффициента k (рис.10, б). Указанная общая закономерность при действии подвижной сосредоточенной силы также имеет место и в случае действия равномерной распределенной нагрузки.

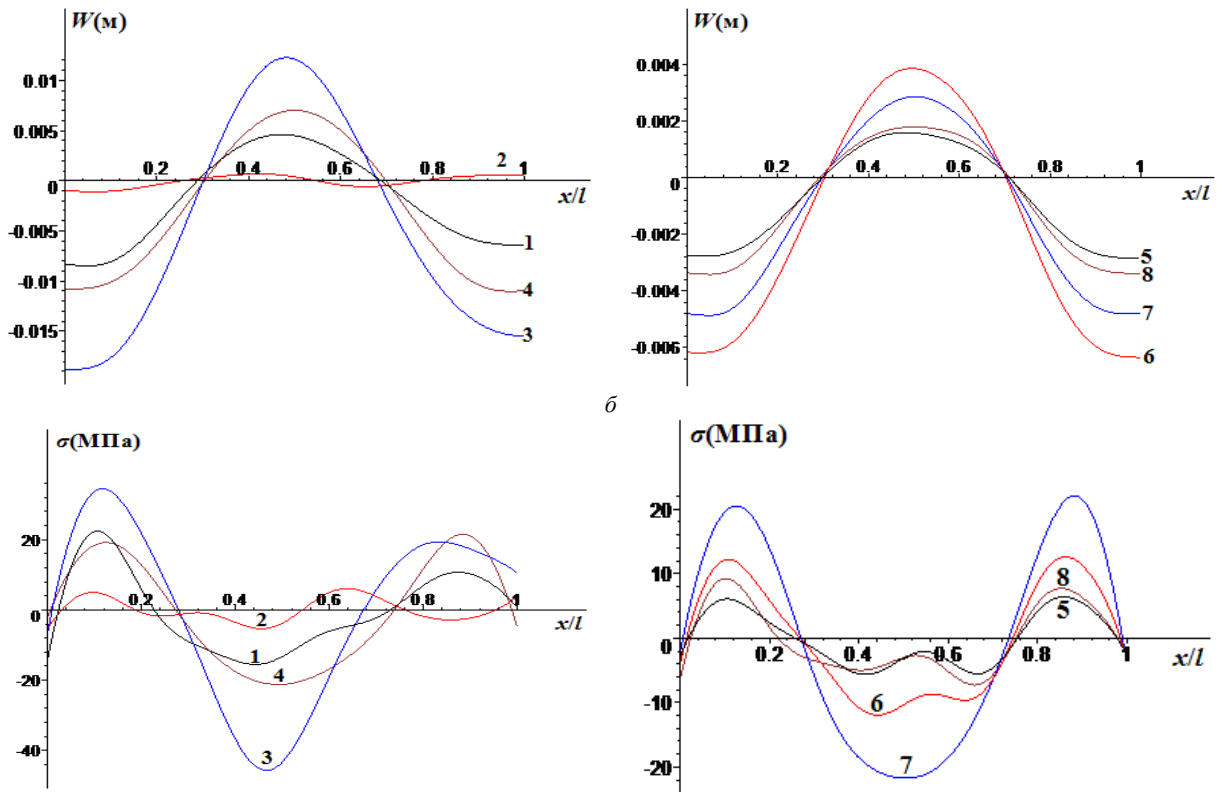


Рис.8. Распределения прогибов балки $W(m)$ по длине (а) и продольных напряжений $\sigma(\text{МПа})$ (б) для $k=10^5 \text{ Н/м}^2$ и различных моментов времени t (с): 1- $t=t_1$; 2- $t=t_2$; 3- $t=t_3$; 4- $t=t_4$; 5- $t=t_4+t_1$; 6- $t=t_4+t_2$; 7- $t=t_4+t_3$; 8- $t=2t_4$

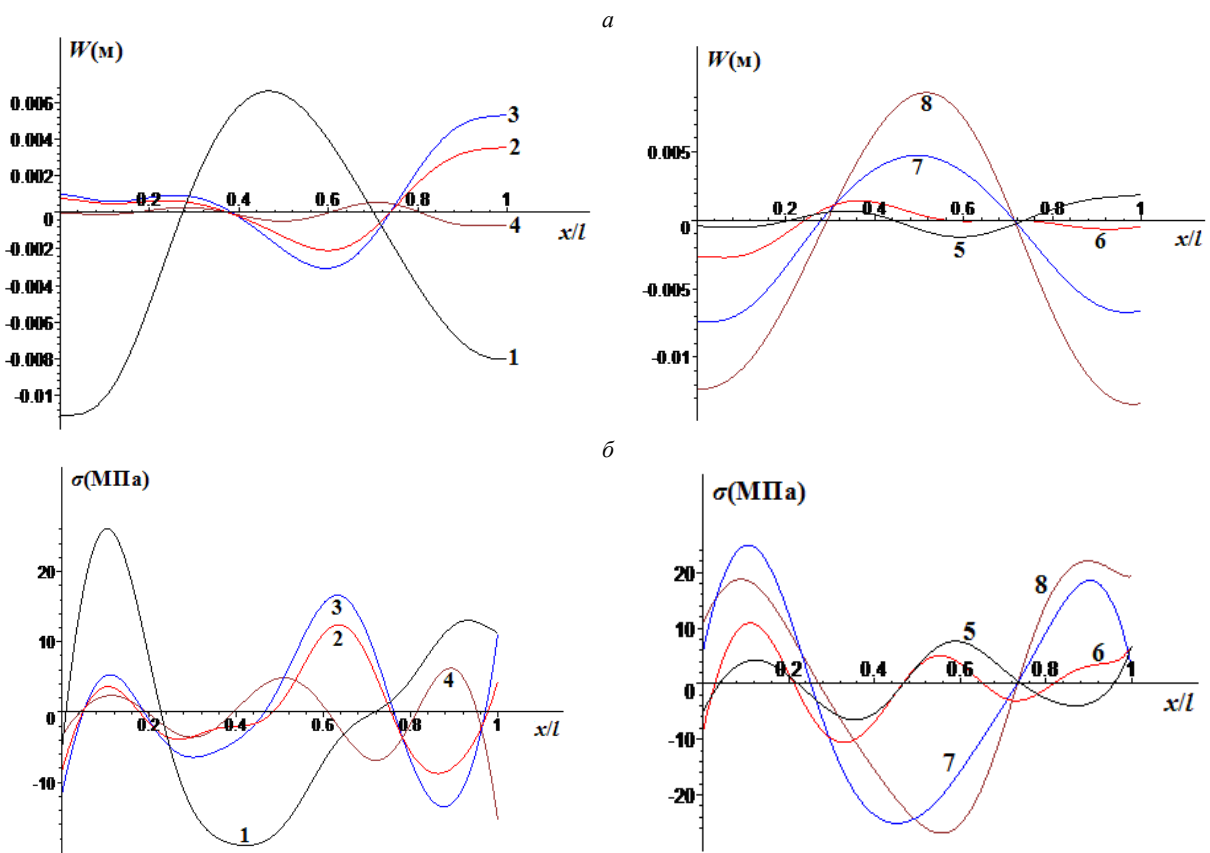


Рис.9. Распределения прогибов балки $W(m)$ по длине (а) и продольных напряжений $\sigma(\text{МПа})$ (б) для $k=10^6 \text{ Н/м}^2$ и различных моментов времени t (с): 1- $t=t_1$; 2- $t=t_2$; 3- $t=t_3$; 4- $t=t_4$; 5- $t=t_4+t_1$; 6- $t=t_4+t_2$; 7- $t=t_4+t_3$; 8- $t=2t_4$

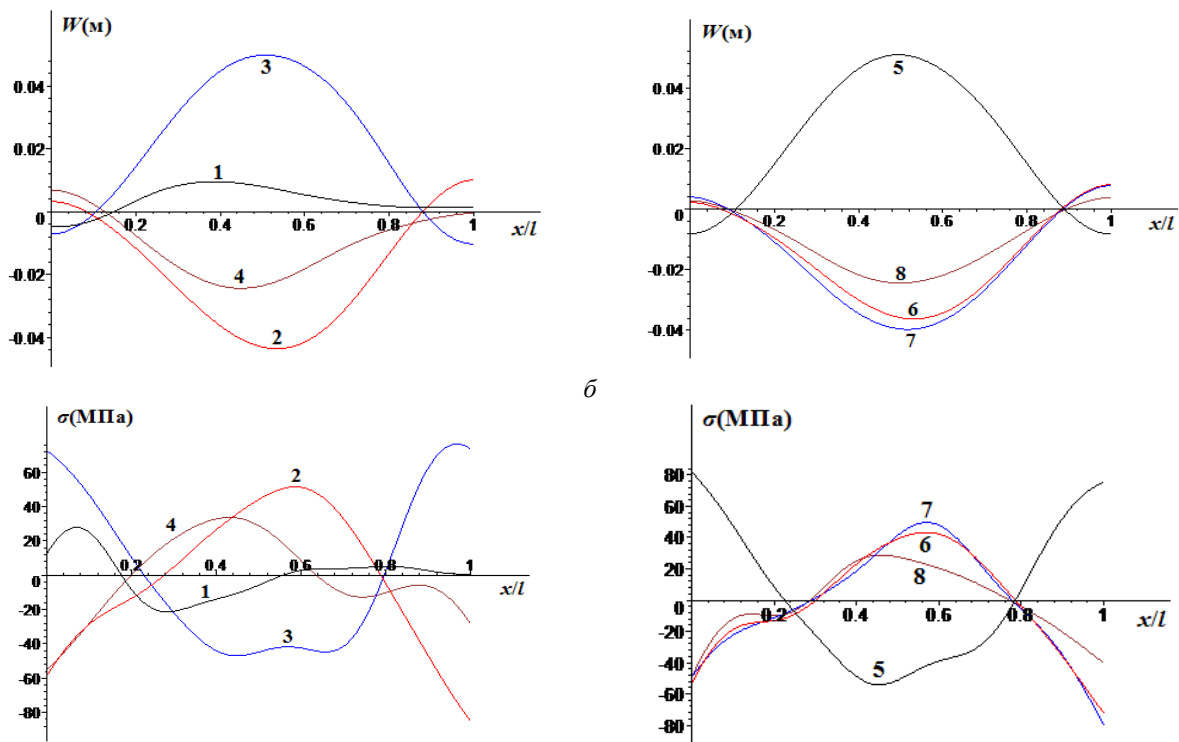


Рис.10. Распределения прогибов балки $W(m)$ по длине (а) и продольных напряжений $\sigma(MPa)$ (б) для $k=10^7$ Н/м² и различных моментов времени t (с): 1- $t=t_1$, 2- $t=t_2$, 3- $t=t_3$, 4- $t=t_4$, 5- $t=t_4+t_1$, 6- $t=t_4+t_2$, 7- $t=t_4+t_3$, 8- $t=2t_4$

Заключение. Действие подвижной нагрузки на балку приводит к возникновению максимальных продольных усилий в начальных, средних и концевых сечениях балки в момент прохождения нагрузки через эти сечения.

После завершения действия подвижной равномерной нагрузки законы распределения напряжений по длине балки практически не зависят от времени.

Рост коэффициента жесткости упругой связи опор с грунтом по-разному влияет на характер распределения напряжения по длине балки. Так, при высоких значениях коэффициента законы распределения напряжений по длине балки практически не зависят от времени. При этом рост значения этого коэффициента приводит к увеличению напряжений в сечениях балки.

При действии сосредоточенной нагрузки, в зависимости от коэффициента жесткости связи опор с грунтом, в середине сечения балки может возникать напряжение, превосходящее предельное. Это обстоятельство указывает на необходимость учета характера взаимодействия опор с окружающим их грунтом при проведении расчетов балок на действие подвижных нагрузок.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] ИКН 112-16 «Инструкция по пропуску сверхнормативных грузов по мостовым сооружениям». Научно-исследовательский институт автомобильных дорог ГАК «Узавтоюл». Ташкент, 2016. –81 с.
- [2] *Бабиков И. М.* Теория колебаний [Текст]. М.: Гос. изд-во технико-теоретической лит-ры, 1958. – 628 с.
- [3] *Киселев В.А.* Строительная механика. Специальный курс (динамика и устойчивость сооружений) [Текст]. М.: Стройиздат, 1980. –616 с.
- [4] *Тимошенко С.П.* Колебания в инженерном деле [Текст]. М.: Мир, 1967. – 570 с.
- [5] *Rashidov T., Baybulatov K., Bekmirzayev D., Takhirov S., Gayibov J., Nishonov N.* Comprehensive Program on Structural Assessment of Bridges in Uzbekistan. Vol. 3542. 2020. (Sendai, Japan: The 17th World Conference on Earthquake Engineering). P. 3с–0013.
- [6] *Berdibaev Mars, Mardonov Batir, Khurramov Asror.* Vibrations of a Girder on Rigid Supports of Finite Mass Interacting With Soil under Seismic Loads // E3S Web of Conferences. 2021. №264. P.02038.
- [7] *Мардонов Б.М., Байбулатов Х.А., Бердибаев М.Ж.* Расчет балочных автодорожных мостов на сейсмические нагрузки с учетом взаимодействия опор с грунтом // Узбекский журнал «Проблемы механики». Ташкент, 2021. № 2. С.54–64.
- [8] *Мардонов Б.М., Нишионов Н.А., Бердибаев М.Ж.* Расчет двухпролетного автодорожного балочного моста на воздействие сейсмической волны // Узбекский журнал «Проблемы механики». Ташкент, 2021. № 4. С.3–12.
- [9] *Байбулатов Х.А., Бердибаев М.Ж.* Усиление сжатых элементов опор автодорожных железобетонных мостов // Проблемы архитектуры и строительства (научно-технический журнал). Самарканд, 2021. № 2. С.133–137.
- [10] *Стрелков С.П.* Введение в теорию колебаний [Текст]. Спб.: Изд-во «Лань», 2005. – 440 с.
- [11] *Кадисов Г.М.* Колебания упругих систем под воздействием подвижных нагрузок // Пробл.прочн.матер. и конструкций на трансп. Омск, 1997. С. 98–108.

- [12] Саламахин П.М. Временные нагрузки на автодорожные мосты. Недостатки, их последствия, способы их устранения // Palmarium Academic Publising. Saarbruken, 2013. С. 78.
- [13] Барченков А. Г. Анализ данных динамических испытаний автодорожных балочных мостов // Исследования по статике и динамике стержневых систем. Воронеж: [б. и.], 1983. С. 43–55.
- [14] Барченков А. Г. Динамический расчет автодорожных мостов. М.: Транспорт, 1976. – 199 с.

Дата поступления
09.04.2022

Мардонов Б.М., Нишоннов Н.А., Бердибаев М.Ж. Ҳаракатланувчи юклар таъсирида грунт билан ўзаро таъсирда таянчлардаги тўсиннинг тебраниши

Аннотация: Автомобил йўлларидаги кўприк иншоотлари катта ўлчамли транспорт воситаларининг меъёрдан ортиқ оғир юклар билан ўтиши учун мўлжалланмаган, бунинг асосий сабаби улар конструкцияда ортиқча юкланиш ҳосил қилади. Мақолада қозик қисми ҳаракатланувчи юк остида атрофдаги грунт билан ўзаро таъсир қиладиган бир оралиқли тўсинли кўприкнинг кўндаланг тебранишлари кўриб чиқилади. Конструкциянинг деформацияси эластиклик чегарадан ошмайди ва тебранишлар чизиқли характерга эга шартти қабул қилинган. Масала берилган чегаравий шартларда аналитик Фурье усули билан ечилган. Олинган натижалар кўприк иншоотларининг вақт ва узунлиги бўйича кучланиш ва салқилик қийматларининг ўзариши келтирилган, ҳамда улар таҳлил қилинган.

Калим сўзлар: кўприк; тўсин; тебраниш; кучланиш; салқилик; ҳаракатланувчи юклама; грунт; таянч.

Mardonov B.M., Nishonov N.A., Berdibaev M.J. The vibrations of a beam on supports interacting with the soil under the action of moving loads

Abstract: Roads and bridge structures are not designed to pass large vehicles with excessive loads as they are sources of structural overloading. Therefore, the article deals with the transverse vibrations of a single-span girder bridge whose pile section interacts with the surrounding ground under moving load. It is assume that the deformation of the structure does not exceed the elastic limit and the vibrations are linear. Problems are solve by analytical Fourier method in given boundary conditions. The results are give in the form of stress and deflection distributions over time and bridge structure lengths, and their analysis is presente.

Keywords: bridge; beam; vibration; stress; deflection; moving load; soil; support.

UDC 531.36:62-50

ON THE MOTION CONTROL MODELS OF A TWO-LINK MANIPULATOR

Khusanov J.¹, Berdiyarov A.¹, Akhmatov A.², Yusupova Z.³, Buranov J.³

¹Jizzakh Polytechnic Institute, Jizzakh, Uzbekistan,

²Navoi State Pedagogical Institute, Navoi, Uzbekistan,

³Academic lyceum of Tashkent State Technical University named after I.Karimov, Tashkent, Uzbekistan

E-mails: d.khusanov1952@mail.ru, berdiyarov1957@mail.ru

Annotation: The dynamics of a robotic arm with cylindrical hinges is conveniently described by modeling it in a cylindrical phase space. Particularly, in such a space, it seems convenient to study the global stabilization problem of desired motions for such a robot. In this paper, this approach is used in the control problems of a two-link manipulator. Results are presented on the construction of control models that provide the global stabilization of the manipulator's positions and steady motions as well as trajectory tracking.

Keywords: cylindrical phase space; global stabilization; asymptotic stability; Lyapunov functional; two-link manipulator; delayed feedback.

Introduction. Further development of robotics as well as design and development of the complex manipulator's models require highly efficient mathematical modeling and design and new challenges for theoretical mechanics, control theory and computational mathematics.

First of all, modern manipulator is a complex controlled mechanical system, the control structure of which is subject to high requirements in terms of robustness and accuracy, versatility and efficiency [1, 2]. The robustness and accuracy of the control structure ensure the predetermined accuracy of the controlled process with considerable initial deviations for the system under the action of indefinite forces wherein the incompleteness of parameters information exists. The versatility and efficiency of the control structure cause a need to substantiate control principles that provide a motion stabilization for a large range of reference trajectories with incomplete measurement of velocities and coordinates, incomplete feedback, and control constraints considering the acting of external forces.

Thus, the problem of developing new and more effective models of the manipulators controllers remains relevant. Among the numerous studies of this problem, one can single out the following results that relate directly to the global and semi-global control problem of manipulator motion considered in this paper. The practical importance of this problem lies in the fact that the

action of inertial forces and torques can violate the stability of the manipulator steady motion which is exponentially stable due to the linear approximation [3, 4, 5]. A detailed analysis of published articles on this problem including works [6–17] is present in the paper [5]. Based on the research carried out in this paper, it is worth mentioning that the results obtained for the stability problem can serve as the basis for constructing the control models for the manipulators without using burdensome and highly nonlinear feedback structures. In this regard, it seems to be effective to use the cylindrical phase space to construct a mathematical model of a manipulator with revolute joints.

Robotic arms are widely used to perform tasks safely in inaccessible or dangerous places. Such an application causes communication delays between sensors and actuators, which can have a negative impact on the manipulator control process [18]. Research on the robot control problem considering delayed feedback has now become relevant [19].

Among the latest works on the construction of various manipulator control structures considering a delay, one can also single out the papers [20–24].

PID controllers are still widely used to control the manipulator. Studies on the justification of non-linear PID controllers with delayed feedback have become of current importance [21].

This paper deals with the construction of a global nonlinear PID controller for a two-link manipulator based on simulation in a cylindrical phase space. Note that such a manipulator is a model in many studies [25–27].

In the second section, a mathematical model of a two-link manipulator is present, and a formulation of the trajectory tracking control problem is give in a cylindrical phase space.

In the third section, exact estimates of the possible delay in the control feedback structure are obtained, which provide global stabilization of the given position and stationary rotational motion of the horizontal manipulator, as well as tracking the trajectory of the manipulator moving in the vertical plane.

The fourth section presents various results of numerical simulation of control processes.

Problem formulation. Let's consider a mathematical model of a two-link robot manipulator (see Fig.1). The manipulator consists of a fixed base and two rigid links G_1, G_2 . The structural elements of the robot are interconnected with each other by two ideal cylindrical joints O_1 and O_2 in such a way that both links can move in the horizontal plane or in the vertical one only. The mass center C_1 of the link G_1 lies on the ray O_1O_2 . The position of the mass center C_2 of the link G_2 does not coincide with the position of the joint O_2 .

Let's introduce the following notation: q_i ($i=1,2$) are the rotation angles of the manipulator links shown in Figure 1; l_i is the length of the segment O_iC_i ; l is the length of the segment O_1O_2 ; m_i is the mass of the i -th link; I_i is the moment of inertia of the i -th link relative to the axis of the joint Q_i ($i=1,2$); g is the acceleration of gravity.

The kinetic energy of the manipulator is such as follows:

$$T = \frac{1}{2} ((I_1 + I_2 + m_2 l^2 + 2m_2 l l_2 \cos q_2) \dot{q}_1^2 + (I_2 + m_2 l l_2 \cos q_2) \dot{q}_1 \dot{q}_2 + I_2 \dot{q}_2^2). \quad (1)$$

Let's consider the Lagrange equations:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_1} = M_1 + U_1 - b_1(t) \dot{q}_1, \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_2} = M_2 + U_2 - b_2(t) \dot{q}_2, \quad (2)$$

where $-b_1(t) \dot{q}_1$, $-b_2(t) \dot{q}_2$ are the torques of viscous friction forces ($b_1(t) \geq 0$, $b_2(t) \geq 0$, $b_j(t) \leq b_0 = \text{const}$, $j=1,2$), M_i is the torque of the gravity forces in the i -th joint. Note that if manipulator (2) moves in a horizontal plane only, then $M_1 = M_2 = 0$. If manipulator (2) moves in a vertical plane only, then

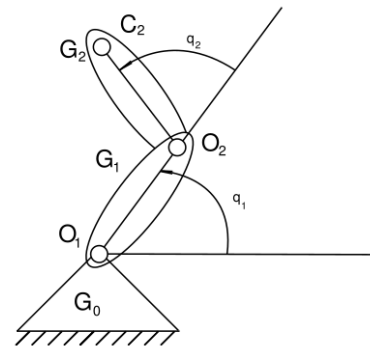


Fig. 1. Model of a two-link robot manipulator

$M_1 = -(m_1 l_1 + m_2 l) g \cos q_1 + m_2 l_2 g \cos(q_1 + q_2)$, $M_2 = -m_2 l_2 g \cos(q_1 + q_2)$, U_i is the controller ($i=1, 2$).

From expression (1) for the kinetic energy T , one can find the motion equations such as

$$\begin{aligned} a_{11}\ddot{q}_1 + a_{12}\ddot{q}_2 - 2m_2 ll_2 \sin q_2 \dot{q}_1 \dot{q}_2 - m_2 ll_2 \sin q_2 \dot{q}_2^2 + b_1 \dot{q}_1 &= U_1, \\ a_{12}\ddot{q}_1 + a_{22}\ddot{q}_2 + m_2 ll_2 \sin q_2 \dot{q}_1^2 + b_2 \dot{q}_2 &= U_2, \end{aligned}$$

where $a_{11}(q_2) = m_2 l^2 + I_1 + I_2 + 2m_2 ll_2 \cos q_2$, $a_{12}(q_2) = I_2 + m_2 ll_2 \cos q_2$, $a_{22} = I_2$.

Let $q = (q_1, q_2)'$ be the vector of generalized coordinates of mechanical system (2) and let

$$X = \left\{ (q^{(0)}(t), \dot{q}^{(0)}(t)) : [t_0, +\infty) \rightarrow R^4, |q^{(0)}(t)| \leq g_0, |\dot{q}^{(0)}(t)| \leq g_1, |\ddot{q}^{(0)}(t)| \leq g_2 \right\}$$

be the given set of reference motions which can be represented as bounded twice continuously differentiable functions $q=q^{(0)}(t)$ with bounded derivatives for all $t \in [t_0, +\infty)$, $g_i = \text{const} > 0$, $i=0, 1, 2$.

Let $(q^{(0)}(t), \dot{q}^{(0)}(t)) \in X$ be some reference motion realized by some feedforward controller $U=U^{(0)}(t)$. Thus, to ensure such a motion, the following controller should be applied to the manipulator

$$\begin{aligned} U_1^{(0)}(t) &= a_{11}(q_2^{(0)}(t)) \ddot{q}_1^{(0)}(t) + a_{12}(q_2^{(0)}(t)) \ddot{q}_2^{(0)}(t) - 2m_2 ll_2 \sin q_2^{(0)}(t) \dot{q}_1^{(0)}(t) \dot{q}_2^{(0)}(t) - \\ &\quad - m_2 ll_2 \sin q_2^{(0)}(t) \dot{q}_2^{(0)}(t)^2 - M_1^{(0)}(t) + b_1(t) \dot{q}_1^{(0)}(t), \quad U_2^{(0)}(t) = \\ &= a_{12}(q_2^{(0)}(t)) \ddot{q}_1^{(0)}(t) + I_2 \ddot{q}_2^{(0)}(t) - M_2^{(0)}(t) + b_2(t) \dot{q}_2^{(0)}(t), \end{aligned}$$

where $M_1^{(0)}(t) = M_2^{(0)}(t) = 0$ in the case of the manipulator's motion in a horizontal plane, and

$$\begin{aligned} M_1^{(0)}(t) &= -(m_1 l_1 + m_2 l) g \cos q_1^{(0)}(t) + m_2 l_2 g \cos(q_1^{(0)}(t) + q_2^{(0)}(t)), \\ M_2^{(0)}(t) &= -m_2 l_2 g \cos(q_1^{(0)}(t) + q_2^{(0)}(t)), \end{aligned}$$

in the case of the manipulator's motion in a vertical plane.

Introduce the tracking errors $x_k = q_k - q_k^{(0)}(t)$, $\dot{x}_k = \dot{q}_k - \dot{q}_k^{(0)}(t)$, $k = 1, 2$.

Let us compose the equations of the disturbed motion in the vector-matrix form:

$$A^{(1)}(t, x) \ddot{x} = C^{(1)}(t, x, \dot{x}) \dot{x} + Q^{(1)}(t, x) + U^{(1)} - B(t) \dot{x}, \quad (3)$$

where

$$A^{(1)}(t, x) = \begin{pmatrix} a_{11}(q_2^{(0)}(t) + x_2) & a_{12}(q_2^{(0)}(t) + x_2) \\ a_{12}(q_2^{(0)}(t) + x_2) & I_2 \end{pmatrix},$$

$$Q^{(1)}(t, x) = F(t, x) p(x), \quad C^{(1)}(t, x, \dot{x}) = \begin{pmatrix} c_{11}(t, x, \dot{x}) & c_{12}(t, x, \dot{x}) \\ c_{21}(t, x, \dot{x}) & 0 \end{pmatrix},$$

$$F(t, x) = \begin{pmatrix} f_{11}(t, x) & f_{12}(t, x) \\ f_{21}(t, x) & f_{22}(t, x) \end{pmatrix}, \quad p(x) = \begin{pmatrix} \sin(x_1/2) \\ \sin(x_2/2) \end{pmatrix},$$

$$\begin{aligned} f_{11}(t, x) &= 0 \{ 2(m_1 l_1 + m_2 l) g \sin(q_1^{(0)}(t) + x_1/2) + \\ &\quad + 2m_2 l_2 g \sin(q_1^{(0)}(t) + q_2^{(0)}(t) + (x_1 + x_2)/2) \cos x_1/2 \}, \end{aligned}$$

$$f_{12}(t, x) = 4m_2 g ll_2 \ddot{q}_1^{(0)}(t) \sin(q_2^{(0)}(t) + x_2/2) + 2m_2 ll_2 \ddot{q}_2^{(0)}(t) \sin(q_2^{(0)}(t) + x_2/2) +$$

$$4m_2 ll_2 \cos(q_2^{(0)}(t) + x_2/2) \dot{q}_1^{(0)}(t) \dot{q}_2^{(0)}(t) + 2m_2 ll_2 \cos(q_2^{(0)}(t) + x_2/2) (\dot{q}_2^{(0)}(t))^2,$$

$$f_{21}(t, x) = 0 \{ (2m_2 l g \sin(q_1^{(0)}(t) + q_2^{(0)}(t) + (x_1 + x_2)/2) \cos x_1/2 \},$$

$$f_{22}(t, x) = 2m_2 ll_2 \ddot{q}_2^{(0)}(t) \sin(q_2^{(0)}(t) + x_2/2) + 2m_2 ll_2 \cos(q_2^{(0)}(t) + x_2/2) \times$$

$$\times (\dot{q}_1^{(0)}(t))^2 + (2m_2 l_2 \sin(q_1^{(0)}(t) + q_2^{(0)}(t) + (x_1 + x_2)/2) \cos x_2/2 \},$$

$$c_{11}(t, x, \dot{x}) = -m_2 ll_2 \sin(q_2^{(0)}(t) + x_2) (\dot{q}_2^{(0)}(t) + \dot{x}_2),$$

$$c_{12}(t, x, \dot{x}) = -m_2 ll_2 \sin(q_2^{(0)}(t) + x_2) (\dot{q}_1^{(0)}(t) + \dot{q}_2^{(0)}(t) + \dot{x}_1 + \dot{x}_2),$$

$$c_{21}(t, x, \dot{x}) = m_2 l l_2 \sin(q_2^{(0)}(t) + x_2) (\dot{q}_1^{(0)}(t) + \dot{x}_1),$$

$$B(t) = \text{diag}(b_1(t), b_2(t)), U^{(1)} = U - U^{(0)}(t),$$

where the terms enclosed in curly braces are added in the case of a vertically moving manipulator, $U^{(1)}$ is the control torque, $(\cdot)'$ is the transpose operation.

If $U^{(1)} = 0$, then system (3) has the following solutions

$$x_1(t) = 2\pi k, \quad x_2(t) = 2\pi l \quad (k, l \in Z)$$

corresponding to the coincidence of the real motion $(q_1(t), q_2(t))$ of the manipulator (2) with the program one $(q_1^{(0)}(t), q_2^{(0)}(t))$ according to the definition of angular coordinates q_1 and q_2 .

Assume that the tracking errors x_1 and x_2 are measured only and their input values have the time delays $h_1(t)$ and $h_2(t)$ such as

$$0 \leq h_j(t) \leq h_0 < r_0, \quad j = 1, 2.$$

The problem consists in constructing the controller in a cylindrical phase space [23, 25] such that the relative position $x_1=x_2=0$ of (3) would be uniformly asymptotically stable, and for any perturbed motion $(x_1(t), x_2(t))$ of (3) there would be a limit relationship:

$$x_1(t) \rightarrow 2\pi k, \quad x_2(t) \rightarrow 2\pi l, \quad k, l \in Z \text{ as } t \rightarrow \infty.$$

Let us prove that such a problem can be solved by the control torque as a non-linear PID controller:

$$U_1^{(1)} = -d_1 \dot{x}_1(t) - k_1 \sin\left(\frac{x_1(t-h_1(t))}{2}\right) + \int_{t-r_0}^{t-h_0} \mu_1(\tau-t) \sin\frac{x_1(\tau)}{2} d\tau, \quad (4)$$

$$U_2^{(1)} = -d_2 \dot{x}_2(t) - k_2 \sin\left(\frac{x_2(t-h_2(t))}{2}\right) + \int_{t-r_0}^{t-h_0} \mu_2(\tau-t) \sin\frac{x_2(\tau)}{2} d\tau,$$

где $d_1, d_2 > 0$ – are some constants, $\mu_i = \mu_i(v)$ ($i = 1, 2$) are some continuous functions defined for all $v \in [-r_0, 0]$.

Methods. On the Positions and Stationary Motions Stabilization of a Manipulator.

First, consider the position stabilization problem of a horizontally moving manipulator. Choose some desired position of the manipulator:

$$q_1^{(0)}(t) = q_1^{(0)} = \text{const}, \quad q_2^{(0)}(t) = q_2^{(0)} = \text{const}, \quad (5)$$

Let us show that the control parameters of (4) satisfy the inequalities

$$k_j = \text{const} > 0, \quad k_j - \mu_{j0} > 0, \quad 2(k_j + \mu_{j0})h_0 < d_j - \varepsilon, \quad \mu_{j0} = \int_{-r_0}^0 |\mu_j(v)| dv, \quad j = 1, 2, \quad \varepsilon > 0 \quad (6)$$

Choose the Lyapunov functional candidate in the form

$$V = T(q^{(0)} + x, \dot{x}) + 2 \sum_{j=1}^2 k_j \left(1 - \cos\frac{x_j(t)}{2}\right) + \frac{1}{4} \sum_{j=1}^2 \alpha_j \int_{-h_0}^0 \left(\int_v^0 \sin^2\left(\frac{x_j(t+\tau)}{2}\right) d\tau\right) dv, \quad (7)$$

where $\alpha_j = \text{const} > 0, j = 1, 2$.

For the time derivative of functional (7), by virtue of equations (3) and (4), one can find

$$\dot{V} \leq - \sum_{j=1}^2 (2d_j - (k_j + \mu_j)h_0) \dot{x}_j^2 \leq -\varepsilon (\dot{x}_1^2 + \dot{x}_2^2) \leq 0. \quad (8)$$

From (8), based on theorems from [28, 29], one can obtain that position (5) is uniformly asymptotically stable.

Accordingly, in the variables q_1 and q_2 , for each perturbed motion of (2) one can obtain

$$q_1(t) \rightarrow q_1^{(0)} + 2\pi k, \quad q_2(t) \rightarrow q_2^{(0)} + 2\pi l \quad (k, l \in Z) \text{ as } t \rightarrow +\infty.$$

Thus, since the position of the manipulator in the variables q_1 and q_2 is determined up to 2π , controller (4) ensures the global stabilization of the position (5).

Note that the kinetic energy T does not explicitly depend on q_1 , i. e. $\partial T / \partial q_1 = 0$. Accordingly, the coordinate q_1 is cyclic. Applying the controller

$$U_1^{(0)} = b_1(t)\dot{q}_1^{(0)}, \quad U_2^{(0)} = m_2 l l_2 \left(\dot{q}_1^{(0)} \right)^2 \sin q_2^{(0)}$$

one can easily see that equation (2) has the following solution

$$q_1(t) = q_1^{(0)}(t) = \dot{q}_1^{(0)} t, \quad \dot{q}_1(t) = \dot{q}_1^{(0)} = \text{const}, \quad q_2(t) = q_2^{(0)} = \text{const}, \quad \dot{q}_2(t) = 0. \quad (9)$$

Solution (9) corresponds to the stationary motion of the manipulator, in which the link G_1 rotates around the joint O_1 with a constant angular velocity $\dot{q}_1^{(0)}$, and the link G_2 forms a constant angle $q_2^{(0)} = 0$ with the link G_1 .

Let us show that the stabilization problem of the manipulator motion (9) is solved by the control torque (4) as conditions (6) are satisfied.

Choose the Lyapunov functional candidate in the form (7). For the time derivative \dot{V} of this functional, one can obtain estimation (8). From here, based on the theorems from [28, 29], one can see that the motion (9) is uniformly asymptotically stable, and any perturbed motion of the manipulator approaches arbitrary close to the motion

$$q_1(t) = \dot{q}_1^{(0)} t + 2\pi j, \quad \dot{q}_1(t) = \dot{q}_1^{(0)}, \quad q_2(t) = q_2^{(0)} + 2\pi l, \quad \dot{q}_2(t) = 0, \quad j, l \in Z \text{ as } t \rightarrow \infty.$$

On the Global Trajectory Tracking Control of a Manipulator. Consider the solution to the global tracking control problem of the reference trajectory $(q_0(t), \dot{q}_0(t))$ for the robot (2) under the action of the control torque (4) and gravitational torques.

Choose the Lyapunov functional candidate as follows

$$V = T\left(q_2^{(0)} + x_2, \dot{q}_1^{(0)} + \dot{x}_1, \dot{q}_2^{(0)} + \dot{x}_2\right) + V_1 + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 \beta_j \int_{-h_0}^0 \left(\int_v^0 \sin^2 \left(\frac{x_j(t+\tau)}{2} \right) d\tau \right) dv.$$

One can obtain that under the conditions (6) and the following ones

$$\begin{aligned} (k_j + \mu_{j0})h_0 &< k_j - \mu_{j0} - \varepsilon, \quad \alpha_j \geq m_2 l l_2 + \varepsilon, \\ k_1 - \mu_{10} &\geq m_2 l l_2 g_1 + (2m_1 l_1 + 2m_2 l)g + \Delta + \varepsilon, \\ k_2 - \mu_{20} &\geq 2m_2 l l_2 g_2 + 2m_2 l l_2 g_1^2 + 4m_2 l l_2 g + \Delta + \varepsilon, \\ \Delta &\geq 6m_2 l l_2 g_2 + 4m_2 l l_2 l g_1^2, \end{aligned}$$

the time derivative of this functional satisfies the estimate (8).

Then, based on theorems from [28, 29] one can obtain that the motion $(q^{(0)}(t), \dot{q}^{(0)}(t))$ of the manipulator is uniformly asymptotically stable, and every perturbed motion of (2) satisfies the relationship

$$q_1(t) \rightarrow q_1^{(0)}(t) + 2\pi k, \quad \dot{q}_1(t) \rightarrow \dot{q}_1^{(0)}(t), \quad q_2(t) \rightarrow q_2^{(0)}(t) + 2\pi l, \quad \dot{q}_2(t) \rightarrow \dot{q}_2^{(0)}(t), \quad k, l \in Z \text{ as } t \rightarrow +\infty.$$

Results and discussion. Numerical simulation of the manipulator's motion under controller (4) (as well as for all subsequent cases in this paper) was carried out with the values:

$$m_1 = 12 \text{ kg}, \quad m_2 = 6 \text{ kg}, \quad l = 0.5 \text{ m}, \quad l_1 = 0.25 \text{ m}, \quad l_2 = 0.2 \text{ m}, \quad I_1 = 1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, \quad I_2 = 0.32 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

Fig. 2, 3 show the simulation results for the position stabilization problem, where controller (4) has the following parameters:

$$k_1 = 20, \quad k_2 = 30, \quad d_1 = 5, \quad d_2 = 6, \quad \mu_1(v) = 2e^{2v}, \quad \mu_2(v) = 3e^{3v}.$$

Initial positions and velocities were chosen such as follows

$$q_1^{(0)} = \frac{\pi}{4} \text{ rad}, \quad q_2^{(0)} = -\frac{\pi}{4} \text{ rad}, \quad \dot{q}_1(0) = \dot{q}_1^{(0)} + \varepsilon_1, \quad \dot{q}_2(0) = \dot{q}_2^{(0)} + \varepsilon_2, \quad \dot{q}_1(0) = \varepsilon_3, \quad \dot{q}_2(0) = \varepsilon_4,$$

where $\varepsilon_1 = \frac{\pi}{4} \text{ rad}$, $\varepsilon_2 = \frac{\pi}{2} \text{ rad}$, $\varepsilon_3 = 40 \text{ rad/s}$, $\varepsilon_4 = 65 \text{ rad/s}$.

Figure 4 shows the numerical simulation results on the solution to the stationary motion stabilization problem:

$$q_1^{(0)}(t) = 10t \text{ rad}, \quad q_2^{(0)} = 0 \text{ rad}.$$

Numerical modeling of the controlled motion of (2) was carried out for the following desired trajectory:

$$q_1^{(0)}(t) = \sin(0.5t) \text{ rad}, \quad q_2^{(0)}(t) = \cos(0.5t) + \frac{\pi}{2} \text{ rad}.$$

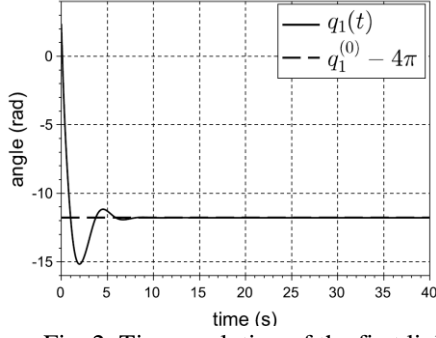


Fig. 2. Time evolution of the first link angular position

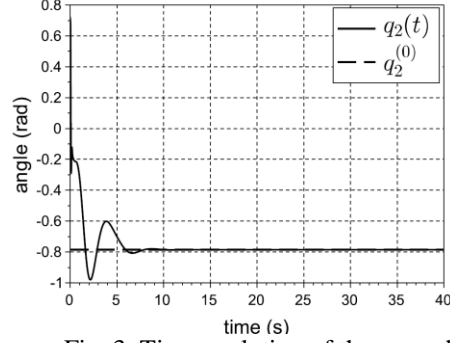


Fig. 3. Time evolution of the second link angular position

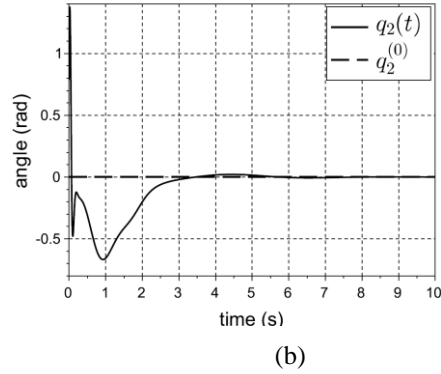
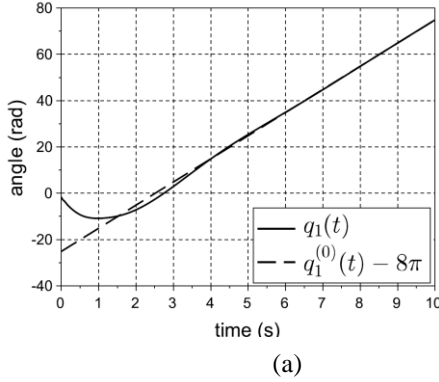


Fig. 4. Time evolution of the link angular positions and stationary motion

Figure 5 shows the simulation results for the system (3), (4) with initial values $q_{10} = q_1^{(0)}(0) - \frac{\pi}{2} \text{ rad}$, $\dot{q}_{10} = -40 \text{ rad/s}$, $q_{20} = q_2^{(0)}(0) + \frac{\pi}{4} \text{ rad}$, $\dot{q}_{20} = 65 \text{ rad/s}$

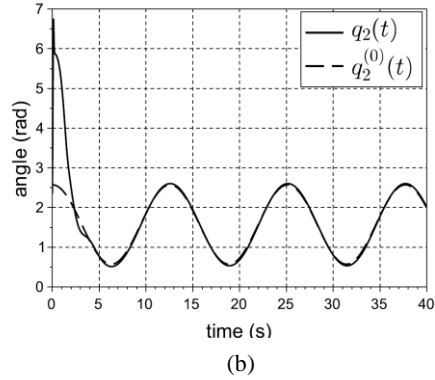
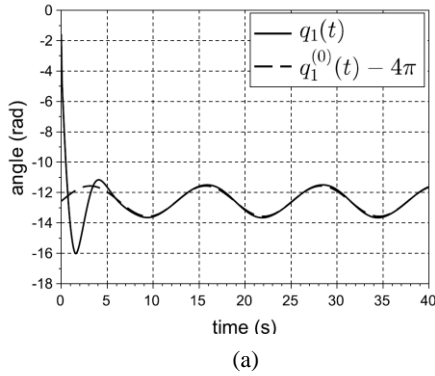


Fig. 5. Time evolution of the link angular positions and reference motion

The solid line in Fig. 5 shows the simulation results of the real motion of the manipulator, and the dashed line shows the reference motion in a cylindrical phase space.

Conclusion. In the paper, a new structure of the PID controller is substantiated for a two-link manipulator with revolute joints, which provides trajectory tracking control in the presence of a delay in the angular coordinate measurements. Global stabilization is achieved due to the geometric properties of the cylindrical phase space. Analytical estimates of the delay interval depending on the mass-inertia parameters of the manipulator and the chosen trajectory are obtained. The numerical tests demonstrate the high reliability of the substantiated PID controller structure.

REFERENCES

- [1] Khalil H. Nonlinear systems. Pearson, London, 2001.
- [2] Spong M., Seth H., Vidyasagar M. Robot dynamics and control. Wiley; New York, 2004.
- [3] Zergeroglu E, Dawson D. M., Queiroz M. S. de, Krstic M. On global output feedback tracking control of robot manipulators. Proc. 39th. IEEE Conf. Decision Contr. Sydney, Australia, 2000. P. 5073–5078.

- [4] Mazenc F., Praly L., Dayawansa W. P. Syst. & Contr. Letters22. 1994. P. 119–125.
- [5] Loria A. IEEE Transactions on Automatic Control, Institute of Electrical and Electronics Engineers. Vol. 61. 2016. P. 905–920.
- [6] Sarras I., Ortega R., Panteley E. Asymptotic stabilization of nonlinear systems via sign-indefinite damping injection // in Proc. 51st. IEEE Conf. Decision Contr. Grand Wailea Maui, HI, United States, 2012. P. 2964–2969.
- [7] Sarras I. On the constructive control and observer design of mechanical systems via passivity, immersion and invariance. PhD thesis, Universite' Paris-Sud XI. Orsay; France, 2010.
- [8] Romero J.G. Robust Energy Shaping Control of Nonlinear Systems. PhD thesis, Univ Paris Sud, Feb.2013.
- [9] Romero J.G., Sarras I., Ortega R. A globally exponentially stable tracking controller for mechanical systems using position feedback // Proc. IEEE American Control Conference, Washington, DC, USA. 2013, P. 4976–4981.
- [10] Astolfi A., Ortega R., Venkatraman A. Automatica. Vol. 46. 2010. P. 182–189.
- [11] Aguinaga-Ruiz E., Zavala-Rio A., Santibanez V., Reyes F. IEEE Transactions on Control SystemsTechnology. Vol. 17. 2009. P. 934–944.
- [12] Avila-Becerril S., Loria A., Panteley E. IEEE Transactions on Automatic Control. Vol. 62. 2017. P. 5318–5323.
- [13] Bartolini G., Pisano A. International Journal of Control. Vol. 76. 2003. P. 1201–1213.
- [14] Yarza A., Santibáñez V., Moreno-Valenzuela J. International Journal of Applied Mathematics and Computer Science. Vol. 23. 2013. P. 599–611.
- [15] Zavala-Rio A., Aguinaga-Ruiz E., Santibáñez V. Asian Journal of Control. Vol. 13. 2011. P. 430–438.
- [16] Loria A., Lefeberand E., Nijmeijer H. Stability Control: Theory Appl. Vol. 3. 2000. P. 138–149.
- [17] Nunes E.V.L., Huand L., Lizarralde F. Arbitrarily small damping allows global output feedback tracking of a class of Euler-Lagrange systems // Proc. Amer. Control Conf. Washington, USA. 2008. P. 377–382.
- [18] Bagheri M., Naseradinmousavi P., Krstic M. Automatica. Vol. 108. 2019. 108485.
- [19] Castaneda L.A., Luviano-Juarez A., Ochoa-Ortega G., Chairez I. Control Engineering Practice. Vol. 78. 2018. P. 97–104.
- [20] Jin M., Lee J.Y., Chang P.H., Kim M.G., Kang S. H. IFAC PapersOnLine. Vol. 50–1. 2017. P. 4318–4323.
- [21] Niu G., Qu C. IEEE Access. Vol. 8. 2020. P. 210513–210531.
- [22] Roy S., Kar I.N., Lee J., Jin M. IEEE Transactions on Industrial Electronics. Vol. 64. 2017. P. 7109–7119.
- [23] Deng W., Tao J., Ma D. International Journal of Robust Nonlinear Control. Vol. 28. 2018. P. 31–52.
- [24] Ahmed S., Wang H., Aslam M. S., Ghous I., Qaisar I. International Journal of Control, Automation and Systems. Vol. 17. 2019. P. 2193–2202.
- [25] Andreev A., Peregudova O. International Journal of Control. Vol. 93. 2020. P. 3003–3015.
- [26] Khusanov D.Kh., Buranov J.I. Zhurnal Srednevolzhskogo Matematicheskogo Obshchestva // Middle Volga Mathematical Society Journal. Vol. 23. 2021. P. 273–284.
- [27] Khusanov J., Akhmatov A., Buranov J., Peregudova O. On semi-global output position feedback trajectory tracking control of a multi-link revolute joined robotic manipulator // 25th International Conference on System Theory, Control and Computing, Iași, Romania, 2021.
- [28] Andreev A.S., Khusanov D.Kh. Dif. Eq. Vol. 34. 1998. P. 876–885.
- [29] Khusanov D.K. To constructive and qualitative theory functional-differential equations. Tashkent: Fan. 2002.

Дата поступления
02.02.2022

Хусанов Ж., Бердиёров А., Ахматов А., Юсупова З., Буранов Ж. Икки дастакли манипуляторнинг ҳаракатини бошқариш моделлари бўйича

Аннотация. Цилиндрик шарнирли роботлаштирилган дастакнинг динамикасини цилиндрик фазода моделлаштириш жараёнида тасвирлаш қулай. Хусусий ҳолда, бундай фазода бундай робот учун керакли ҳаракатларни турғунлаштириш глобал масаласини ўрганиш қулай кўринади. Ушбу мақолада, бу ёндашув икки дастакли манипуляторини назорат қилиш масаларида қўлланилади. Манипуляторнинг жойлашувини ва турғун ҳаракатини глобал турғунлаштиришни таъминлайдиган назорат моделларини қуриш натижалари, шунингдек, траекторияни кузатиш натижалари келтирилган.

Калит сўзлар: цилиндрик фазали фазоси; global турғунлик; асимптотик турғунлик; Луарипов функционали; кечикувчи қайта алоқа.

Хусанов Ж., Бердиёров А., Ахматов А., Юсупова З., Буранов Ж. О моделях управления движением двухзвенного манипулятора

Аннотация. Динамику роботизированной руки с цилиндрическими шарнирами удобно описать, моделируя ее в цилиндрическом фазовом пространстве. В частности, в таком пространстве представляется удобным изучить глобальную проблему стабилизации желаемых движений для такого робота. В данной статье этот подход используется в задачах управления двухзвенным манипулятором. Представлены результаты построения моделей управления, обеспечивающих глобальную стабилизацию положения и устойчивого движения манипулятора, а также отслеживание траектории.

Ключевые слова: цилиндрическое фазовое пространство; глобальная стабилизация; асимптотическая инфекция; функционал Ляпунова; двухзвенный манипулятор; запаздывающая обратная связь.

ОСЕСИММЕТРИЧНАЯ ЗАДАЧА ФИЛЬТРОВАНИЯ СУСПЕНЗИИ С ОБРАЗОВАНИЕМ УПРУГОПЛАСТИЧЕСКОГО КЕЙК-СЛОЯ

Хужаёров Б.Х.¹, Сайдуллаев У.Ж.¹, Шадманов И.Э.²

¹Самаркандский государственный университет, Самарканд, Узбекистан

²Самаркандский институт экономики и сервиса, Самарканд, Узбекистан

E-mail: b.khuzhayorov@mail.ru

Аннотация: В статье рассмотрена осесимметричная задача фильтрации суспензий с образованием кейк-слоя на поверхности фильтра. Считается, что кейк-слой обладает упругопластическими свойствами. На основе уравнения сохранения массы и закона Дарси выведены уравнения фильтрации суспензии при упругопластическом режиме, характеризующие частичную необратимость характеристик фильтрации при разгрузке системы после нагружения. Выведено также уравнение, описывающее рост толщины кейк-слоя. Поставлены и численно решены задачи фильтрации суспензии для выведенных уравнений.

Ключевые слова: кейк-слой; фильтрация; цилиндрический фильтр; суспензия.

Введение. В процессе фильтрации суспензии через пористый фильтр ее твердая фаза (твердые частицы) отделяется от жидкой фазы и осаждается на внешней поверхности фильтра. Процесс фильтрации широко используется в медицине, химической, горнодобывающей промышленности и т.д. При фильтрационном осветлении суспензии используются фильтры с различными конструктивными и техническими характеристиками [1–5].

В работах [1–2] приведены результаты экспериментов по фильтрованию суспензии с образованием осадка, и показаны кривые относительной деформации некоторых осадков, полученные при повышении и последующем снижении внешнего давления. Исследования показывают, что при уменьшении внешнего давления происходит частичное набухание осадков. Это объясняется обратимыми деформациями.

В настоящей статье рассмотрена математическая модель процесса фильтрации суспензии, где образующийся кейк-слой имеет упругопластические свойства. Рассматривается цилиндрический фильтровальный патрон, установленный вертикально в суспензии. На внешней поверхности патрона в результате разделения суспензии образуется осадок, причем его толщина постоянно возрастает в процессе фильтрации.

Математическая модель. Рассмотрим процесс фильтрации суспензии через цилиндрический фильтр с образованием кейк-слоя. В процессе фильтрации в интервале времени $0 \leq t \leq T_1$ в фильтре образуется кейк-слой, в котором давление увеличивается в диапазоне $0 \leq p_s \leq p_s^{(1)}$, т.е. происходит процесс нагрузки осадка, при котором проницаемость и концентрация твердых частиц кейк-слоя изменяется так, что проницаемость снижается от k^0 до некоторых величин, а концентрация твердых частиц увеличивается от ε_s^0 до каких-то величин.

Считаем, что в соответствии с [3–5] проницаемость и концентрация твердых частиц изменяются по степенным закономерностям

$$\uparrow k = k^0 \left(1 + \frac{p_s}{p_A} \right)^{-\delta}, \quad \uparrow \varepsilon_s = \varepsilon_s^0 \left(1 + \frac{p_s}{p_A} \right)^{\beta}, \quad (1)$$

где знак \uparrow означает режим увеличения давления; ε_s^0, k^0 – значения ε_s, k при $p_s=0$, соответственно; p_A – характерное давление; β, δ – показатели, т.е. постоянные величины; p_s – компрессионное давление.

В некоторый момент времени $t = T_1$ давление снимается и процесс фильтрации останавливается, т.е. начинается разгрузка – снятие нагружения. При падении давления p_s до нуля проницаемость за счет восстановления структуры осадка (набухания) увеличивается до величины $k^{(1)}$, что меньше, чем первоначальное значение k^0 , а концентрация твердых частиц ε_s восстанавливается до $\varepsilon_s^{(1)}$, что выше, чем ε_s^0 , т.е. кейк-слой не восстанавливается до своего первоначального состояния. Если $k^{(1)}=k^0$ и $\varepsilon_s^{(1)}=\varepsilon_s^0$, происходит полное упругое восстановление осадка [6–10].

В процессе разгрузки изменение проницаемости и концентрации твердых частиц происходит с такими же степенными закономерностями (1), но с другими коэффициентами и показателями:

$$\downarrow k = k^0 \left(1 + \frac{p_s^{(1)}}{p_A}\right)^{\delta_1 - \delta} \left(1 + \frac{p_s}{p_A}\right)^{-\delta_1}, \quad \downarrow \varepsilon_s = \varepsilon_s^0 \left(1 + \frac{p_s^{(1)}}{p_A}\right)^{\beta - \beta_1} \left(1 + \frac{p_s}{p_A}\right)^{\beta_1}, \quad (2)$$

где знак \downarrow означает режим понижения давления; $p_s^{(1)}$ – давление начала процесса разгрузки, показатели β_1, δ_1 – зависимости, также носящие степенной характер:

$$\delta_1 = \delta \left(1 + \frac{p_s^{(1)}}{p_A}\right)^{-\gamma_k}, \quad \beta_1 = \beta \left(1 + \frac{p_s^{(1)}}{p_A}\right)^{-\gamma_\varepsilon}, \quad (3)$$

где γ_ε и γ_k – показатели. Если $\gamma_\varepsilon = 0, \gamma_k = 0$ имеем чисто упругий режим. Если повторим процесс фильтрования, то в диапазоне $0 \leq p_s \leq p_s^{(1)}$ проницаемость уменьшается, а концентрация твердых частиц будет увеличиваться с той же закономерностью, что и при нагрузке, т.е. в соответствии с законами (2), до $p_s \leq p_s^{(1)}$:

$$\uparrow\uparrow \varepsilon_s = \varepsilon_s^0 \left(1 + \frac{p_s^{(1)}}{p_A}\right)^{\beta - \beta_1} \left(1 + \frac{p_s}{p_A}\right)^{\beta_1}, \quad \uparrow\uparrow k = k^0 \left(1 + \frac{p_s^{(1)}}{p_A}\right)^{\delta_1 - \delta} \left(1 + \frac{p_s}{p_A}\right)^{-\delta_1}, \quad p_s \leq p_s^{(1)}, \quad (4)$$

где $\uparrow\uparrow$ означает режим повторного нагружения.

Когда давление p_s достигает $p_s^{(1)}$, режим фильтрования сменится на предыдущий режим первого нагружения.

В режиме повышения давления уравнение фильтрования имеет вид

$$\uparrow \frac{\partial \varepsilon_s}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\varepsilon_s \cdot r \frac{k}{\mu} \frac{\partial p_s}{\partial r} \right) - \frac{q_{\ell m}}{2\pi r} \cdot \frac{1}{r} \frac{\partial \varepsilon_s}{\partial r}, \quad (5)$$

где $q_{\ell m} = \left[2\pi r \frac{k}{\mu} \frac{\partial p_s}{\partial r} \right]_{r=R}$ – расход фильтрата на выходе из фильтра.

Приведём уравнение для подвижного радиуса $R_L(t)$, который выражает толщину цилиндрического кейк-слоя, т.е. радиус границы между суспензией и кейк-слоем:

$$\frac{dR_L}{dt} = - \frac{\varepsilon_s^0}{\varepsilon_s^0 - \varepsilon_{s_0}} \left[\frac{k}{\mu} \frac{\partial p_s}{\partial r} \right]_{r=R_L} + \frac{1}{2\pi R_L} q_{\ell m}. \quad (6)$$

На поверхности $r = R_L$ сжимающие частицы напряжения равны нулю, так что $\varepsilon_s|_{R_L}$ можно принять равным ε_s^0 – твердосодержимости при нулевом напряжении. С другой стороны, $\varepsilon_s|_{R_L}$ равно концентрации твердых частиц в суспензии ε_{s_0} .

Если процесс начинается в новом фильтре без предварительной прокачки жидкости, то можно принять начальное условие

$$R_L(0) = R. \quad (7)$$

Если процесс фильтрования начинается с внезапного приложения давления или задания скорости потока, начальные условия для p_l и p_s можно принять нулевыми, т.е.

$$p_s(0, r) = 0. \quad (8)$$

Граничные условия задачи принимаются в виде

$$p_s = 0, \quad \varepsilon_s = \varepsilon^0 \quad \text{при} \quad r = R_L(t), \quad (9,а)$$

$$-2\pi r \frac{k}{\mu} \frac{\partial p_s}{\partial r} = \frac{p_0^{(1)} - p_s}{R_m \mu} \quad \text{при} \quad r = R, \quad (9,б)$$

где $p_0^{(1)}$ – давление в фильтрате при $x = 0$; R_m – относительное сопротивление фильтровального элемента.

В режиме разгрузки началом отсчета времени принимается нуль. Используя (2), выводим следующее уравнение фильтрования:

$$\downarrow \frac{\partial \varepsilon_s}{\partial t} = \frac{k^0 \varepsilon_s^0}{\mu} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\left(1 + \frac{p_s^{(1)}}{p_A} \right)^{\beta - \beta_1 + \delta - \delta_1} \left(1 + \frac{p_s}{p_A} \right)^{\beta_1 - \delta_1} r \frac{\partial p_s}{\partial r} \right) - \frac{q_{lm}}{2\pi} \frac{1}{r} \frac{\partial \varepsilon_s}{\partial r}. \quad (10)$$

Начальные и граничные условия могут быть заданы так:

$$\downarrow p_s(0, x) = \uparrow p_s(T_1, x) = p_s^{(1)}, \quad \downarrow p_s(t, R_L(t)) = 0, \quad \downarrow p_s(t, 0) = 0. \quad (11)$$

Считаем, что в режиме разгрузки рост слоя осадка не происходит, так что $R_L(t)$ остается без изменения, имея значение $R_L(T_1)$.

В режиме повторного нагружения выводится уравнение фильтрования, совпадающее по виду с (5) и (10):

$$\begin{aligned} \uparrow \uparrow \frac{\partial \varepsilon_s}{\partial t} &= \frac{k^0 \varepsilon_s^0}{\mu} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\left(1 + \frac{p_s^{(1)}}{p_A} \right)^{\beta - \beta_1 + \delta - \delta_1} \left(1 + \frac{p_s}{p_A} \right)^{\beta_1 - \delta_1} r \frac{\partial p_s}{\partial r} \right) - \frac{q_{lm}}{2\pi} \frac{1}{r} \frac{\partial \varepsilon_s}{\partial r}, \quad p_s \leq p_s^{(1)}, \\ \uparrow \uparrow \frac{\partial \varepsilon_s}{\partial t} &= \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\varepsilon_s \cdot r \frac{k}{\mu} \frac{\partial p_s}{\partial r} \right) - \frac{q_{lm}}{2\pi} \frac{1}{r} \frac{\partial \varepsilon_s}{\partial r}, \quad p_s \geq p_s^{(1)}. \end{aligned} \quad (12)$$

Пусть процесс разгрузки завершился за время T_2 . За это время во всей толщине осадка устанавливается нулевое давление p_s . Повторное нагружение системы можно начинать с заданным давлением на $r = R$: $p_s = p_s^{(1)}$, где $p_s^{(1)}$ – заданное давление, оно может отличаться от заданного давления p_0 при первом нагружении. Тогда начальное и граничные условия относительно давления имеют вид (время опять начинается с нуля)

$$\uparrow \uparrow p_s(0, r) = 0, \quad \uparrow \uparrow p_s = 0, \quad \varepsilon_s = \varepsilon_s^0 \quad \text{при} \quad r = R_L(t), \quad - \uparrow \uparrow 2\pi r \frac{k}{\mu} \frac{\partial p_s}{\partial r} = \frac{p_0^{(1)} - p_s}{R_m \mu} \quad \text{при} \quad r = R. \quad (13)$$

Численные результаты. Для решения уравнения (10) с условиями (11) и уравнения (12) с условиями (13) используем метод конечных разностей с ловлей подвижного фронта [11–13]. Численные результаты решения задачи получены при следующих значениях параметров: $p_A = 10^4$ Па, $p_0 = 10^5$ Па, $R_m = 10^{12}$ 1/м, $\mu = 10^{-3}$ Па·с, $k_0 = 5 \cdot 10^{-13}$ м², $\varepsilon_s^0 = 0.20$, $\varepsilon_{s_0} = 0.0076$, $\beta = 0.13$, $\delta = 0.57$.

Некоторые результаты численных расчетов представлены на рис. 1, 2. Динамика роста толщины кейк-слоя как для первого, так и для второго нагружения системы показана на рис. 1. Из графика можно заметить, что рост слоя не происходит при разгрузке, а при повторном нагружении продолжается дальнейший рост толщины осадка. Это является следствием предположения о неизменности толщины осадка при разгрузке системы. Таким образом, толщина кейк-слоя после снятия нагрузки, т.е. в режиме разгрузки, может изменяться за счет переупаковки частиц, снижения сжимающего напряжения между частицами, изменения пористости, компрессионного давления и др. Однако эти факторы здесь не учитываются. В целом как при первом, так и при втором режиме нагружения системы происходит монотонный рост толщины кейк-слоя.

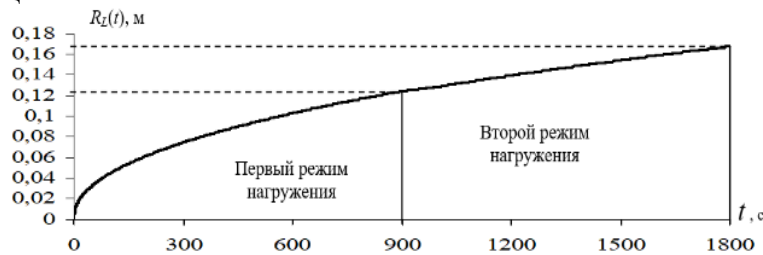


Рис.1. Изменение толщины фильтрующего слоя при $\gamma_\varepsilon=0.6$; $\gamma_k=0.6$

На рис. 2 показано распределение компрессионного давления p_s , концентрации твердых частиц ε_s и относительной проницаемости k/k_0 кейк-слоя при повторном нагружении

системы. Остаточные деформации после разгрузки отражаются на характере последующей деформации осадка. Происходит дальнейшее изменение характеристик, начиная от последнего состояния, частично восстановленного в режиме разгрузки после первого нагружения. Параметры модели, характеризующие пластические свойства деформирования кейк-слоя в режиме первого нагружения, во втором нагружении могут быть другими.

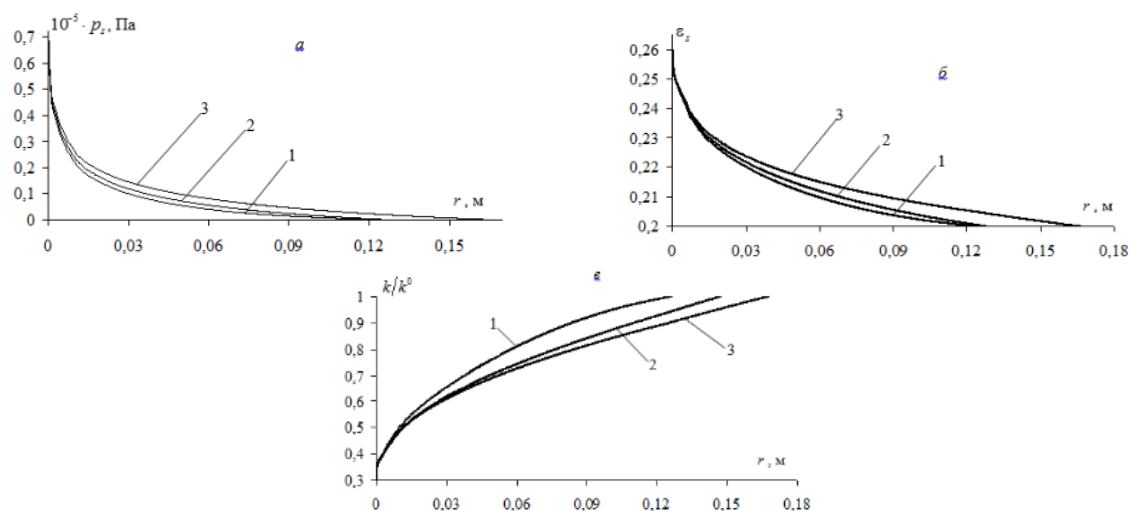


Рис. 2. Распределение $p_s(a)$, $\varepsilon_s(b)$, $k/k_0(c)$ в режиме повторного нагружения при $\gamma_\varepsilon=0.6$; $\gamma_k=0.6$; 1 – ($t=50$); 2 – ($t=450$); 3 – ($t=900$ с)

Заключение. В статье рассмотрена осесимметричная задача фильтрования суспензии с образованием упругопластического кейк-слоя. Оценено влияние частичной необратимости деформации на характеристики фильтрования. Построены распределения компрессионного давления, концентрации твердых частиц в кейк слое, относительной проницаемости в режиме первичного и вторичного нагружения системы, а также в режим разгрузки после первого нагружения. Установлена динамика роста толщины кейк-слоя. Показано, что в зависимости от изменения параметров модели, характеризующих упругопластические свойства кейк-слоя, характеристики фильтрования существенно изменяются. Это говорит о значительном влиянии упругопластического деформирования кейк-слоя на характеристики фильтрования суспензии.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Федоткин И.М., Воробьев Е.И., Вьюн В.И. Гидродинамическая теория фильтрования суспензией. Киев: Вища. шк., Головное изд-во, 1986. – 166 с.
- [2] Федоткин И.М. Математическое моделирование технологических процессов. Киев: Вища шк., Головное изд-во, 1988. – 415 с.
- [3] Tien C., Bai R., Ramarao B.V. Analysis of cake growth in cake filtration: effect of fine particle retention // AIChE J. Vol. 43 (1). 1997. P. 33.
- [4] Tien C. Principles of filtration. Elsevier, The Netherlands. 2012.
- [5] Tien C. Introduction to Cake Filtration: Analysis, Experiments, and Applications. Elsevier. 2006.
- [6] Хужаёров Б.Х., Холияров Э.Ч., Сайдуллаев У.Ж. Уравнения фильтрования суспензий с образованием упруго-пластического кейк-слоя // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2015. №1. С. 38–41.
- [7] Khuzhayorov B., Shodmonov I.E., Kholiyarov E.Ch., Zokirov A.A. Elastoplastic Filtration of Liquid in Unstable Seams // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. Vol. 76. 2003. №6. P. 1340–1347.
- [8] Хужаёров Б.Х., Давиденко М.А., Шодмонов И.Э. Фильтрация однородной жидкости в упругопластическом режиме с учётом разрушения пород // Узбекский журнал «Проблемы механики». 1997. № 3. С. 40–43.
- [9] Khuzhayorov B.Kh., Kholiyarov E. Ch. Inverse problems of elastoplastic filtration of liquid in a porous medium. Journal of Engineering Physics and Thermophysics. Vol. 80. 2007. №3. P. 517–525.
- [10] Хужаёров Б.Х., Сайдуллаев У.Ж. Решение уравнения фильтрования суспензий с образованием упругопластического кейк-слоя // Научный вестник СамГУ. 2017. №1(101). С. 97–103.
- [11] Samarskiy A.A., Vabishchevich P.N. Computational Heat Transfer, Editorial URSS. Moscow, 2003. P. 784.
- [12] Khuzhayorov B.Kh., Saydullaev U.J. Numerical solution of relaxation filtration equations with forming a consolidating cake layer // International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology. Vol 5. Issue 1. Yanvar 2018. P. 5102–5110.
- [13] Khuzhayorov B.Kh., Saydullaev U., Fayziev B. Relaxation Equations of Consolidating Cake Filtration // Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences. Vol. 74. 2002. Issue 2. P. 168–182.

Дата поступления
07.02.2022

Хужаёров Б.Х., Сайдуллаев У.Ж., Шадманов И.Э. Эластик-пластик кейк-қатлам ҳосил бўлганда суспензияларнинг филтрлаши ўққа симметрик тенгламалари

Аннотация. Мақолада филтр сиртида кейк-қатлам ҳосил бўладиган суспензияларни филтрлашнинг ўққа нисбатан симметрик тенгламалари қаралган. Бунда кейк-қатламнинг эластик-пластик хусусияти ҳисобга олинган. Масса сақланиш тенгласи ва Дарси қонуни асосида системанинг юкланишдан кейинги юксизланишида қисман қайтмайдиган филтрлаш жараёнини характерлайдиган эластик-пластик режимларида филтрлаш тенгламалар келтириб чиқарилган. Шу билан биргаликда кейк-қатлам қалинлигининг ўсиши тенгласи ҳам олинган. Суспензияларни филтрлаш тенгламалар олинган ва сонли ечилган.

Калим сўзлар: кейк-қатлам; сизиш; цилиндрик филтр; суспензия.

Khuzhayorov B.Kh., Saydullaev U.Zh., Shadmanov I.E. An axis-symmetric problem of suspensions filtration with forming an elasto-plastic cake layer

Abstract: In this work an axisymmetric problem of suspensions filtering with the formation of a cake layer on the filter surface is considered. The cake layer has elastic-plastic properties. On the basis of the continuity equation and Darcy's law, the suspension filtration equations in the elastic-plastic regime are derived, which characterize the partial irreversibility of the filtration characteristics when the system is unloaded after loading. An equation is also derived that describes the increase in the thickness of the cake layer. Problems of suspension filtering for the derived equations are posed and numerically solved.

Keywords: cake; filtration; axis-symmetric filter; suspension.

UDC 675.055

EXPERIMENTAL STUDY OF THE PROCESS OF EXTRACTION OF MOISTURE FROM LEATHER SEMI-FINISHED PRODUCTS

Bahadirov G.A., Rakhimova Z.A.

*Institute of Mechanics and Seismic Stability of Structures of the Academy of Sciences
of the Republic of Uzbekistan, Tashkent, Uzbekistan
E-mail: zarnigor.rahimova.92@mail.ru*

Abstract: In this paper, the design of vertical type wall machine for mechanical processing of leather semi-finished products has been developed, as well as the connection of compressed moisture with incoming air, speed, compressive strength and diameter of compression shafts when compacting leather semi-finished products with Valve pairs researched on the base plate has been investigated. In the experiment, a method of planning full-fledged experiments was used. The matrix of experience planning is structured. The results of the experiment were investigated using Fisher's criterion, according to the hypothesis of the adequacy of the obtained equations. Based on the experimental data, the regression equation was derived for the semi-finished product. Based on the regression equations, graphs of the dependence of the base plate (chain) V velocity on the amount of extruded fluid ΔW , as well as graphs of the diameter of the compression shafts on the amount of extruded fluid ΔW were constructed and analyzed.

Keywords: Shaft pair; tannery semi-finished product; base plate; humidity; velocity; compressive strength; regression equation; incoming factor; outgoing factor.

Introduction. Today in the countries of the world, mechanical processing of leather semi-finished products, energy-resource-efficient working bodies, the application of machines consisting of Vals occupies one of the leading places. Currently, such countries as Italy (23.39%), Korea (9.60%), USA (6.80%), Argentina (6.11%), Germany (5.72%), Brazil (4.88%), Great Britain (2.94%), China (2.88%) are the leading countries in the production of SME semi-products [1]. From the results of literature analysis and experiments it is known that in the mechanical processing of semi-finished products with shaft technological machines, they have a number of advantages, as well as a number of disadvantages that do not meet certain technological requirements. Therefore, Kohn is committed to the introduction into practice of machines for mechanical processing of semi-finished products, which carry out the work process qualitatively. In this regard, it is important to use energy-resource saving technological shaft machines, which have a high quality of mechanical processing for leather semi-finished products.

The Researcher V.I.Belyaev [2] developed recommendations for the testing of constructive and workable materials for the technical characteristics of technological devices, making leather shoes in the industry, as well as for improving the quality of products, using modern numerical methods in experimental research. I.V.Krasina [3] considered the problem of improving the properties of natural leather and fur in the light industry. The properties of natural high-molecular-weight fiber materials, which have a significant impact on the complex of physical and mechanical

properties of natural leather and fur materials, have been determined. The basis of natural leather and fur production technology has been researched.

E.F. Voznesensky [4] developed methods for improving the quality of leather products that have passed the finishing stage, as well as methods for activating the processes of dyeing and smoothing leather products. Before cutting, he researched smoothing moistened skins, increasing the area, and giving them the necessary configurations when cutting.

S.V. Ershov [5] developed a mathematical model of the transition states of the mass transfer process that occurs during the dewatering of fibrous material in the shaft device, the parameters of which are scientifically based. A mathematical model of the elastic-viscous interaction of the valve device with the fibrous material has been developed, which has made it possible to determine the performance stability of the valve equipment operating in the dynamic loading mode. Algorithms implemented in computer programs have been developed that allow a comprehensive analysis of the process of mechanical dewatering of fibrous material in a shaft device operating in dynamic loading mode.

Yu.N.Korotchenko [6] identified the main causes of defects that occur in the process of mechanical processing of various leather materials. Theoretical models of valved leather devices have been proposed, which have made it possible to determine the gap forces between the blade and the pressure shafts at the design stage, taking into account the stiffness of the supports and the material to be machined. The wear process of rubber shafts of leather tools was studied and the friction temperature regime was analyzed. Computational and experimental methods have shown the presence of a layer around the active particles of the filler material by estimating its thickness and studied the change in stress distribution with increasing modulus of elasticity.

D.R. Shataeva [7] found it expedient to process leather material from sheep and cattle skins after processing leather products with silicon organocomponents, which allowed to improve the physical and mechanical properties of leather products. A mechanism for the interaction of collagen polypeptide chains of a leather semi-product with A-187 brand silane has been proposed. Technologies for obtaining hydrophobic leather materials from sheep and cattle skins treated with A-187 silane solution have been developed.

N.L.Bolobanova [8] developed an improved method of elastic deformed shafts based on the model of three-dimensional finite elements and it differs from certain methods because the finite element model includes bearing supports.

V.D. Radnaeva [9] developed methods of theoretical and practical basis for the intensification of technological processes of leather production. Researcher L.V. Larina [10] first hypothesized and confirmed the hypothesis of the presence of selective condensation of vapor in the micro capillary system of natural leather at low pressure and temperature in a vacuum under vacuum conditions. the concept of research and development of unique equipment on resource-saving technologies of processing has been formed and based.

[11 – 14] works studied the deformations that occur in the elastic coatings of leather and shaft pairs when the shaft pairs are transmitted vertically to the coverage area by the shaft pairs, and the moisture extracted from the leather halves is calculated experimentally and numerically. Mathematical models of hydraulic stresses and laws of change of compressed fluid in the field of compression of leather semi-finished products have been developed, taking into account the filtration properties. A mathematical model has been developed that allows to determine the optimal parameters of residual moisture of leather semi-finished products in shaft compression machines [15, 16]. The results of experimental research on the process of dehumidification of leather semi-finished products have been studied [17]. The movement of the base plate on which the leather semi-finished product is located is studied in three different states, i.e. the position of the base plate entering the coverage area of the working shafts, the position of the base plate end exiting the coverage area of the working shafts and the position of the base plate equidistant from the working shaft axes [18].

The works [19 – 20] are devoted to the solutions of contact interaction in two-roll modules. They obtained the mathematical model of the contact curve of the rolls, the friction stress and the distribution of contact stresses. The work [21] found the regularities of the distribution of hydraulic pressures and changes in the removed liquid during the roller pressing of wet materials.

Methodology. The finished mold affects the quality of the semi-product, all technological processes of processing. Therefore, after each of them is done, it is necessary to analyze the condition of the semi-finished products of the breast. Experimental studies in the leather(tannery) industry are aimed at solving complex multi-faceted problems, the result of which determines the rational regimes of technological processes of processing of leather raw materials. The physico-mechanical properties of leather semi-finished products vary depending on the humidity. Consequently, after liquid treatment, the process of squeezing out excess moisture from the fertilizer semi-product has a significant impact on the quality of subsequent technological processing processes, for example, planing, doubling, drying.

For experimental research, a vertical-type roller machine stand that squeezes moisture out of the leather semi-finished product was developed at the Institute of Mechanics and Seismic Strength of Structures (Fig. 1). This vertical roller machine [22,23] is designed to identify various factors that affect the efficiency and effectiveness of the technological process, from the extraction of excess liquid from moisture-saturated leather semi-finished products. It should be noted that the design of the experimental stand took into account the actual production parameters of the working shafts, the speed of the chain (base plate), the pulling force of the base plate, the compressive forces of the shafts, motor power and other parameters. The stand of the compression machine, designed to remove excess moisture from the leather semi-finished product, allows to study the technological process of high-efficiency new technology in the process of compressing the moisture from the leather semi-finished products.



Fig. 1. Experimental stand of a vertical type roller machine that squeezes liquid from wet tannery semi-finished products



Fig. 2. Samples of tannery semi-finished products cut to size 0.05×0.25 m during the experiment

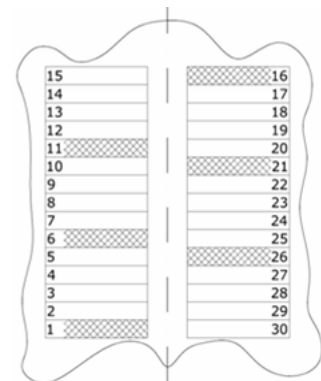


Fig. 3. Scheme of grouping of samples of tannery semi-finished products

The experiment was conducted on a special stand, where two pairs of valves that compress moisture are installed horizontally, and the thickness of the base plate is equal to 0,01 m, moving vertically along the chain. The working valves of the laboratory stand are made of steel 45 material. Because steel is considered to be high in strength and constructive properties of material steel 45. The height of the base plate is equal to 0.15 m, and the arrows between the squeezing shaft pairs are equal to the distance between them. Base plate PP64S-250-25-76-40 made of branded material.

For the experiment, we took the average weight of the half-product of the tannery from the half-product of the smoked tannery. According to the international standard ISO 2588-85, the required amount of the semi-finished product of the leather sleeve was selected according to the formula

$$n = 0.2\sqrt{x}, \tag{1}$$

where x –the number of tanneries for the experiment, 2.500 units were obtained from the batch, then $n=10$ units. From these 10 samples, lines were cut and numbered with a cutter along the vertebral column measuring 0.05×0.25 m (Fig. 2) [24 – 27]. The lines are grouped according to a 5-part scheme (Fig. 3).

During the experiment, samples of liquid-treated tannery semi-finished products (Fig. 4) with a thickness of 0.004 m were hung on a metal-ceramic base plate (Fig. 1). Before and after compression, samples were weighed on a laboratory scale MWP-600H (ISO-9001) with a discretion of 0.01 g (Fig. 5). To obtain experimental research results, a full-factor experimental planning method was used. In the study, 2^3 full-factor experimental planning methods were selected. All identified key factors varied at two levels (+1 and –1) and the number of experiments performed was $2^3 = 8$. The process of moisture removal based on Apriori data from the separation of the main factors and their levels of variation was studied taking into account three factors:

x_1 – pressure intensity P , kN/m; x_2 – transition speed V , m/s; x_3 – compression shaft diameter d mm, pressure range selected from 16 to 32 kN / m; the speed of the chain (base plate) is from 0.17 to 0.34 m / s; the amount of semi-finished skin is single, based on the analysis of different compression machines. The diameters of the compression shafts are 0.04 m, 0.08 m and 0.12 m. During the experiment, the compression shafts were covered with a moisture-proof, BM-branded fabric with a thickness of 0.01 m.



Fig. 4. Samples of liquid processed tannery semi-finished products



Fig. 5. Weigh the samples on a laboratory scale before and after compression

Prior to conducting the experiment, the required number of measurements (number of repetitions) was selected using mathematical statistical methods that provided the required accuracy. In the experiment, the factors are as follows according to the formula.

$$X_i = \frac{z_i - z_i^0}{\varepsilon_i}, \quad (2)$$

where ε_i – interval value of factors.

In practice, the general view of the regression equation is as follows.

$$y = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2 + \dots + b_n X_n + b_{12} X_1 X_2 + \dots + b_{n-1,n} X_{n-1} X_n, \quad (3)$$

where y – the amount of moisture released in coded form; b_0 – the free term of the regression equation, $b_n, b_{12} \dots b_{n-1,n}, b_{11} \dots b_{mm}$ – coefficients of the regression equation; X_n – conditional value of factors.

The levels and intervals of variation of the experimental factor are shown in Table 1.

Table 1

Levels and intervals of change of the experimental factor

№	Factor name	Measure-ment unit	Sign	Factor values			Level of variation
				-1	0	+1	
1	Working shaft pressure	kN/m	x_1	16	24	32	8
2	Transmission speed of the base plate	m/s	x_2	0.17	0.25	0.34	0.085
3	Diameter of compression shafts	m	x_3	0.04	0.08	0.12	0.04

The initial and final weights of the leather semi-finished product at different values of pressure x_1 (P), speed x_2 (V) and diameter of the compression shafts x_3 (d) during the experiment

are given in Table 3. In Table 1, the magnitude of the unwanted parameter of the experiment was assumed. Working matrix PFE $2^3 = 8$

Table 2

The outgoing parameter of the experiment

Sign	Name	Value
ΔW	The amount of fluid squeezed out	%

Results. The accuracy and propensity of experimental results depend in many respects on the control of all input and output parameters and their continuity. Therefore, multiple controls of the input and output parameters of the vertical type compression machine help in conducting each experiment.

Table 3

Experimental data on the extraction of liquid from wet leather semi-finished products

№	x_1	x_2	x_3	y_1, gr		y_2, gr		y_3, gr	
				y_{b1}	y_{o1}	y_{b2}	y_{o2}	y_{b3}	y_{o3}
1	+	+	+	84.2	64.1	81.7	62.6	92.6	69.3
2	-	+	+	82.6	67.6	82.5	66.4	91.4	73.8
3	+	-	+	91.1	66.6	82.8	60.5	100.3	74.4
4	-	-	+	83.2	65.4	80.6	62.2	90.5	69.9
5	+	+	-	73.4	55.5	75.3	56.4	84.7	62.3
6	-	+	-	80.7	63.6	76.1	58.4	88.7	69.1
7	+	-	-	85.3	60.2	78.7	55.4	91.6	65.5
8	-	-	-	84.2	69.7	82.8	68.6	90.6	72.5

y_b —the initial weight of the wet tannery semi-finished product sample;

y_o —the weight of the wet tannery semi-finished product after compression.

Using the values in Table 3, an experimental planning matrix was constructed. That is, the mathematical calculations (as a percentage) of the moisture extracted from the leather semi-finished product are given in Table 4.

Table 4

Experiment planning matrix

№	Factors							Experimental results			Average result
	x_1	x_2	x_3	x_{12}	x_{13}	x_{23}	x_{123}	y_1	y_2	y_3	$u_{o,r}$
1	+	+	+	+	+	+	+	23.9	23.4	23.3	23.5
2	-	+	+	-	-	+	-	18.2	19.5	19.2	18.9
3	+	-	+	-	+	-	-	26.8	26.6	26.1	26.5
4	-	-	+	+	-	-	+	21.4	22.8	22.7	22.3
5	+	+	-	+	-	-	-	24.3	25	26.4	25.2
6	-	+	-	-	+	-	+	21.1	23.2	22	22.1
7	+	-	-	-	-	+	+	29.4	29.6	28.5	29.1
8	-	-	-	+	+	+	-	17.2	17.1	20	18.1

In a full factor experiment, the regression coefficients are determined using the following formulas:

$$b_0 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N y_j; b_j = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N X_{ji} y_j; b_{im} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N X_{ji} X_{jm} y_j. \quad (4)$$

According to the above results, the regression coefficients are as follows.

$$b_0 = 23.2; b_1 = 2.8; b_2 = -0.787; b_3 = -0.413; b_{12} = -0.937; b_{13} = -0.66; b_{23} = -0.813; b_{123} = 1.03.$$

From Table 5, we calculate the sum of the column elements

$$\sum_{j=1}^8 S_j^2 = 7.775. \quad (5)$$

The repeatability of the variance is equal to the following expression:

$$S_{\{v\}}^2 = \frac{1}{8} \sum_{j=1}^8 S_j^2 = 7.775/8 = 0.971. \quad (6)$$

We determine the average square of the deflection coefficient:

$$S_{\{y\}} = \sqrt{\frac{S_{\{y\}}^2}{n \cdot m}} = \sqrt{\frac{0.971}{8 \cdot 3}} = 0.202. \quad (7)$$

Table 5

We find the reproducibility of the variance

№	y_1	y_2	y_3	y_j	$(y_{j1} - \bar{y})^2$	$(y_{j2} - \bar{y})^2$	$(y_{j3} - \bar{y})^2$	S_j^2
1	23.9	23.4	23.3	23.5	0.16	0.01	0.04	0.105
2	18.2	19.5	19.2	18.9	0.49	0.36	0.09	0.47
3	26.8	26.6	26.1	26.5	0.09	0.01	0.16	0.13
4	21.4	22.8	22.7	22.3	0.81	0.25	0.16	0.61
5	24.3	25	26.4	25.2	0.81	0.04	1.44	2.29
6	21.1	23.2	22	22.1	1	1.21	0.01	1.11
7	29.4	29.6	28.5	29.1	0.09	0.25	0.36	0.35
8	17.2	17.1	20	18.1	0.81	1	3.61	2.71

Only the exact coefficients are included in the mathematical model of the process. Thus, as a result of assimilation of the data obtained by means of the computer program Excel for a tannery semi-product, the regression equation is formed and takes the following form:

$$y = 23.2 + 2.86x_1 - 0.787x_2 - 0.413x_3 - 0.66x_1x_3 - 0.813x_2x_3 + 1.03x_1x_2x_3. \quad (8)$$

Adequate mathematical calculation of the regression equation shows the similarity, ie adequacy, of the experimental results and mathematical models. The value of the regression coefficients in the models describes the significance of the factor in the magnitude of the output parameters of the corresponding factor as it moves up or down the level. The importance of the factor to the magnitude of the output factor in the transition from low to high is call the factor effect. The higher the regression coefficient, the higher the factor efficiency, i.e., the greater the effect of the factor on the output parameter. Thus, in the model of the magnitude of the regression coefficients, the order of the factor depends on the effect of the factor on "y". The symbol in front of the regression coefficient describes the effect of the factor on "y".

The results were tested using the Fisher criterion with confidence level $\alpha = 0.95$, according to the hypothesis of the adequacy of the obtained equations [24,25].

$$F_p = \frac{S_{ad}^2}{S_{\{y\}}^2} < F_T, \quad (9)$$

where S_{ad}^2 – residual dispersion or adequacy dispersion; $S_{\{y\}}^2$ – repetitive dispersion.

S_{ad}^2 and $S_{\{y\}}^2$ are found.

$$S_{ad}^2 = \frac{3}{8-7} \sum_{j=1}^8 (\tilde{y}_j - \bar{y}_j)^2 = 21.13. \quad (10)$$

Adequacy model of Fisher criterion:

$$F_p = \frac{S_{ad}^2}{S_{\{y\}}^2} = \frac{21.13}{0.971} = 21.76 < F_T = 26.69. \quad (11)$$

$$x_1 = \frac{P-24}{8}, x_2 = \frac{V-0.255}{0.085}, x_3 = \frac{d-0.08}{0.04},$$

equations (8) are put into the regression equation.

Where P – compressive strength of shafts; V – base plate, constant speed of the chain; d – diameter of compression shafts:

$$y = 23.2 + 2.86\left(\frac{P-24}{8}\right) - 0.787\left(\frac{V-0.255}{0.085}\right) - 0.413\left(\frac{d-0.08}{0.04}\right) - 0.66\left(\frac{P-24}{8}\right)\left(\frac{d-0.08}{0.04}\right) - 0.813\left(\frac{V-0.255}{0.085}\right)\left(\frac{d-0.08}{0.04}\right) + 1.03\left(\frac{P-24}{8}\right)\left(\frac{V-0.255}{0.085}\right)\left(\frac{d-0.08}{0.04}\right). \quad (12)$$

Analysis. Thus, the regression equation can be considered to be compatible with a 95% reliability level, simplifying the resulting regression equation (12) and writing it for the tannery semi-product in the following form:

$$\Delta W = 37.265 - 0.2497P - 101.05368V - 253.55d + 7.59Pd + 1147.482Vd + 3.027024PV - 37.8378VPd. \quad (13)$$

Using the regression equation (13), graphs of the dependence of the base plate (chain) velocity V on the amount of extruded fluid ΔW were constructed for $P = 32$ kN/m and different values of the diameter of the compression shafts (Fig. 7). Graphs of the dependence of the ΔW speed of the base plate (chain) on the amount of liquid ΔW squeezed are $d = 0.08$ m and are constructed for different values of the compressive strength (Fig. 8). Graphs of the dependence of the diameter of the compression shafts on the amount of liquid ΔW squeezed out were constructed for different values of the velocity V of $P = 32$ kN/m and the base plate (chain) (Fig. 9). Analysis of the experimental results shows that when the leather half product hanging on the base plate moves along the chain between the compression shaft pairs, the chain can reduce the speed of the base plate and increase the compressive shaft pressure force, increasing the moisture efficiency of the leather semi-product.

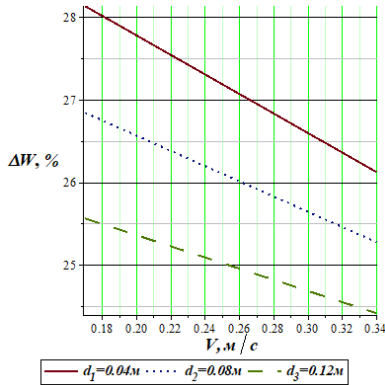


Fig. 7. Graphs of the dependence of the base plate (chain) velocity V on the amount of compressed fluid ΔW ($P=32$ kN/m and built for different values of the diameter of the compression shafts)

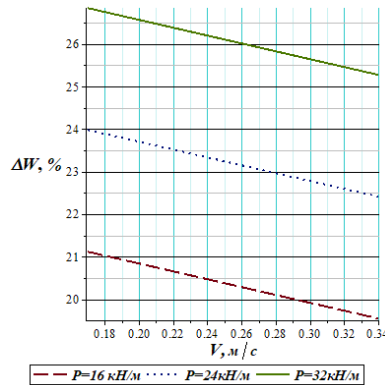


Fig. 8. Graphs of the dependence of the base plate (chain) V speed on the amount of compressed fluid ΔW ($d = 0.08$ m and built for different values of compressive strength)

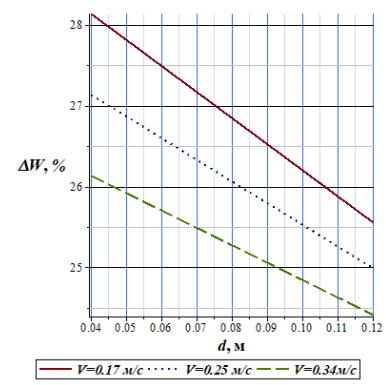


Fig. 9. Graphs of the diameter of the compression shafts depending on the amount of liquid ΔW extruded ($P = 32$ kN / m and the base plate (chain) is built for different values of velocity V)

Discussion. Based on the constructed graphs, the experimental results show that the amount of liquid squeezed out of the tannery semi-finished product when the diameter of the compression shafts $d = 0.04$ m, the compressive strength of the shafts $P = 32$ kN/m and the speed of the base plate (chain) $V=0.17$ m/s ($\Delta W=29\%$) showed the highest result. When the diameter of the compression shafts $d=0.04$ m, the compressive strength of the shafts $P = 32$ kN/m and the speed of the base plate (chain) $V=0.25$ m/s, the amount of liquid squeezed out of the leather semi-finished product ($\Delta W=27.2\%$) is average result and the amount of liquid squeezed out of the leather semi-finished product when the diameter of the compression shafts $d=0.04$ m, the compressive strength of the shafts $P=32$ kN/m and the speed of the base plate (chain) $V=0.34$ m/s ($\Delta W=26.1\%$) showed the lowest result.

Also, based on the constructed graphs, we can say that when the diameter of the compression shafts is $d = 0.08$ m, the compressive strength of the shafts is $P=32$ kN/m and the maximum transition speed is $V = 0.17$ m/s, the amount of liquid squeezed out of the leather semi-finished product ($\Delta W=26.8\%$) produces a moderate result. When the diameter of the compression shafts is $d = 0.12$ m, the compressive strength of the shafts is $P = 32$ kN/m, and the maximum

transition speed is $V = 0.17$ m/s, the amount of liquid squeezed out of the tannery semi-finished product ($\Delta W=25.7\%$) is less. is forming.

In conclusion, it can be said that the compression shaft diameter is small, ie $d = 0.04$ m, the compressive strength is large $P = 32$ kN/m, and the maximum transition speed of the leather semi-finished product is small $V = 0.17$ m/s. This means that the larger the diameter of the compression shafts, the maximum transition speed, and the compressive strength, the lower the amount of liquid squeezed out of the tannery semi-finished product.

The proposed vertical type shaft machine design ensures maximum moisture removal of the tannery semi-finished product by squeezing the leather semi-finished product. This design increases the efficiency of technological operations to remove excess moisture from damp leather leather semi-finished products.

REFERENCES

- [1] <http://www.splaix.ru/k5.html>.
- [2] *Belyaev V.I.* Development and research of environmentally friendly cladding technologies to increase the service life of equipment for leather and footwear industries: Dis. ... cand. tech. Sciences. M., 2014. P. 125.
- [3] *Krasina I.V.* Regulation of the properties of natural high-molecular fibrous materials using non-equilibrium low-temperature plasma in the processes of leather and fur production: Dis. ... dot. tech. Sciences. Kazan , 2006. P. 338.
- [4] *Voznesenskiy E.F.* Dyeing of a leather semi-finished product using low-pressure high-frequency capacitive discharge plasma: Dis. ... cand. tech. Sciences. Kazan, 2015. P. 165.
- [5] *Yershov S.V.* Dynamic loading of the roll pair to intensify the pressing process: Dis. ... cand. tech. Sciences. Ivanovo, 2013. P. 130.
- [6] *Korotchenko Yu.N.* Improving the parameters of roller tannery machines: Dis. ... cand. tech. Sciences. Moskva, 2007. P. 124.
- [7] *Shataeva D.R.* Development of a technology for obtaining a hydrophobic leather semi-finished product with improved physical, mechanical and hygienic properties: Dis. ... cand. tech. Sciences. Kazan, 2014. P. 157.
- [8] *Bolobanova N.L.* Development of methods for modeling profiling and elastic deformations of rolls of sheet mills in order to improve the technology of rolling wide strips: Dis. ... doct. tech. Sciences. Cherepoves, 2015. P. 123.
- [9] *Radnaeva V.D.* Theoretical and practical foundations for the intensification of technological processes in leather production: Dis. ... doct. tech. Sciences. Ulan-Ude, 2017. P. 392.
- [10] *Larina L. V.* Methodology of research and development of processes and equipment for the treatment of natural leathers by hygrothermal influence on their microstructure under vacuum conditions: Dis. ... dot. tech. Sciences. Shaxti, 2016. P. 325.
- [11] *Nabiev A.M.* Combined Extraction of Liquid from Wet Leather Semi finished Products. Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021). Lecture Notes in Mechanical Engineering, Vol. 1. 2022. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-85233-7_59.
- [12] *Tsoy G., Bahadirov G., Nabiev A.* Experimental evaluation of performance multi-layer squeezing leather products // The 9th International Conference on Modern Manufacturing Technologies in Industrial Engineering, 2021. Iasi, Romania. P. 95.
- [13] *Bahadirov G., Sultanov T., Tsoy G., Nabiev A.* Experimental dehydration of wet fibrous materials. E3S Web Conf. Volume 264, 2021. International Scientific Conference "Construction Mechanics, Hydraulics and Water Resources Engineering". <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202126404060>.
- [14] *Bahadirov G., Tsoy G., Nabiev A.* Study of the efficiency of squeezing moisture-saturated products. EUREKA: Physics and Engineering, (1), 86-96. (2021). <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2021.001606>.
- [15] *Xolturaev F.S.* Mathematical modeling and improvement of the process of squeezing leather with roller machines: Diss.... PhD. tech. Sciences. Tashkent: TASI, 2021. P. 117.
- [16] *Xholturaev F.S.* Study of the filtration properties of a semi-finished leather product // International scientific and practical conference on the topic: "Modern problems of innovative development of science, education and production". Andijon, 2020. P. 216–221.
- [17] *Tsoy G.N.* Experimental Determination of the Influence of Fibrous Material on the Dehydration of Wet Semi finished Leather Product. Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021). ICIE 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. (2022).
- [18] *Rakhimova Z.A.* Study of the Base Plate Motion Between the Pairs of Shafts. In: Radionov A.A., Gasiyarov V.R. (eds) Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021). ICIE 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. 2022. https://doi.org/10.1007/978-3-030-85233-7_62.
- [19] *Khurramov Sh.R., Bahadirov G.A.* To the solution problems of contact interaction in a two- roll module. Journal of Physics: Conference Series 1889(2021)042029 doi:10.1088 /1742-6596/1889/4/042029.
- [20] *Khurramov Sh. R, Abdukarimov A., Khalturaev F.S., Kurbanova F.Z.* Modeling of friction forces in an asymmetric two-roll module IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 916(2020)012051.
- [21] *Khurramov Sh.R.* Filtration rates on roller pressing of fibrous materials AIP Conference Proceedings. 2402, 030042 (2021)
- [22] *Baxadirov G.A., Amanov T.Yu., Nabiev A.M., Abdukarimov A., Xusanov K.B., Ergashev I.O.* Flat Material Conveying and Machining Line. Patent RUz № FAP 00686. Ofitsialniy byulleten Agentstva po intellektualnoy sobstvennosti RUz, №1 (129), 31.01.2012 g. P. 77.
- [23] *Baxadirov G.A., Sherinaev A.N., Raximova Z.A.* Machine for mechanical processing of piece sheet materials. Patent UZ № IAP 06628. Ofitsialniy byulleten Agentstva po intellektualnoy sobstvennosti RUz, №12 (248). 30.12.2021.
- [24] *Golovteeva A.A., Kutsidi D.A., Sankin L.B.* Laboratory workshop on chemistry and technology of leather and fur. M.: Light and food industry, 1982. – 309 p.

- [25] Tikhomirov V.A. Planning and analysis of the experiment. M.: Light industry. 1974. – 283 p.
- [26] Farooq M.A., Nóvoa H., Araújo A., Tavares S.M.O. An innovative approach for planning and execution of pre-experimental runs for Design of Experiments. 2016. Eur. Res. Manag. Bus. Econ. 22. P. 155–61.
- [27] Benmakhlouf Naima, Azzouz Soufien, Elcafsi Afif. The determination of isosteric heats of sorption of leather: Experimental and mathematical investigations // Arabian Journal of Chemistry. Vol. 13. February 2020. Issue 2, P. 4286–4293.

Дата поступления
22.04.2022

Бахадиров Г.А., Рахимова З.А. Хўл кўн ярим маҳсулотидан суюқлик сиқиб чиқариш жараёнини тажрибавий тадқиқ қилиш

Аннотация: Ушбу мақолада кўн ярим маҳсулотларга механик ишлов берувчи вертикал турдаги валли машина конструкциясининг ишлаб чиқилганлиги ҳамда, таянч плитага илинган кўн ярим маҳсулотни вал жуфтликлари билан сиққанда, сиқиб чиқарилган намликнинг кирувчи факторлар, тезлик, сиқувчи босим кучи ва сиқувчи валлар диаметрига боғлиқлиги тадқиқ қилинган. Тажрибада тўлиқ факторли тажрибаларни режалаштириш усулидан фойдаланилган. Тажрибани режалаштириш матрицаси тузилган. Тажриба натижалари олинган тенграмаларнинг адекватлиги ҳақидаги гипотезага биноан, Фишер критерияси ёрдамида текширилган. Тажриба натижасида олинган маълумотлар асосида кўн ярим маҳсулот учун, регрессия тенграмаси келтирилиб чиқарилган. Регрессия тенграмалари асосида, таянч плита (занжир) V тезлигининг сиқиб чиқарилган суюқлик ΔW миқдорига боғлиқлик графиклари, ҳамда сиқувчи валлар диаметрининг сиқиб чиқарилган суюқлик ΔW миқдорига боғлиқлик графиклари қурилган ва таҳлил қилинган.

Калит сўзлар: вал жуфтлиги; кўн ярим маҳсулот; таянч плита; намлик; тезлик; босим кучи; регрессия тенграмаси; кирувчи фактор; сиқувчи фактор.

Бахадиров Г.А., Рахимова З.А. Экспериментальное исследование процесса отжима влаги из мокрого кожевенного полуфабриката

Аннотация: В данной статье исследована зависимость отжатой влаги от скорости подачи, давления валов и диаметра отжимных валков при отжиме кожевенного полуфабриката, уложенного на опорную плиту разработанной конструкции валковой машины вертикального типа для механической обработки кожевенных полуфабрикатов. В эксперименте использован полный факторный метод планирования эксперимента. Составлена матрица планирования эксперимента. Результаты эксперимента проверены с использованием критерия Фишера, согласно гипотезе об адекватности полученных уравнений. На основе экспериментальных данных выведено уравнение регрессии для кожевенного полуфабриката. Получено уравнение регрессии, построены и проанализированы графики зависимости изменения количества отжатой влаги ΔW от скорости опорной плиты (цепи) V , а также от диаметра отжимных валков.

Ключевые слова: валковая пара; кожевенный полуфабрикат; опорная плита; влажность; скорость; сила давления; уравнение регрессии; входной фактор; исходящий фактор.

УДК 669.131

ПРОБЛЕМЫ ФОРМИРОВАНИЯ ШЛАКА В ИНДУКЦИОННЫХ ТИГЕЛЬНЫХ ПЕЧАХ

Алимухамедов Ш.П., Турсунов Н.К., Тоиров О.Т.

Ташкентский государственный транспортный университет, Ташкент, Узбекистан

E-mail: u_nadir@mail.ru

Аннотация: Статья посвящена проблеме формирования шлака в индукционных тигельных печах (ИТП). Рассмотрен наилучший способ уменьшения высоты мениска в процессе формирования активного шлака при выплавке металла в ИТП. Дана методика расчета высоты столба металла, уравновешивающая электромагнитное давление.

Ключевые слова: шлак; мениск; электромагнитные силы; индукционная тигельная печь; неметаллические включения; десульфурация; рафинирование.

Шлаки в процессе выплавки металла в индукционных тигельных печах до настоящего времени не нашли широкого применения в металлургической практике. Это обусловлено, прежде всего, низкой реакционной способностью шлаков, разогрев которых происходит только в зоне контакта с поверхностью металла, малой величиной поверхности контакта “металл – шлак”, взаимодействием шлаков с футеровкой тигля.

Электромагнитные усилия и вызванная ими электродинамическая циркуляция металла деформируют поверхность ванны, которая приобретает выпуклый мениск высотой $h_{эд}$ (рис. 1). Вследствие этого шлак, покрывающий поверхность металла, стекает к стене тигля, и для того, чтобы все зеркало ванны было покрыто шлаком, приходится давать больше шлакообразующих.

Шлак, скапливающийся у стены тигля и химически взаимодействующий с футеровкой, разъедает ее на большем протяжении, чем при плоской поверхности металла. Кроме

того, при циркуляции металла происходит увеличение экзогенных частиц шлака и продуктов разрушения футеровки тигля в объеме металла.

Электромагнитные силы в металлическом цилиндре, помещенном в цилиндрический индуктор, направлены радиально к оси цилиндра (по направлению потока энергии), причем максимальное давление создается этими силами на оси цилиндра.

Электромагнитные силы, действующие на поверхность металла у дна тигля и на зеркало ванны, весьма малы, электромагнитное давление на оси тигля будет выжимать металл в места с пониженным давлением, т. е. вверх и вниз, этот металл будет перетекать от оси тигля к стене вверх и вниз.

Радиальные силы у поверхности металла усиливают возникающую циркуляцию, называемую двухконтурной. Высота столба металла Δh_m (м), уравнивающая электромагнитное давление $(f_{сж})_{max}$, для ИТП определяется по формуле

$$\Delta h_m = \frac{(f_{сж})_{max}}{d_m \cdot g} \approx \frac{0.32 \cdot 10^{-4} q_m}{d_m \sqrt{\rho_m f}} \approx \frac{6.4 \cdot 10^{-8} (IN_1)^2}{d_m},$$

где $g = 9.81 \frac{м}{с^2}$ – ускорение свободного падения; $q_m = \frac{P_m}{\pi \cdot D_m \cdot h_m}$ – плотность потока активной мощности, Вт/м²; P_m – мощность, выделяемая в металле; $0.32 \cdot 10^{-4} \approx \frac{\sqrt{10^{-7}}}{9.81}$ – коэффициент; $6.4 \cdot 10^{-8} \approx \frac{2\pi\sqrt{10^{-7}}}{9.81 \cdot \sqrt{10^7}}$ – коэффициент; $h_m = \frac{4m_o}{\pi D_m^2 d_{ж.м}}$ – глубина металла, м; d_m – плотность жидкой стали, т/м³; f – частота тока; ρ_m – УЭС жидкой стали; IN_1 – настил тока индуктора, определяющий величину напряженности магнитного поля на внутренней поверхности и в полости индуктора, А/м.

Обычно высоту мениска ограничивают 15 % от высоты металла в тигле, т. е.

$$\frac{\Delta h}{h_m} < 0.15.$$

Наиболее распространенный способ уменьшения высоты мениска Δh_m основан на уменьшении напряженности магнитного поля в верхней части ванны ИТП, в результате чего циркуляция вблизи зеркала ванны ослабляется и подавляется ферростатическим давлением (рис. 2). Однако несимметричное расположение индуктора относительно металла уменьшает теплогенерацию в верхней части тигля и затрудняет плавление металлошихты (отдельные куски шихты свариваются в сплошной «мост», препятствующий сходу холодной шихты в зону плавления). Поэтому целесообразно регулировать электродинамическую циркуляцию по ходу плавки, применяя либо механическое понижение уровня индуктора поднятием тигля или опусканием индуктора, либо электрическое понижение уровня индуктора путем отключения верхних витков [1–2].

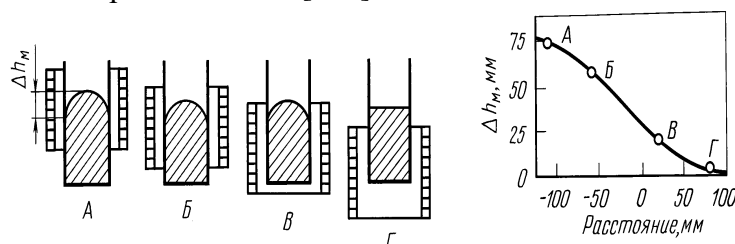


Рис. 2. Зависимость высоты мениска Δh_m от расстояния между центрами металла и индуктора при разном их взаимном расположении (позиции А, Б, В и Г)

Однако при создании условий, компенсирующих эти недостатки, возможно эффек-

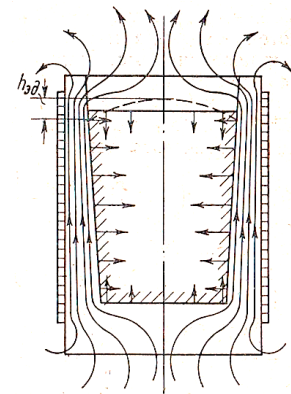


Рис. 1. Магнитное поле и электромагнитные силы в тигле ИТП

тивное использование шлаков для десульфурации и рафинирование металла от неметаллических включений.

Нагрев шлака плазменной дугой. При установке плазмотрона в своде печи (рис.3) появляется возможность подогрева шлака до температуры, требуемой для проведения металлургических процессов на границе “металл–газовая фаза–шлак” [2–4].

Применение шлака системы ($\text{CaO}:\text{CaF}_2:\text{MgO}=7:2:1$) в индукционно-плазменной печи (ИПП) позволило значительно увеличить скорость процесса десульфурации. При этом по сравнению с обычной плавкой степень удаления серы из низколегированной стали повысилась с 40 до 70 %, а из жаропрочного сплава – с 20 до 50 %.

В период рафинирования металла включение плазмотрона позволяет нагревать шлак, увеличивая его реакционную способность, что невозможно в ИТП.

Нагрев шлака дугой постоянного тока. Для интенсификации процесса плавки в ИТП применяют энергию дуги постоянного тока (рис.4). В этом случае графитированный электрод вводят через свод, а подовый электрод – через днище тигля. Дополнительный подогрев дугой нагревает шлак и улучшает качество металла за счет повышения активности флюса и сокращения угара элементов.

В технологический период дуговой нагрев позволяет подогреть “холодный” малоактивный шлак ИТП, увеличивая его рафинировочную способность.

Дополнительное применение дуги постоянного тока, горячей между графитированным электродом и шихтой, позволяет быстро проплавить в ней вертикальный “колодец”. Отдельные куски шихты, образующие внутренние стенки “колодца”, оплавляются и электрически перемыкаются, в результате чего общее электросопротивление шихты снижается, а мощность, передаваемая ей от индуктора, резко возрастает. Происходит сокращение длительности периода расплавления на 20–30 % и снижение удельного расхода электроэнергии [5–9].

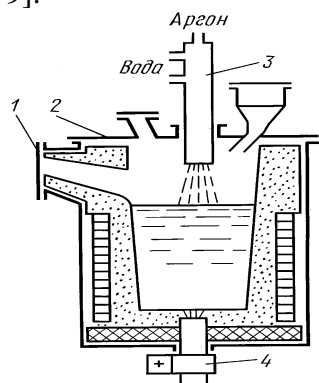


Рис. 3. Схема ИПП: 1 – герметичный сливной носок; 2 – крышка (свод); 3 – дуговой плазмотрон; 4 – подовый электрод – анод

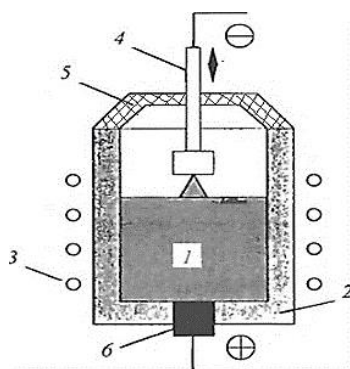


Рис. 4. Схема печи комбинированного нагрева: 1 – нагреваемый металл; 2 – тигель; 3 – индуктор; 4 – графитированный электрод; 5 – свод; 6 – подовый электрод

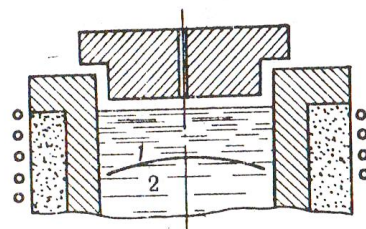


Рис.5. Графитовая крышка для подогрева шлака: 1 – шлак; 2 – металл

Нагрев шлака графитовой крышкой и током по принципу сопротивления. Проведены лабораторные эксперименты процесса десульфурации в ИСТ-0.02 под шлаком, состоящим из 80 % доломита ($\text{CaCO}_3 \cdot \text{MgCO}_3$) и 20 % плавикового шпата (CaF_2). При подогреве шлака графитовой крышкой (рис. 5 и 6), нагреваемой индуцированным током, содержание серы в металле снизилось за 21 мин с 0.090 до 0.036% и с 0.040 до 0.022 %.

Во второй серии экспериментов применили непосредственный нагрев вышеуказанного шлака током по принципу сопротивления (рис. 7). После расплавления два графитовых электрода диаметром 30 мм погружали в шлак на 50 % его толщины. При расстоянии между электродами 30 мм и напряжении 50 В дуга не возникала. Сила тока поддерживалась на уровне 100–150 А. За счет электролиза шлака в течение 25 мин содержание серы понизи-

лось с 0.090 до 0.007 %, а содержание углерода в металле при этом повышалось со скоростью 0.001% в минуту.

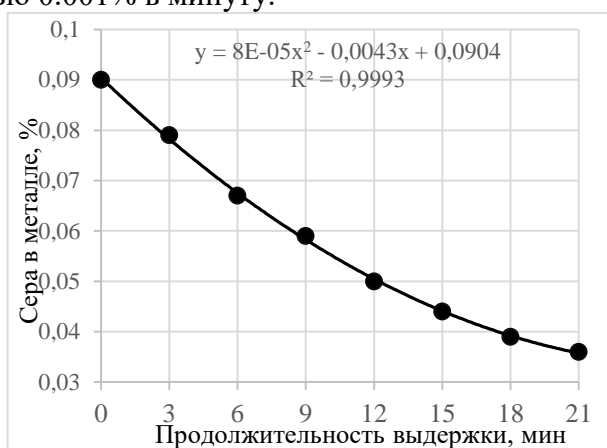


Рис. 6. Зависимость процентного содержания серы от продолжительности выдержки

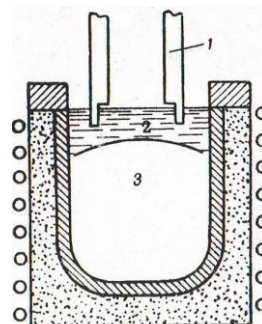


Рис.7. Подогрев шлака током по принципу сопротивления: 1 – электроды; 2 – шлак; 3 – металл

Заключение. Вышеуказанные технические решения еще раз указывают на возможность формирования активного шлака при выплавке стали в ИТП и использование в качестве шихты относительно дешевого лома с пониженным содержанием кремния, марганца и повышенным содержанием серы и фосфора.

Как показали эксперименты, при соблюдении условий, связанных с подбором специальных шлаков, при контроле температуры ванны и уменьшении высоты мениска можно добиться существенного рафинирования стали в ИТП.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Егоров А.В. Электрометаллургия стали и спецэлектрометаллургия // Электроплавильные печи черной металлургии. М.: МИСиС, 2007. – 428 с.
- [2] Костяков В.Н. Плазменно-индукционная плавка. Киев: "Наукова думка", 1991. –205с.
- [3] Фарнасов Г.А. Электротехника, электроника, электрооборудование. Учебник для вузов. М.: "ИНТЕРМЕТ ИНЖИНИРИНГ", 2000. –392с.
- [4] Tursunov N.K., Semin A.E., Sanokulov E.A. Research of dephosphorization and desulfurization processes in smelting of 20GL steel in an induction crucible furnace with further processing in a ladle using rare earth metals // Chern. Met. Vol. 1. 2017. P. 33–40.
- [5] Турсунов Н.К., Тоиров О.Т., Железняков А. А., Комиссаров В. В. Снижение дефектности крупных литых деталей подвижного состава железнодорожного транспорта за счет выполнения мощных упрочняющих рёбер. М., 2021.
- [6] Тен Э.Б., Тоиров О.Т. Оптимизация литниковой системы для отливки «Рама боковая» с помощью компьютерного моделирования // Прогрессивные литейные технологии. 2020. С. 57–63.
- [7] Турсунов Н.К., Тоиров О.Т. Снижение дефектности рам по трещинам за счёт применения конструкции литниковой системы. Проблемы безопасности на транспорте материалы XI международной научно-практической конференции. В 2 частях. Гомель, 2021. С. 162-165
- [8] Семин А. Е., Турсунов Н. К., Косырев К. Л. Инновационное производство высоколегированной стали и сплавов. Теория и технология выплавки стали в индукционных печах. Учебное пособие. Москва: МИ-СиС, 2017. — 166 с.
- [9] Tursunov N. K., Semin A. E., Sanokulov E. A. Study of desulfurization process of structural steel using solid slag mixtures and rare earth metals // Chernye metallurgy. Vol. 4. P. 32–37.

Дата поступления
18.04.2022

Алимухамедов Ш.П., Турсунов Н.К., Тоиров О.Т. Индукцион тигелли печларда шлак ҳосил бўлиши муаммолари
Аннотация: Мақола индукцион тигелли печларда (ИТП) шлак ҳосил бўлиши муаммоларига бағишланган. ИТПда металл эритиши жараёнида фаол шлак ҳосил бўлишида мениск баланглигини камайтиришининг энг яхши усули кўриб чиқилган. Электромагнит босими мувозанатлаштирадиган металл баланглигини ҳисоблаш усули берилган.

Калит сўзлар: шлак; мениск; электромагнит кучлар; индукцион тигелли печи; металл бўлмаган қўшимчалар; олтин-гурутдан тозалаш; тозалаш.

Alimukhamedov Sh.P., Tursunov N.K., Toirov O.T. Problems of slag formation in induction crucible furnaces

Annotation: The article is devoted to the problem of slag formation in crucible induction furnaces (CIF). The best way to reduce the height of the meniscus in the process of active slag formation during metal smelting in the CIF is considered. The method for calculating the height of the metal column, which balances the electromagnetic pressure, is given.

Keywords: slag; meniscus; electromagnetic forces; induction crucible furnace; non-metallic inclusions; desulfurization; refining.

УДК 699.841

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОДЗЕМНЫХ ПОЛИМЕРНЫХ ТРУБ ПРИ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ НА ЦЕНТРОБЕЖНОЙ УСТАНОВКЕ

**Сагдиев Х.С., Тешабаев З.Р., Галиаскаров В.А., Ювмитов А.С.,
Шерниёзов Х.О., Мирзакабиллов Б.Н.**

*Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева АН РУз, Ташкент, Узбекистан
E-mail: imssan@mail.ru*

Аннотация: Разработан метод экспериментального исследования подземных полимерных труб при температурных воздействиях методом центробежного моделирования. Метод базируется на использовании центробежной установки с применением компьютера с программным обеспечением. Эксперименты проведены на центрифуге с эффективным радиусом вращения центрифуги $R_{эф}=1.75$ м, при рабочем масштабе моделирования $n=40$. Результаты инструментальных измерений в числовом и графическом виде предоставляются сразу после окончания эксперимента. Данные, полученные в ходе эксперимента, сохраняются в виде файлов и в дальнейшем могут быть многократно использованы. Экспериментальные исследования проведены при различных глубинах заложения подземных полимерных труб. В процессе проведения экспериментов модель полимерной трубы подвергалась различным температурным воздействиям. Установлено, что процесс удлинения полимерных труб во времени под действием температуры и давления грунта имеет нелинейный характер, а значения абсолютной деформации в зависимости от глубины заложения и температурного фактора могут отличаться в несколько раз.

Ключевые слова: центробежное моделирование; полимерные трубопроводы; температурные воздействия; взаимодействие труб с грунтом; модель сооружения; масштабные коэффициенты; методика эксперимента; измерительный комплекс; тензометрический датчик.

Введение. В системе жизнеобеспечения человечества широко применяются трубы из разных материалов и конфигурации в качестве водопроводов, газопроводов, нефтепроводов, при транспортировке различных ядовитых и взрывоопасных веществ, в отраслях различной индустрии, производства и промышленности. Трубопроводы широко применяют в городах, между городами и населенными пунктами, а также в последние десятилетия широко используют между государствами. Поэтому трубопроводы часто называют «линиями жизни», что свидетельствует об их важной роли в жизни человека. Из-за огромной протяженности и широкого географического использования трубопроводы располагают в разных глубинах со сложными грунтовыми условиями и под водой, они пересекают регионы с тектоническими разломами различной сейсмической интенсивности, подвергаются большой эксплуатационной и сейсмической опасности. Вследствие того, что трубопроводы имеют существенное значение в экономике стран, их надежной эксплуатации уделено большое внимание, в том числе для обеспечения их сейсмической безопасности при эксплуатации.

Трубы, как проводящая система, имеют довольно сложную конструкцию, состоящую из прямолинейных и криволинейных участков, пересекающихся узлов и закрепляющих элементов. В зависимости от сложности конструкций систем трубопроводов, значительной протяженности и широкого географического расположения трубопроводы подвержены различным сейсмическим опасностям, таким как разрушение, явления разжижения грунта, процесс распространения волны, взаимодействие трубы и грунта, сдвиг трубы относительно грунта, отрыв трубы от грунта и др.

Решению перечисленных проблем, установлению закономерностей деформирования и определению напряженного состояния трубопроводов при сейсмических воздействиях посвящены работы многих авторов из разных стран. Приведем некоторые результаты работ других авторов, близких по тематике данной статье. Как известно, землетрясения могут представлять угрозу для структурной целостности заглубленных трубопроводов.

Постоянная деформация грунта вокруг трубопровода квазистатическим способом, не обязательно связанная с высокой сейсмической интенсивностью, может привести к серьезным повреждениям. Анализ последствий землетрясений показал, что большинство повреждений в линейных трубопроводах из стали были вызваны постоянными деформациями грунта, такими как разломные движения, оползни, боковое сжатие, вызванное деформацией грунта, лишь немногие трубопроводы были повреждены в результате распространения волн [1, 2]. Например, такие повреждения трубопроводы получили при землетрясениях в Сан-Фернандо [3], Кобе [4], Коджаэли [5] и Чи-Чи [6].

Исследования сейсмического напряженного состояния заглубленных трубопроводов основываются на определенных предположениях, которые позволяют моделировать рассматриваемый процесс с некоторыми упрощениями, что требует в последующем их уточнения. При исследовании напряженного состояния подземных трубопроводов при сейсмических воздействиях одним из основных моментов является моделирование процесса взаимодействия трубы с окружающим грунтом. Проведен сейсмический анализ взаимодействия грунта с трубой конечной длины на основе модели Винклера. Подход ориентирован на учет осевых деформаций, так как изгибные деформации в заглубленной трубе из-за распространения волны обычно являются эффектом второго порядка [7]. Для решения проблем совместных сейсмических колебаний подземного трубопровода и упругого грунта предполагается, что на границе раздела происходят скольжение и возникающие в нем сдвиговые напряжения пропорционально относительному смещению частиц почвы и трубопровода или их относительной скорости движения [8, 9]. Решена задача динамической устойчивости подземных трубопроводов конечной длины, расположенных в водонасыщенных грунтах [10], выявлено влияние геометрических и механических характеристик трубопровода на динамическую устойчивость системы «грунт–труба». Экспериментальным путем определена зависимость коэффициента взаимодействия полимерной трубы с грунтом. На основе использования экспериментальных данных исследованы продольные колебания подземных полимерных трубопроводов при сейсмических нагружениях [11].

В последние годы появились исследования, в которых изучалось влияние распространения волн на поведение заглубленных трубопроводов с изогнутой осью и их взаимодействия с грунтом. Численный анализ сейсмического поведения подземного трубопровода с прямым углом изгиба показал с увеличением радиуса кривизны усиление деформации в изогнутой области [12]. Использованием упругой модели решены квазистатические задачи отклика труб с прямым углом изгиба на волны Рэлея и определили влияние некоторых основных параметров, таких как длина волны и деформации почвы [13].

В статье [14] рассматривается механическая реакция непрерывных (сварных) подземных стальных трубопроводов, пересекающих активные сейсмические разломы. Эти трубопроводы подвергаются деформациям, связанным с осевыми, сдвиговыми и изгибающими нагрузками, и создают высокие напряжения и деформации в критических местах, которые могут привести к поломке трубопровода. Исследования в работе [15] основаны на моделировании системы «грунт–трубопровод» с помощью нелинейных конечных элементов, учитывающих неупругое поведение окружающей почвы, взаимодействие и контакт между почвой и трубой, развитие больших неупругих деформаций в стальном трубопроводе, искажение поперечного сечения трубопровода и возможное локальное образование коробления и наличие внутреннего давления. Принимая различные параметры почвы как для связных, так и для несвязных почв, исследовано влияние отношения диаметра к толщине трубопровода и изменения напряжения на деформацию стального материала.

В дополнение к численным исследованиям можно привести отдельные экспериментальные работы по изучению напряженного состояния заглубленных трубопроводов из полиэтилена [16–18]. Экспериментальное исследование проведено на центрифуге и основано

на моделировании реакции трубопровода на сейсмический разрыв. В ходе испытаний изучено влияние типа разлома, угла разлома сдвига на механическое поведение трубопровода, а также влияние глубины залегания, диаметра трубопровода и содержания влаги в почве.

В работе [19] исследован вопрос влияния взаимодействия на напряженно-деформированное состояние подземных сооружений в виде жесткого тела с грунтом основания. В работе вязкоупругие характеристики взаимодействия тел определены теоретическим, а также экспериментальными исследованиями и даны графики взаимодействия вязкоупругих характеристик.

Результаты экспериментальных исследований физико-механических свойств центрифугированных и вибрированных образцов приведены в [20]. Проведена оценка неоднородности свойств свежесложенной бетонной смеси для определения изменения водоцементного отношения, остаточного водосодержания и плотности по толщине центрифугированного образца, а также изменение прочностных свойств затвердевшего бетона. В результате проведен численный эксперимент по исследованию несущей способности центрифугированных опор линий электропередач с учётом полученной зависимости изменения прочности бетона по толщине стенки изделия.

В исследовании [21] рассмотрен вопрос распространения температурной волны в стенке полого цилиндра при скачкообразном изменении температуры внутренней среды, возникающем при прекращении движения или циркуляции нагретого потока. Показан алгоритм расчета температурного поля численным методом с помощью явной конечно-разностной схемы повышенной точности в условиях цилиндрической симметрии при граничных условиях первого рода. Приведены результаты вычисления глубины проникновения температурной волны по рассмотренному алгоритму в зависимости от времени с момента начала теплового воздействия.

Приведены результаты численных решений пространственной задачи подземных сооружений с учетом работы окружающего бесконечного массива в однородных и неоднородных областях комбинированным способом [22].

В работе [23] рассматривается определение рациональных параметров разработанного компенсирующего устройства трубопровода в треугольной форме с помощью расчетно-экспериментальных методов исследования. Расчетно-экспериментальным методом получен коэффициент уточнения формы компенсатора, конструктивно выполненного с применением гнутых отводов, для снижения продольного сжимающего усилия, возникающего от температурного перепада до уровня обеспечения общей устойчивости трубопровода в продольном направлении.

Исследован вопрос численного моделирования для оценки возможности центробежного моделирования растворенных веществ адсорбционных, радионуклидных и реакционноспособных растворов [24]. В результате исследования показано, что возможно проведение центробежных экспериментов для оценки физических процессов или химических реакций.

Актуальность. В вышеприведенных научных исследованиях недостаточно экспериментально изучены вопросы взаимодействия подземных трубопроводов с грунтом при температурных воздействиях, которое является актуальной проблемой при применении полимерных труб в системе инженерной коммуникации. Исходя из этого, изучение взаимодействия подземных трубопроводов с грунтом с применением метода центробежного моделирования представляет большой научный и практический интерес.

Методы. Проведение натуральных экспериментов по исследованию напряженно-деформированного состояния трубопроводов и определению параметров взаимодействия трубопроводов с окружающим грунтом требует больших капитальных затрат и длительного времени. Кроме того, создание идентичных не только динамических, но и статических нагрузок в каждой серии опытов чрезвычайно сложно [25]. Эти трудности при экспериментальных исследованиях можно преодолеть, если перейти к модельным экспериментам, в

частности, воспользоваться методом центробежного моделирования [26]. Одним из наиболее прогрессивных экспериментальных методов моделирования является центробежное моделирование. В наиболее сложных случаях, не поддающихся даже приближенному математическому моделированию, а также для проверки результатов расчетов и проектирования прибегают к экспериментальному моделированию, в котором центробежное моделирование является практически единственным в случае прогнозирования состояния системы во времени [27].

В настоящее время метод центробежного моделирования широко применяется в различных областях науки и техники. Центробежное моделирование как метод бурно развивается в мире. Существенно возросло его значение в строительстве, накоплен обширный материал, непосредственно связанный с решением актуальных практических задач [28,29].

Моделирование является средством изучения состояния объектов и происходящих в них процессов. При физическом моделировании изучаемая система (натурное сооружение) воспроизводится с помощью эквивалентной системы (модели сооружения, как правило, имеющей меньший размер). При этом на модели натурные процессы воссоздаются таким образом, чтобы получить необходимую информацию наиболее просто, быстро, дешево и надежно, а в некоторых случаях и более полно, чем при наблюдениях на натурном объекте или расчетным путем.

Однако при обычном физическом моделировании сооружений из грунтов нелинейная связь между напряжениями и деформациями искажает всю картину напряженного состояния модели по сравнению с натурным объектом, прочность маленькой модели увеличивается. В этом случае, как правило, можно наиболее просто получить лишь качественную информацию об объекте. Чтобы достигнуть полного подобия модели и сооружения (обеспечить равенство напряжений, прочность и пропорциональность деформаций), а также получить необходимую количественную информацию об объекте, необходимо увеличить вес единицы объема материала модели.

Такую возможность открывает лишь один метод – метод центробежного моделирования, качественно отличный от других методов физического моделирования. Качественное и принципиальное отличие метода центробежного моделирования состоит в следующем:

- при центробежном моделировании для моделей используют материал натуральных объектов;
- модель помещают в поле центробежных сил, подобное гравитационному полю, увеличивающих вес единицы объема материала модели;
- в модели, находящейся в поле центробежных сил, создается напряженное состояние, идентичное натурному объекту.

Все это обеспечивает полное сохранение физической природы изучаемых явлений и процессов. По сравнению с натурными условиями изменяется лишь масштаб времени их протекания, что делает метод центробежного моделирования прогрессивным и наиболее эффективным. Пользуясь этим методом, можно вносить существенные дополнения к расчетам, во многих случаях получать более точные результаты, в некоторых случаях этот метод позволяет решать такие сложные и не изученные до сих пор вопросы, которые пока не поддаются исследованию ни аналитическим (расчетным) путем, ни с помощью натуральных наблюдений.

Основные соотношения. В качестве силового поля, подобного гравитационному, используется поле центробежных сил, создаваемое центробежной машиной и имеющее в n раз большую интенсивность, где n – линейный масштаб моделирования:

$$n = \sqrt{\frac{\omega^2 R_{ef}}{g} + 1}, \quad (1)$$

где ω – угловая скорость центрифуги; R_{ef} – эффективный радиус вращения; g – ускорение свободного падения.

Модель сооружения размещают в поле центробежных сил, настолько удаленного от оси вращения, а интенсивность центробежного поля принимают настолько значительной, чтобы можно было пренебречь влиянием сил гравитации, искажающих поле сил при моделировании.

Сущность метода можно уяснить из следующего простого примера. При моделировании статических напряжений от собственного веса необходимо, чтобы выдерживалось условие

$$\gamma H = idem, \quad (2)$$

где γ – вес единицы объема материала (грунта); H – мощность слоя грунта.

Представим для естественных условий (натуры)

$$\gamma_n = m_v g, \quad (3)$$

где γ_n – сила, действующая на единицу объема материала (грунта) в гравитационном поле; m_v – масса вещества в единице объема.

Величину ускорения можно изменить, вызывая в рассматриваемой системе (модели) инерционные силы, для чего систему необходимо подвергнуть некоторому ускорению i . Тогда вектор суммарного ускорения для модели будет составлять

$$a_m = g + i \quad (4)$$

а

$$\gamma_m = m_v a_m, \quad (5)$$

где γ_m – сила, действующая на единицу объема данного материала (грунта) в модели в суммарном силовом поле инерции и земного тяготения.

Если модель выполнить в n раз меньше натурального сооружения то, согласно (2), равенство напряжений выражается как

$$\gamma_n H = \gamma_m \frac{H}{n} \quad (6)$$

или

$$\gamma_m = \gamma_n n. \quad (7)$$

Подставив (3) и (5) в (7), получим

$$m_v a_m = n m_v g, \quad a_m = gn, \quad (8)$$

т.е. основное правило центробежного моделирования при рассмотренных условиях состоит в том, чтобы на модель действовали объемные силы, которые превосходили бы силу тяжести во столько раз, во сколько модель меньше действительного сооружения [27].

При таком способе моделирования количественные характеристики наблюдаемых на модели явлений и процессов непосредственно переносятся на природу через соответствующие масштабные коэффициенты, в частности:

$$l_n = n l_m; \quad S_n = n^2 S_m; \quad V_n = n^3 V_m; \quad P_n = n^2 P_m; \quad \sigma_n = \sigma_m; \quad \gamma_n = \frac{1}{n} \gamma_m; \\ T_n = T_m; \quad t_n = n t_m; \quad (t_n = n^2 t_m), \quad (9)$$

где l – длина; S – площадь; V – объем; P – сила; σ – напряжение; γ – объемный вес; T – температура; t – время; n, m – индексы, соответствующие натуре и модели.

В случае моделирования движения механической системы время t при центробежном моделировании будет в n раз меньше, чем в натуре, при моделировании процессов, связанных с вязкими деформациями, – в n^2 раз. Меняя скорость вращения центрифуги, согласно (2), можно выбрать необходимый масштаб моделирования. Учет всех возможных ошибок, связанных с точностью не только измерений, но и моделирования гравитационного поля, приведен в работе [30].

Экспериментальные исследования с полимерными трубами при температурных воздействиях проводили на модернизированной центробежной установке Института механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз. Существовавший измерительный комплекс на базе светолучевых осциллографов заменен новой регистрирующей системой «датчик + усилитель + АЦП + ПК + ПО». Созданная программа регистрации сигналов датчиков позволила

избежать применения фотобумаги и её химическую обработку, значительно сократить время обработки данных и наблюдать на мониторе компьютера за ходом эксперимента в реальном режиме времени. Результаты инструментальных измерений в числовом и графическом виде предоставляются сразу после окончания эксперимента. Данные, полученные в ходе эксперимента, сохраняются в виде файлов и в дальнейшем могут быть многократно использованы.

Для проведения модельных экспериментов на центробежной установке использован четырехканальный измерительный комплекс. Три измерительных канала предназначены для записи сигналов от тензометрических датчиков, установленных на исследуемом объекте, и один канал – для фиксации числа оборотов центрифуги с помощью оптического датчика.

Следует отметить, что в последние десятилетия применение полимерных труб для транспортировки различных сред (воды, газа, нефти и др.) возрастает быстрыми темпами. Это связано с теми преимуществами, которыми обладают трубы из полимерных материалов относительно металлических трубопроводов. Поэтому исследования поведения полимерных труб при различных статических и динамических нагрузках являются актуальными.

Учитывая это, нами было исследовано влияние температурного фактора на деформацию полимерных труб, уложенных в грунт при различных глубинах заложения. Эксперименты проведены на центрифуге с эффективным радиусом вращения $R_{эф} = 1.75$ м, при рабочем масштабе моделирования $n = 40$. При проведении опытов использовали каретку 1 (рис. 1, а) с размерами: длина рабочего участка – 35.2 см; ширина рабочего участка – 23.8 см; высота рабочего участка – 30.0 см.

В качестве экспериментального образца в модели использована полимерная трубка 4 (рис. 1, б) (модель трубы марки П4004Т) со следующими геометрическими размерами: общая длина трубки $l_m = 28.2$ см, наружный диаметр трубки $d_{1m} = 2.2$ см, внутренний диаметр трубки $d_{2m} = 1.5$ см, толщина стенки трубки $\Delta_m = 0.35$ см, длина рабочего участка трубки $l_m = 26.3$ см. Соответственно геометрические размеры в натуре: общая длина трубы $l_n = 11.28$ м, наружный диаметр трубы $d_{1n} = 0.88$ м, внутренний диаметр трубы $d_{2n} = 0.60$ м, толщина стенки трубы $\Delta_n = 0.14$ м, длина рабочего участка трубы $l_n = 10.52$ м.



Рис.1. Каретка с моделью трубы, расположенной на грунтовом основании (а); и модель трубы с системой нагрева (б): 1 – каретка центрифуги; 2,4 – модели трубы; 3 – датчик перемещения; 5 – спираль; 6 – кварцевая трубка

Для проведения экспериментов внутри изготовленной модели из полимерной трубки поместили кварцевую трубку 6 (см. рис. 1, б) для изоляции и равномерного распределения температуры по контуру. Внутри кварцевой трубки поместили спираль 5 (см. рис. 1, б), при помощи которой система нагревается до нужной температуры, значение которой регулируется при помощи автотрансформатора ЛАТР.

Для определения законов изменения температуры при различных режимах нагрева предварительно провели эксперимент с трубкой, расположенной на поверхности грунта. В качестве грунта выбран суглинок нарушенной структуры с объемным весом $\gamma=14.5$ кН/м³ и влажностью $W=9\%$. При этом один конец модели трубки был закреплен жестко, а второй конец мог свободно перемещаться вдоль оси трубки. Перемещение свободного конца модели трубы ΔZ регистрировали при помощи тензометрического датчика, который заранее был оттарирован. При подаче напряжения на электрическую спираль модель трубки нагревается и удлиняется, а изменение температуры трубки ΔT было определено из соотношения

$$\Delta Z_n = \alpha \cdot \Delta T \cdot Z, \quad (10)$$

где ΔZ – удлинение трубки, определяемое по данным тарировки; Z – длина трубки при комнатной температуре; α – коэффициент температурного расширения материала трубки – $\alpha = 1.5 \cdot 10^{-4}$ 1/град.

Определив закон изменения температуры во времени, далее проводили эксперименты по установлению перемещений модели подземного теплопровода из полимерной трубы при различной глубине его расположения в грунте. Для этого в уплотненном грунте путем центрифугирования в течение 30 мин (что в натуре соответствует времени 33 суткам) создали основание, на которое уложили модель трубы 2 (см. рис. 1, а), а затем засыпали её грунтом. Один конец трубки закрепили жестко в каретке центрифуги, у второго свободного конца установили специально изготовленный тензометрический датчик 3, при помощи которого измеряли перемещения трубки относительно грунта при различных значениях температурного воздействия.

На уровне верхней части модели трубы установили датчик для измерения давления грунта на трубку. Перед началом нагрева трубки засыпку уплотняли вращением центрифуги в течение 25–30 мин.

По показаниям записи компьютера на основе тарировочных данных определяли значения перемещений модели подземного теплопровода при изменении его температуры от величины напряжения на нагревательном элементе. Глубина заложения модели трубы в проведенных экспериментах меняли в пределах от 3.0 до 9.0 см, что в натуре соответствует глубине заложения от 1.2 до 3.6 м.

По результатам проведенных экспериментов и анализа полученных данных построены графики изменения удлинения трубки при различных режимах её нагрева и глубины заложения.

Результаты и обсуждение. На рис. 2 приведены зависимости удлинений полимерной трубки во времени после стабилизации вращения центрифуги при различных её глубинах заложения и изменениях напряжений на нагревателе.

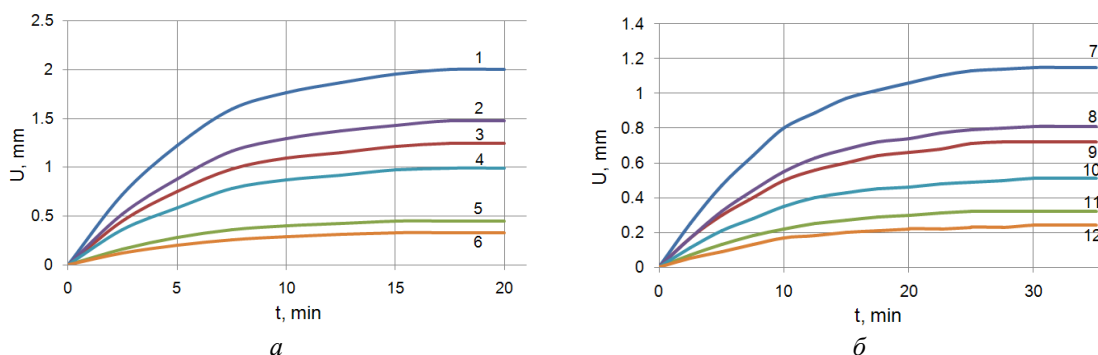


Рис. 2. Зависимость удлинений полимерной трубки во времени (а) от изменения напряжения на нагревателе при различных глубинах заложения (б)

На рис. 2, а приведены зависимости удлинения трубки от времени при вращении

центрифуги в пределах 20–25 мин: кривые 1, 3, 5 соответствуют удлинениям трубки, лежащей на поверхности грунта; кривые 2, 4, 6 соответствуют удлинениям трубки, расположенной на глубине заложения $H_m = 3$ см. Кривые 1, 2, 3, 4, 5, 6 получены при нагреве трубки, вызванные изменением напряжения на нагревателе соответственно при 15 В, 10 В, 5 В. На рис. 2, б приведены зависимости удлинения трубки во времени, расположенных на глубинах заложения от поверхности грунта $H_m = 6$ см (кривые 7, 9, 11) и $H_m = 9$ см (кривые 8, 10, 12), вызванные изменением напряжения на нагревателе. Кривые 7, 8, 9, 10, 11, 12 получены при вращении центрифуги в течение 30–35 мин соответственно напряжениям нагревателя 15 В, 10 В, 5 В.

Полученные инструментальные данные показывают, что с повышением температуры происходит удлинение трубки, причем деформация трубки вначале процесса её нагрева в течение 15–20 мин. имеет нелинейный характер, а затем при постоянных значениях температуры перемещения трубки достигает своего максимального значения и остаётся постоянной. При этом удлинение трубки, лежащей на поверхности грунта, существенно отличается от заглубленной трубки в зависимости от их глубины заложения. В целом с увеличением глубины заложения трубки её удлинение заметно уменьшается в зависимости от действующей на неё температуры.

На рис. 3 приведено изменение давления грунта в зависимости от вращении центрифуги в течение 25–30 мин. Как видно, в начале вращении центрифуги давление грунта на трубку почти прямо пропорционально увеличивается. В течение первых минут, когда центрифуга начинает свое вращение, давление возрастает минимально. После 4-минутного разгона и стабилизации оборотов вращения центрифуги давление в грунте начинает возрастать примерно в течение 13 мин., что связано с уплотнением грунта. Эксперимент показывает увеличение давления грунта на сооружение и стремление его к своему асимптотическому значению в зависимости от длительности действия центробежных сил.

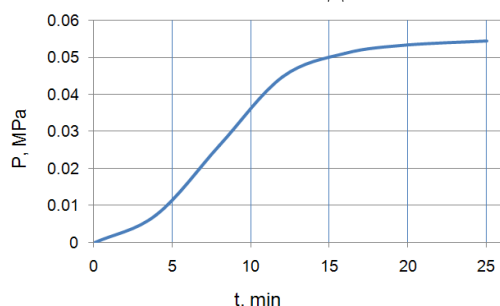


Рис. 3. Изменения давления грунта в зависимости от вращения центрифуги

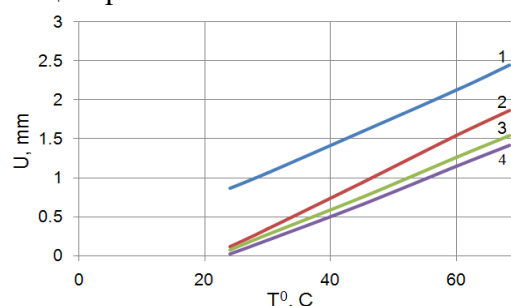


Рис. 4. Зависимость удлинения трубки от температуры при разных глубинах заложения: 1 – свободное; 2 – $H_m=3.0$ см; 3 – $H_m=6.0$ см; 4 – $H_m=9.0$ см

На рис. 4 приведены зависимости удлинения модели трубы от температуры при разных глубинах её заложения: 1 – при свободном расположении на поверхности грунта; 2, 3 и 4 – при глубинах заложения соответственно $H_m=3.0$, $H_m=6.0$ и $H_m=9.0$ см.

При постоянном значении глубины заложения трубки с увеличением температурного воздействия её удлинение возрастает, а при постоянных значениях температурного воздействия с увеличением давления грунта происходит уменьшение удлинения трубки в зависимости от её глубины заложения.

Вывод. На основе результатов исследования можно сделать следующие выводы:

1. С увеличением глубины заложения полимерной трубки при одинаковых значениях температурного воздействия удлинение трубки заметно уменьшается. Например: при постоянной температуре $T = 60^{\circ}\text{C}$ перемещение трубки в свободном состоянии $H_m=0$ см, $U_m = 2.1$ мм; при $H_m=3.0$ см $U_m = 1.6$ мм; при $H_m=6.0$ см $U_m = 1.35$ мм; при $H_m=9.0$ см $U_m = 1.2$ мм, что составляет 76, 64 и 57% от свободного состояния перемещения трубки.

2. С увеличением температурного воздействия при одинаковых значениях глубины заложения удлинение трубки возрастает. Например; при постоянной глубине заложения

трубки $H_m=6.0$ см с увеличением температурного воздействия от $T = 30^0$ до 60^0C значения удлинения трубки возрастают от 0.26 до 1.3 мм.

3. С увеличением глубины заложения значение давления грунта на трубку увеличивается, стремясь к определенной асимптоте.

4. Разработанная измерительная система регистрации данных эксперимента с применением компьютера в качестве регистрирующего устройства позволила наблюдать за экспериментом в режиме реального времени и сохранять в файлах данные, поступающие от датчиков.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] *Ariman T., Muleski G.E.* A review of the response of buried pipelines under seismic excitations // *Earthquake Engineering and Structural Dynamics* Vol.9. 1981. P. 133–51.
- [2] *Liang J., Sun S.* Site effects on seismic behavior of pipelines: a review // *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*. Vol. 122(4). 2000. P. 469–75.
- [3] *Desmod T.P., Power M.S., Taylor C.L., Lau R.W.* Behavior of large-diameter pipeline at fault crossings // *ASCE, TCLEE*. 1995(6). P. 296–303.
- [4] *Nakata T., Hasuda K.* Active fault I 1995 Hyogoken Nanbu earthquake // *Kagaku*. Vol. 65.1995: P. 127–142.
- [5] Earthquake Engineering Research Institute. Kocaeli, Turkey Earthquake of August 17. EERI Special Earthquake Report, 1999.
- [6] *Takada S., Nakayama M., Ueno J., Tajima C.* Report on Taiwan Earthquake // *RCUSS, Earthquake Laboratory of Kobe University*, 1999. P. 2–9.
- [7] *Corrado Virginia, D'Acunto Berardino, Fontana Nicola, Giugni Maurizio.* Inertial Effects on Finite Length Pipe Seismic Response. // *Hindawi Publishing Corporation Mathematical Problems in Engineering*. Vol. 2012. Article ID 824578. P.14.
- [8] *Israilov M. Sh., Mardonov B., Rashidov T.* Seismodynamics of an underground pipeline in nonideal contact with soil: effect of sliding on dynamic stresses//*Journal of Applied Mechanics and Technical Physics*. Vol. 57. 2016. No. 6. P. 1126–1132.
- [9] *Султанов К.С.* Волновая теория сейсмостойкости подземных сооружений. Ташкент: Фан, 2016. – 392 с.
- [10] *Рашидов Т.П., Ан Е.В.* Исследование устойчивости подземного трубопровода с учетом геометрической нелинейности при продольном нагружении. // *Основания, фундаменты и механика грунтов*. 2017. №2. С.7–11.
- [11] *Рашидов Т.П., Нишонов Н.А.* Сейсродинамика подземных полимерных трубопроводов с переменными коэффициентами взаимодействия. // *Основания, фундаменты и механика грунтов*. 2016. №3. С.34–38.
- [12] *Saberi M., Arabzadeh H., Keshavarz A.* Numerical Analysis of Buried Pipelines with Right Angle Elbow under Wave Propagation // *Procedia Engineering*. Vol. 14. 2011. P. 3260–3267.
- [13] *McLaughlin P.M., O'Rourke M.* Strain in pipe elbows due to wave propagation hazard // *Lifeline Earthquake Engineering in a Multi hazard Environment*, ASCE, 2009.
- [14] *Lillig D.B., Newbury B.D., Altstadt S.A.* The second ISOPE strain-based design symposiuma review // *Proceedings of the international society of offshore and polar engineering conference*. Osaka. Japan, 2009.
- [15] *Polynikis Vazouras, Spyros A.Karamanos, Panos Dakoulas.* Finite element analysis of buried steel pipelines under strike-slip fault displacements // *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*. Vol.30. 2010. P. 1361–1376.
- [16] *Ha D., Abdoun T.H., O'Rourke M.J., Symans M.D., O'Rourke T.D., Palmer M.C. et al.* Buried high-density polyethylene pipelines subjected to normal and strike-slip faulting—a centrifuge investigation // *Canadian Geotechnical Journal*. Vol.45. 2008. P.1733–1742.
- [17] *Ha D., Abdoun T.H., O'Rourke M.J., Symans M.D., O'Rourke T.D., Palmer M.C. et al.* Centrifuge modeling of earthquake effects on buried high-density polyethylene (HDPE) pipelines crossing fault zones // *ASCE Journal of Geotechnical and Geoenvironmental Engineering* Vol. 134(10). 2008. P.1501–1515.
- [18] *Abdoun T.H., Ha D., O'Rourke M.J., Symans M.D., O'Rourke T.D., Palmer M.C. et al.* Factors influencing the behavior of buried pipelines subjected to earthquake faulting. // *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*. Vol. 29. 2009. P.415–427.
- [19] *Hojimetov G.H., Bekmirzaev D.A., Yuvmitov A.S.* Determination of Viscosity Parameters in Rigid Body-Soil Interaction // *International Journal "European Science Review"*. Vol. 1–2. 2016. Published January-February 2016. Printed by "East-West". Vienna, Austria. P.163–165.
- [20] *Дедух Д.А., Шуцкый В.Л., Кузьменко А.А.* Свойства центрифугированного бетона опор линий электропередач // *Инженерно-строительный журнал*. 2017. № 7(75). С. 37–51.
- [21] *Самарин О.Д.* Распространение температурных волн в пустотелом толстостенном цилиндре // *Инженерно-строительный журнал*. 2018. № 2(78). С. 161–168.
- [22] *Chernysheva N.V., Kolosova G.S., Rozin L.A.* Combined Method of 3d Analysis for Underground Structures in View of Surrounding Infinite Homogeneous and Inhomogeneous Medium // *Magazine of Civil Engineering*. 2016. No. 2. P. 83–91.
- [23] *Kozhaeva K.V.* Influence of the compensating device parameters on the underwater pipeline stability // *Magazine of Civil Engineering*. 2018. No.4. P. 24–36.
- [24] *Huanhuan Qin.* Centrifugal Modeling and Validation of Solute Transport within Unsaturated Zone. *Magazine of Water*. Vol. 11. 2019. 610. No.11. P.1–21.
- [25] *Рашидов Т.П., Хожметов Г.Х.* Сейсмостойкость подземных трубопроводов. Ташкент: Фан, 1985. –152 с.
- [26] *Покровский Г.И., Федоров И.С.* Центробежное моделирование в строительном деле. М.: Стройиздат, 1968. – 247 с.
- [27] *Федоров И.С., Мельник В.Г., Тейтельбаум А.И., Саввина В.А.* Теория и практика центробежного моделирования в строительстве. М.: Стройиздат, 1984. – 248с.
- [28] *Покровский Г.И., Федоров И.С.* Центробежное моделирование в горном деле. М.: Недра, 1969. – 270 с.

- [29] Яковлева Т.Г., Иванов. Д.И. Моделирование прочности и устойчивости земляного полотна. М.: Транспорт, 1980. – 253 с.
- [30] Тешабаев З.Р. Экспериментальное исследование взаимодействия подземных сооружений с грунтом методом центробежного моделирования. Автореф. дис... канд. техн.наук. Ташкент, 1986. – 20 с.

Дата поступления
21.02.2022

Сэгдиев Х.С., Тешабаев З.Р., Галиаскаров В.А., Ювмитов А.С., Шерниёзов Х.О., Мирзакабилов Б.Н. Температуралар таъсирида полимер қувурларни марказдан қочма қурилмасида экспериментал тадқиқ қилиши.

Аннотация: Марказдан қочма моделлаштириши услуги асосида температуралар таъсирида полимер қувурларни экспериментал тадқиқ қилиши услуги ишлаб чиқилди. Услуг дастурий таъминланган компьютерни қўллаш йўли билан марказдан қочма қурилмасидан фойдаланишига асосланади. Экспериментлар самарали айланши радиуси $R_{эф}=1.75$ м бўлган центрифугада моделлаштириши ишчи масштаби $n=40$ бўлган ҳолда ўтказилди. Инструментал ўлчаш натижалари эксперимент тўхтатилган вақтни ўзида сонлар ва чизмалар қўринишида олинади, файллар қўринишида компьютерда сақланади ва кейинчалик қўн мартаба фойдалинишига имкон яратилади. Экспериментал тадқиқотлар турли чуқурликда жойлашган ер ости полимер қувурлари учун ўтказилди. Экспериментал тадқиқотлар ўтказиши жараёнида полимер қувур модели турли температуралар таъсирида синаб кўрилди. Турли температуралар ва грунт босимлари таъсирида полимер қувурларнинг чўзилиши жараёни нозичиқ характерли эканлиги, уларнинг абсолют деформациялари қийматлари чуқурлиги ҳамда температура факторларига боғлиқ равишида бир неча мартага фарқ қилиши аниқланди.

Калит сўзлар: марказдан қочма моделлаштириши; полимер қувурлар; температура таъсири; дастур билан таъминланган компьютер; қувурни грунт билан ўзаро таъсири; инициал модели; масштаб коэффициентлари; эксперимент услуги; ўлчов мажмуаси; тензометрик датчик.

Sagdiev H.S., Teshabaev Z.R., Galiaskarov V.A., Yuvmitov A.S., Sherniyozov H.O., Mirzakabilov B.N. Experimental studies of underground polymer pipes under temperature effects in a centrifugal plant.

Abstract: The method of experimental investigation of underground polymer pipes under temperature influences by the method of centrifugal modeling is develop in this paper. The method is base on the use of centrifugal installation with PC and software. The experiments were carried out in a centrifuge with an effective radius of rotation of the centrifuge $R_{эф} = 1.75$ m, with a working scale of modeling $n = 40$. The results of instrumental measurements in numerical and graphical form are provide immediately after the end of the experiment. The data obtained during the experiment are save as files and can later be reuse. Experimental studies were carried out at various depths of the underground polymer pipes. In the process of conducting experiments, the polymer pipe model was subjected to various temperature influences. It is establish that the process of elongation of polymer pipes over time under soil pressure and temperature factor has a non-liner character, the value of the absolute deformation depending on the depth of embedding and the temperature factor may differ several times.

Keywords: centrifugal modeling; polymer pipes; temperature influences; computer with software; pipe interaction with soil; construction model; scale factors; experiment technique; measuring complex; strain gauge sensor.

УДК 621.01: 631.588

РАСЧЕТ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЭПИЦИКЛИЧЕСКОГО ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ В РАБОЧЕЙ КАМЕРЕ УБОРОЧНОГО АППАРАТА

Ризаев А.А., Худайкулиев Р.Р., Джураева Н.Б.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева АН РУз, Ташкент, Узбекистан
E-mail: rizayev52@mail.ru

Аннотация: Статья посвящена исследованию традиционной схемы расположения шпиндельных барабанов вертикально-шпиндельного уборочного аппарата с эпициклическим движением шпинделей в рабочей камере. Проанализированы направления совершенствования технологического процесса уборочного аппарата по обеспечению качества сбора хлопчатника. Основываясь на известном методе оценки работоспособности шпиндельных аппаратов по активности, разработана аналитический способ определения модуля и направления вектора абсолютной скорости точки на шпинделе при его сложном плоскопараллельном движении в рабочей камере аппарата. Составлена программа расчета кинематики шпинделя на MathCad-15 и получены графики изменения указанных параметров на примере одной точки на шпинделе. Оценена особенность эпициклического вращения шпинделя в сравнении с гипоциклическим.

Ключевые слова: уборочный аппарат; рабочая камера; барабан; шпиндель; активность; эпициклическое вращение.

Введение. Приводами рабочих органов современных шпиндельных хлопкоуборочных аппаратов являются планетарные механизмы. Так, у горизонтально-шпиндельных аппаратов шпиндели получают вращения от конических и цилиндрических зубчатых шестерен. При этом зубчатое колесо на вертикальном валу кассеты шпинделей, являясь сателлитом планетарного механизма, совершает эпициклическое вращение [1, 2].

Для обеспечения качественных показателей собранного хлопка на уровне требований текстильного производства шпинделям вертикально-шпиндельного аппарата необходимо совершать реверсивные движения [3]. Приводные ролики, неподвижно соединенные со шпинделями, являясь сателлитами планетарного механизма, взаимодействуя с неподвижными ремнями (дуга коронного колеса) в рабочей камере, совершают гипоциклические вращения, а при съеме хлопка со шпинделей в зоне съема аппарата, контактируя с ремнями колодки (дуга центрального или солнечного колеса), совершают эпициклические вращательные движения. Такие вращения шпинделей называются бицикловым движением [4].

Следовательно, по существующей технологической схеме аппарата шпиндель своей зубчатой поверхностью из-за гипоциклического вращения по направлению движения хлопкоуборочной машины способствует отталкиванию растения хлопчатника из рабочей камеры [5, 6]. Это особенно проявляется с увеличением диаметра шпинделей при достаточном их количестве, находящихся в рабочих зонах парно расположенных шпиндельных барабанов. Поэтому исследование альтернативного способа вращения шпинделя в рабочей камере уборочного аппарата является актуальной задачей, и данному вопросу посвящены работы ряда разработчиков [5, 7–12]. Следует отметить, что в Институте механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева АН РУз с целью повышения полноты сбора хлопка были заложены научные основы разработок по увеличению кратности обработки растения хлопчатника парно расположенными шпиндельными барабанами с конструированием и испытанием ряда таких аппаратов [13–15]. При этом кинематическая схема привода шпинделей оставалась без изменения.

Целью настоящей статьи являются анализ исследований технологических и кинематических схем вертикально-шпиндельного уборочного аппарата и разработка расчетной методики эпициклического движения шпинделя в рабочей камере аппарата.

Методы исследования. Методами исследования послужили аналитический обзор и анализ исследований кинематических и технологических схем уборочного аппарата с бициклическим вращением шпинделей, составление аналитических выражений для расчета траекторий и скоростей точек шпинделя при сложном плоскопараллельном движении на основе методов векторной алгебры и координатного способа исследований, кинематики твердого тела. Расчеты выполнены в среде программирования MathCad-15 и построены графики параметров движения шпинделя.

Технологические, кинематические схемы уборочного аппарата и анализ методов их расчета. Во время сбора кусты хлопчатника, проходящие между парно расположенными барабанами уборочного аппарата, сжимаются до величины зазора (рабочей щели) между шпинделями, расположенными по периферии дисков барабана. Вследствие этого его ширина с 350–450 мм уменьшается до 34–28 мм, и под давлением кустов хлопчатника и противоположного к барабану движения шпинделя наблюдается снижение его частоты вращения шпинделя (до 15%) [16], которое влияет на активность рабочего органа.

Как известно, захват хлопка из коробочек рабочими органами и сбор шпиндельными уборочными аппаратами осуществляются только при определенном необходимом значении деформирования пористой раскрытой коробочки (до 30% её объема) [17, 18] шпинделями парно расположенных барабанов и только при активном состоянии их рабочих органов. По определению М.В. Сабликова, «для проникновения зуба между волокнами хлопка наиболее желательное направление скорости V_a вершины зуба A по его оси. При этом вкалывание возможно, если угол заострения зуба меньше, чем $180^\circ - 2\varphi_T$ (φ_T – угол трения волокон по зубу). Если 2α – угол заострения зуба, то вкалывание возможно при отклонениях вектора скорости в пределах некоторого угла δ в ту или другую сторону, который определяется как $\delta = 90^\circ - \alpha - \varphi_T$ » [5].

В исследованиях М.В. Сабликова направление вращения шпинделей в рабочей камере уборочного аппарата имеет особое значение. Так, он отмечает: «В существующих машинах направление вращения шпинделей принято обратным по отношению к направлению вращения барабанов. В связи с этим возникают затруднения при проходе растений через рабочую камеру, изгиб растений, недостаточно захватывание хлопка в передней части рабочей камеры. Поэтому представляет большой интерес изменение направления вращения

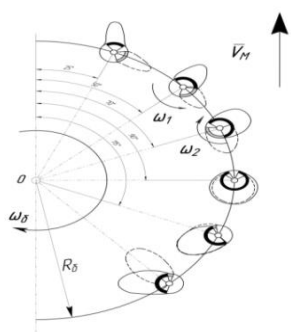


Рис.1. Эпюры активных скоростей шпинделей при их различных направлениях вращения [5] (ω_0 , ω_1 , ω_2 – частоты вращения барабана, шпинделя; индекс 1 – гипоциклическое, 2 – эпициклическое движение)

шпинделей, вращение их в том же направлении, в каком вращается барабан. Все изложенные выше теоретические выводы для обычного направления вращения можно использовать и в данном случае. Такое изменение расположения активной части поверхности шпинделей, бесспорно, должно дать положительный результат в отношении захватывания хлопка. При обратном направлении вращения шпинделя условия наматывания хлопка на шпиндель несколько улучшаются, так как наматывание начинается сразу же после захватывания дольки зубьями, и изменение направления вращения шпинделей создает лучшие условия для захватывания хлопка шпинделями» [5]. На рис. 1 показано расположение активной части поверхности шпинделя и эпюры косоугольных проекций скоростей точек окружности шпинделя при обычном–гипоциклическом (пунктирная линия) и измененном–эпициклическом (сплошная линия) направлениях его вращения на основе работы [5]. Видно, что активная часть поверхности при положениях шпинделя в передней части рабочей камеры находится примерно в зоне возможного касания шпинделя и коробочки.

Следует отметить, что эпюры скоростей построены на основе графического метода исследования кинематики твердого тела с применением специального шаблона.

По поводу съема хлопка со шпинделей М.В. Сабликов заключает: «Необходимо выяснить, как изменяются при этом условия съема хлопка со шпинделей. При изменении направления вращения шпиндели в рабочей камере вращаются в том же направлении, что и шпиндельные барабаны, соответственно этому располагаются их зубья. При съеме хлопка шпиндели должны вращаться в обратном направлении, а именно: против направления вращения шпиндельных барабанов, также должны вращаться и барабаны съемников. Недостатком такого направления вращения съемных барабанов является сбрасывание хлопка, сбиваемого щетками, на шпиндели, уже прошедшие мимо съемника, что неизбежно приводит к значительному ухудшению работы съемника» [5]. Но следует отметить, что в зоне съема хлопка со шпинделей вследствие их реверсивного вращения более 75% сырца само-сбрасывается.

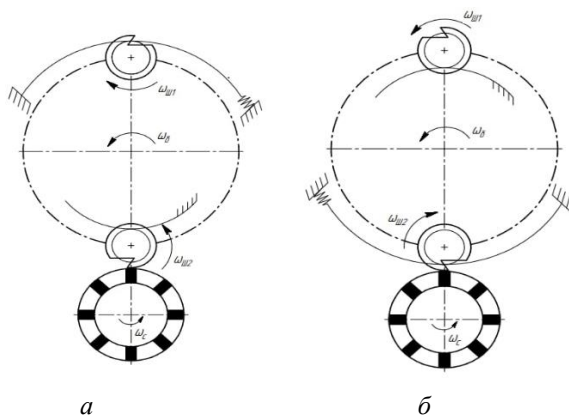


Рис.2. Эффективные варианты съема хлопка со шпинделя при различном направлении его вращения [11]

Влияние направления вращения рабочих органов аппарата на процесс съема хлопка со шпинделей было исследовано в работе З.Х. Иззатова [11]. При этом им были проанализированы 8 вариантов процесса съема хлопка с вертикальных шпинделей планчатыми щеточными съемниками, вращающимися относительно шпинделя с опережениями от 0.5 до 2.5 раза. На рис. 2 показаны два наиболее эффективных варианта процесса съема хлопка со шпинделей по результатам его теоретических и экспериментальных исследований.

Влияние направления вращения рабочих органов аппарата на процесс съема хлопка со шпинделей было исследовано в работе З.Х. Иззатова [11]. При этом им были проанализированы 8 вариантов процесса съема хлопка с вертикальных шпинделей планчатыми щеточными съемниками, вращающимися относительно шпинделя с опережениями от 0.5 до 2.5 раза. На рис. 2 показаны два наиболее эффективных варианта процесса съема хлопка со шпинделей по результатам его теоретических и экспериментальных исследований.

З.Х. Иззатов ввел понятие «коэффициент эффективности съема», определяемый как отношение кольцевой площади намотки хлопка на шпинделе к площади следов щеточных планок на этой намотке. Для подтверждения теоретических расчетов были проведены лабораторно-стендовые опыты на 15-шпиндельном барабане с двумя съемниками. Вместо второго барабана установили обернутый по окружности листовой сталью круглый поджимной барабан для поджима кустов к шпиндельному барабану. Сбор хлопка с кустов производили за один полный оборот шпиндельного барабана, т.е. без вторичного воздействия шпинделей на куст. Наилучшим, кроме серийных машин, является вариант IV(б) (см. рис. 2). Необходимо исследовать его в полевых условиях [11].

В ГСКБ по машинам для хлопководства в целях повышения эффективности работы вертикально-шпиндельной хлопкоуборочной машины был изобретен способ уборки, заключающийся в следующем. Для увеличения полноты сбора хлопка с кустов уборочным аппаратом и снижения его потерь на землю вытягивание хлопка вращающимися шпинделями с разных сторон ряда ведут в противоположных направлениях [7]. Кроме того, техническое решение, включающее «вертикально-шпиндельный хлопкоуборочный аппарат, содержащий несколько пар встречно вращающихся барабанов с установленными по их образующим шпинделями и механизмы привода их во вращение, отличается тем, что с целью снижения потерь хлопка при уборке, шпиндели каждой пары барабанов имеют одностороннее направление вращения и встречное относительно последующей пары» [8].

На базе этих изобретений там же были проведены работы по аппаратам со встречным вращением шпинделей (ВВШ), где шпиндели пары передних барабанов имеют одностороннее направление вращения и встречное относительно последующей пары барабанов [9, 10]. Р.Д. Матчанов отмечает, что «изменение вращения шпинделей передних барабанов за счет лучшего переформирования куста и захвата долек хлопка давало положительный эффект в виде повышения полноты сбора хлопка на 1.5–4.8%. Однако в связи со сложностью съема хлопка съемниками со шпинделей (начесы) это направление было закрыто» [10. С. 264]. Но в отчете ГСКБ отмечается «наилучший вариант уборочного аппарата с ВВШ по очистке от наносов волокна на шпинделях измененного направления вращения при нормальной дефолиации хлопчатника как на сухом (влажность хлопка-сырца W не более 10%), так и на влажном ($W \geq 10\%$) хлопке – суммирующая схема съемников и съемник-чиститель на переднем барабане, съемник в новом положении и съемник-чиститель на заднем барабане» [9].

Из вышеприведенных материалов следует, что графоаналитические методы М.В. Сабликова, предварительно проведенные опыты З.Х. Иззатова, опытно-конструкторские и экспериментальные работы ГСКБ требуют более углубленного теоретического исследования по повышению эффективности уборочного аппарата за счет эпициклического вращения шпинделей, которое позволяет повысить скоростные режимы работы хлопкоуборочной машины.

Образование межотраслевого научно-технического центра (МНТЦ) по разработке новых хлопкоуборочных машин под руководством академика АН РУз А.Д. Глущенко в 1986–1990 гг. позволило развивать научные исследования и разработать более 80 конструкторских решений по созданию, изготовлению и испытанию хлопкоуборочных машин в республике [10]. В этот период А.Д. Глущенко и М.Т. Тошболтаев разработали математические модели технологического процесса с целью расчета наибольшей полноты сбора хлопка, принимая в качестве модели обрабатываемого куста хлопчатника упругую ленту из сжатого хлопкового волокна, движущегося со скоростью V_m (машины), и обрабатываемую шпинделями (они расположены шахматно) парно расположенных барабанов, вращающихся с частотой n_6 относительно каркаса аппарата [15]. Разработанные модели включают только наиболее узкую часть рабочей камеры уборочного аппарата. Кроме того, смоделированы динамические процессы захвата, наматывания хлопка на шпиндель в рабочей зоне и съема дольки со шпинделя съемником. На основе серийной (традиционной) кинематической схемы движения шпинделей в уборочном аппарате разработан метод оценки повреждаемости волокон хлопка в уборочном аппарате, и эта схема принята для создания аппарата многократной обработки кустов (МОК).

В рамках МНТЦ были созданы, испытаны и рекомендованы в производство ряд новых научно-технических и опытно-конструкторских разработок. В числе опытных следует отметить машину ХФ-03 с принципом ВВШ на передних парах и смещенные относительно друг друга по длине (конструкция МОК) задние барабаны [10]. Барабаны оснащены нарезными шпинделями, и на нижнюю часть их надет витой элемент высотой 100 мм от составного шпинделя. Планировалось использование машины и на сборе тонковолокнистого хлопка.

Агротехнические показатели машин определялись в лабораторно-полевых и хозяйственных испытаниях на полях САМИС (ныне – ЦИТТ) в следующих опытах [10]:

- однократный сбор хлопка-сырца машиной ХФ-03 составил 85.95% против 82.57% у ХНП-1,8А (эталон) и на повышенной скорости (5.12 км/ч) на первом сборе лучшие показатели у ХФ-03 из-за эффекта ВВШ и МОК, но зафиксировано повышение засоренности собранного хлопка.

Эти результаты показывают, что у аппарата со встречным вращением шпинделей относительно последующей пары барабанов есть возможность повышения скорости сбора хлопка более чем на 1.3 раза (5.12 км/ч вместо 3.87 км/ч), а для этого необходимо проведение исследований по обоснованию параметров его функционирования и машины.

Ранее отмечалось, что измененному направлению вращения шпинделя должны соответствовать расположения его зубьев. Поэтому в уборочном аппарате правые барабаны будут комплектоваться составными шпинделями с правой навивкой захватывающего элемента, а левые барабаны – левой навивкой по винту.

Экспериментальные исследования показали, что из-за реверсивного вращения шпиндели и приводные ремни испытывают большие нагрузки, в том числе инерционные [16, 19]. Так, усредненное значение углового ускорения составного шпинделя серийной конструкции при реверсе на колодке равняется $8.8 \cdot 10^3 \text{ с}^{-2}$, а на ремне – $6.9 \cdot 10^3 \text{ с}^{-2}$. Эти ускорения отражаются на витках захватывающего элемента в виде изгибных нагрузок [19]. Во время удара ролика о ремень колодки обратного вращения витки захватывающего элемента серийной конструкции расширяются в радиальном направлении, а при взаимодействии с ремнем прямого вращения (гипоциклическое движение) они сужаются, охватывая поверхность несущего стержня шпинделя. Инерционные нагрузки на витках за счет сил трения передаются несущему стержню, разгружая витки захватывающего элемента. Эти знакопеременные изгибные деформации витков в конечном итоге – снижают долговечность работы шпинделя. Изменение направления вращения шпинделя в рабочей камере и оснащение ба-

рабанов одноименными составными шпинделями в перспективе будут способствовать снижению нагруженности витков (до 1.3 раза, так как $8.8/6.9 = 1.275$) захватывающих элементов, а также уменьшению их материалоемкости.

Анализ известных работ по повышению эффективности работы уборочного аппарата позволил заключить следующее:

- изменение направления шпинделей в рабочей камере аппарата за счет желательной ориентации активной поверхности к хлопчатнику должно дать положительный результат при захвате хлопка, и здесь необходимо развивать расчетные методы исследований;

- модели технологического процесса направлены на оптимизацию параметров аппарата с гипоциклическим вращением шпинделей в рабочей камере, и поэтому возникает необходимость исследования движения рабочего органа при эпициклическом вращении, и в последующем рассмотрения съема хлопка со шпинделей при гипоциклическом вращении в зоне съема аппарата;

- с эпициклическим движением шпинделей взаимосвязаны изменения направления навивки витков и расположения зубьев захватывающих элементов составного шпинделя. В перспективе следует ожидать снижение материалоемкости и повышение долговечности составного шпинделя.

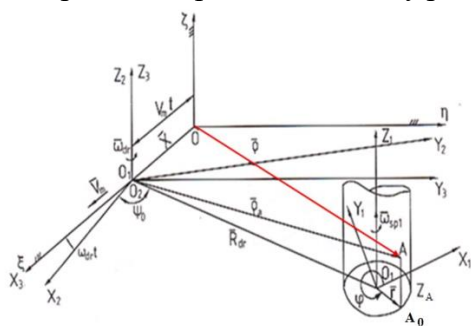
Моделирование кинематики шпинделя при эпициклическом его вращении в рабочей камере аппарата. Как отмечалось, вкалывание зуба в хлопок и захват его с последующим наматыванием на поверхность шпинделя связано с активной составляющей вектора абсолютной скорости V_a на вершине данного зуба.

В отличие от графического метода построения эпюр активных скоростей, как это было сделано в работе [5], нами был разработан аналитический способ определения активной составляющей вектора абсолютной скорости зуба с учетом косоугольной проекции \bar{V}_a на биссектрису угла заострения зуба в виде [20]

$$V_{ak} = k \cdot V_a, \quad (1)$$

где k – коэффициент, характеризующий косоугольную проекцию вектора \bar{V}_a на биссектрису угла заострения зуба. Поэтому разработка метода расчета V_a имеет особое значение.

Выполнение технологического процесса в шпиндельных хлопкоуборочных аппаратах непосредственно связано с их геометрическими, кинематическими и динамическими параметрами рабочих органов. Поэтому расчет режимов работы аппарата для предлагаемой технологической схемы в конечном



итоге определяет качество сбора хлопка. Рассматриваемое эпигипоциклическое планетарное движение вертикального шпинделя с заданным расположением зуба на поверхности может быть смоделировано на основании методов кинематики плоскопараллельного движения твердого тела. Для этого рассмотрим движение любой заданной точки (зуб) на поверхности шпинделя относи-

Рис.3. Взаимосвязанные системы координатных осей для определения положения и абсолютной скорости точки A на поверхности шпинделя при его эпициклическом вращении

тельно коробочки хлопчатника, связанной неподвижно с началом координат $O\xi\eta\zeta$, показанной на рис. 3. При этом воспользуемся четырьмя взаимосвязанными системами декартовых координат, как это сделано в работе [20].

В принятых взаимосвязанных декартовых координатах начальная неподвижная система координат $O\xi\eta\zeta$ связана с землей, на которой расположен куст хлопчатника с раскрытой коробочкой, вторая $O_3X_3Y_3Z_3$ связана с хлопкоуборочной машиной, движущейся с заданной скоростью \overline{V}_m вдоль неподвижной оси $O\xi$. Третья система $O_2X_2Y_2Z_2$ связана с осью вращения барабана (водило планетарной передачи), и она вращается вокруг оси O_2Z_2 с угловой скоростью ω_b относительно системы $O_3X_3Y_3Z_3$. Четвертая система координат $O_1X_1Y_1Z_1$ связана с осью вращения шпинделя, расположенного на расстоянии R_b от центра барабана. Шпиндель совершает вращение вокруг оси O_1Z_1 с угловой скоростью ω_{shl} , а также вместе с барабаном в одном направлении вращается с угловой скоростью $\Omega = \omega_{shl} + \omega_b$ относительно оси $O\xi$. Следовательно, шпиндель совершает сложные движения – два вращения (вокруг собственной оси и оси барабана) и перемещается вместе с машиной вдоль оси $O\xi$ со скоростью V_m .

Воспользуясь расчетной схемой (рис. 3), составим уравнение движения любой заданной точки A на поверхности шпинделя, определяемой радиусом вектором $\overline{\rho}$ в виде [21]

$$\overline{\rho} = \overline{x} + \overline{R}_b + \overline{r} + \overline{z}, \quad (2)$$

где \overline{x} – вектор, определяющий положение уборочного аппарата (система координат $O_3X_3Y_3Z_3$) относительно начала отсчета, т.е. ($O\xi\eta\zeta$), $|\overline{x}| = V_m \cdot t$, м;

\overline{R}_b – вектор, определяющий положение центра шпинделя O_1 относительно системы $O_2X_2Y_2Z_2$ и $|\overline{R}_b| = R_b$, т.е. модуль его равен радиусу барабана, м; \overline{r} – вектор, определяющий положение точки A_0 на поперечном сечении шпинделя в системе координат $O_1X_1Y_1Z_1$ и $|\overline{r}| = r$, т.е. он равен радиусу шпинделя, м; \overline{z} – вектор, определяющий положение точки A вдоль поверхности шпинделя, и модуль его равен $|\overline{z}| = z_A$, м.

Приступим к определению проекции векторного уравнения (2) на координатные оси $O\xi$, $O\eta$, $O\zeta$ (см. рис. 3). Для этого вначале определим положение точки A в подвижной системе координат $O_1X_1Y_1Z_1$ в виде

$$\left. \begin{aligned} X_1 &= r \cdot \cos \varphi \\ Y_1 &= r \cdot \sin \varphi \\ Z_1 &= z_A \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

где φ – угол между осью O_1X_1 и вектором r , рад. Он определяет начальное положение рассматриваемой точки A относительно оси O_1X_1 , т.е. угол поворота шпинделя относительно системы $O_1X_1Y_1Z_1$.

Система координат $O_1X_1Y_1Z_1$, связанная со шпинделем, находясь на расстоянии R_b , вращается относительно системы $O_2X_2Y_2Z_2$ с угловой скоростью $\omega_{shl} = \text{const}$ при известных значениях $X_1 = X_1(\varphi)$, $Y_1 = Y_1(\varphi)$, $Z_1 = Z_A$, из системы (3) положение точки A в данной системе определяется

$$\left. \begin{aligned} X_2 &= R_b \cos \psi_0 + X_1 \cos \omega_{shl} t - Y_1 \sin \omega_{shl} t \\ Y_2 &= R_b \sin \psi_0 + X_1 \sin \omega_{shl} t + Y_1 \cos \omega_{shl} t \\ Z_2 &= Z_1 \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

где ψ_0 – угол, определяющий исходное положение рассматриваемого шпинделя на барабане относительно оси O_2X_2 , рад; $\omega_{shl} \cdot t$ – угол поворота шпинделя в рабочей камере аппарата за время t , рад.

Положение рассматриваемой точки относительно системы координат $O_3X_3Y_3Z_3$, связанной с рамой аппарата (или самой машиной) при известных $X_2Y_2Z_2$ из (4), определяется

$$\left. \begin{aligned} X_3 &= X_2 \cos \omega_6 t - Y_2 \sin \omega_6 t \\ Y_3 &= X_2 \sin \omega_6 t + Y_2 \cos \omega_6 t \\ Z_3 &= Z_2 \end{aligned} \right\}, \quad (5)$$

где ω_6 – угловая скорость вращения системы $O_2X_2Y_2Z_2$ относительно $O_3X_3Y_3Z_3$, c^{-1} ; $\varphi_6 = \omega_6 t$ – угол поворота барабана за время t , рад.

Далее система координат $O_3X_3Y_3Z_3$, связанная с машиной, движется относительно оси $O\xi_1$ с постоянной скоростью V_m , и тогда положение точки A в системе координат $O\xi_1\eta_1\zeta_1$ определяется следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \xi &= X_3 + V_m t \\ \eta &= Y_3 \\ \zeta &= Z_3 \end{aligned} \right\}. \quad (6)$$

На основе уравнений (3) – (6) имеем

$$\left. \begin{aligned} \xi &= R_b \cos(\omega_6 t + \psi_0) + r \cos(\Omega t + \varphi) + x \\ \eta &= R_b \sin(\omega_6 t + \psi_0) + r \sin(\Omega t + \varphi) \\ \zeta &= z_A \end{aligned} \right\}, \quad (7)$$

где $\Omega = \omega_{shl} + \omega_6$ – абсолютная угловая скорость вращения шпинделя относительно оси $O\xi$, c^{-1} ; $x = V_m \cdot t$ – путь, проходимый машиной за время t , м.

Продифференцировав систему уравнений (7) по времени, определим проекцию вектора абсолютной скорости точки A на оси $O\xi$, $O\eta$, $O\zeta$ в системе координат $O\xi\eta\zeta$ в виде

$$\left. \begin{aligned} V_{a\xi} &= V_m - r\Omega \sin(\Omega t + \varphi) - R_b \omega_6 \sin(\omega_6 t + \psi_0) \\ V_{a\eta} &= r\Omega \cos(\Omega t + \varphi) + R_b \omega_6 \cos(\omega_6 t + \psi_0) \\ V_{a\zeta} &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (8)$$

Основываясь на методе кинематики точки, находящейся на поверхности тела, совершающей сложное движение, определим модуль вектора абсолютной скорости точки A на поверхности шпинделя в виде

$$V_a = \sqrt{V^2 + U^2 + V_m^2 - 2[V_m V \sin(\Omega t + \varphi) + UV_m \sin(\omega_6 t + \psi_0) - VU \cos(\psi_0 - \omega_{shl} t - \varphi)]}, \quad (9)$$

где $V = r \cdot \Omega$ – линейная скорость точки A на шпинделе, м/с;

$U = R_b \omega_6$ – линейная скорость барабана по окружности расположения шпинделей, м/с.

Известно, что вектор \overline{V}_a характеризуется как величиной, определяемой из (9), так и направлением, характеризуемым косинусами соответствующих углов между вектором и осями координат $O\xi_1$, $O\eta_1$, $O\zeta_1$. Направление вектора \overline{V}_a так же можно определить относительно касательной к окружности сечения шпинделя, так как именно от значения этого угла оценивается активность зуба шпинделя при захвате хлопка. В работах [5, 20] дана методика расчета нормальной V_{an} и касательной V_{ar} составляющих величин \overline{V}_a , и на их основе определен угол между вектором \overline{V}_a и касательной к окружности сечения шпинделя с учетом его эпициклического движения в виде

$$tg\beta = \frac{V_{an}}{V_{ar}} = \frac{V_m \cos(\Omega t + \varphi) - U \sin(\psi_0 - \omega_{shl} t - \varphi)}{V + U \cos(\psi_0 - \omega_{shl} t - \varphi) - V_m \sin(\Omega t + \varphi)}. \quad (10)$$

Получены расчетные формулы (7) – (10) для траектории, величин и направлений векторов абсолютных скоростей точек на поверхности шпинделей, находящихся в рабочей камере уборочного аппарата.

Как известно из материалов скоростей кино съемки, захват хлопка шпинделем оценивается направлением вектора скорости \overline{V}_a относительно касательной к окружности сечения шпинделя, т.е. углом β и величиной данного вектора. Для примерной оценки возможности захвата хлопка шпинделем в рабочей камере аппарата М.В. Сабликов предложил воспользоваться формулой расчета угла β в виде [5]

$$\cos \beta_a = \frac{\mp V \pm V_m \sin \omega_\delta t}{V_a} \quad (11)$$

Значения членов формулы (11) приведены ранее, а верхние знаки относятся к гипо- и нижние – к эпициклическим вращениям шпинделя.

Расчеты на основе (11) показали, что эта формула действительна только при входе шпинделя в рабочую камеру аппарата, определяемая углом поворота шпинделя от $\varphi_\delta = \omega_\delta t = 0^0$ до $\omega_\delta t = 90^0$, но далее она не дает реальную картину процесса, так как при подстановке в формулу (11) конкретных параметров машин и режимов их работы величина β приобретает или отрицательные, или положительные значения. Поэтому для дальнейших расчетных исследований мы воспользовались выражениями (9), (10) и на их основе в среде программирования MathCad-15 была составлена программа расчетов по определению закономерностей изменения $V_a=V_a(t)$ и $\beta=\beta(t)$, которые показаны на рис. 4, а, б. Исходные данные для расчетов: $R_b = 0.146$ мм, $r = 0.015$ м, $r_\kappa = 0.0125$ м, $V_m = 1.15$ м/с, $\omega_\delta = 10$ с⁻¹ и 12 с⁻¹, $2\alpha = 50^0$, $2\varphi_T = 40^0$, $\beta_1 + \beta_2 = 2\delta$, $\beta_1 = 70^0$ (1.22 рад.) – верхняя и $\beta_2 = 20^0$ (0.35 рад.) – нижняя границы угла активности зуба шпинделя.

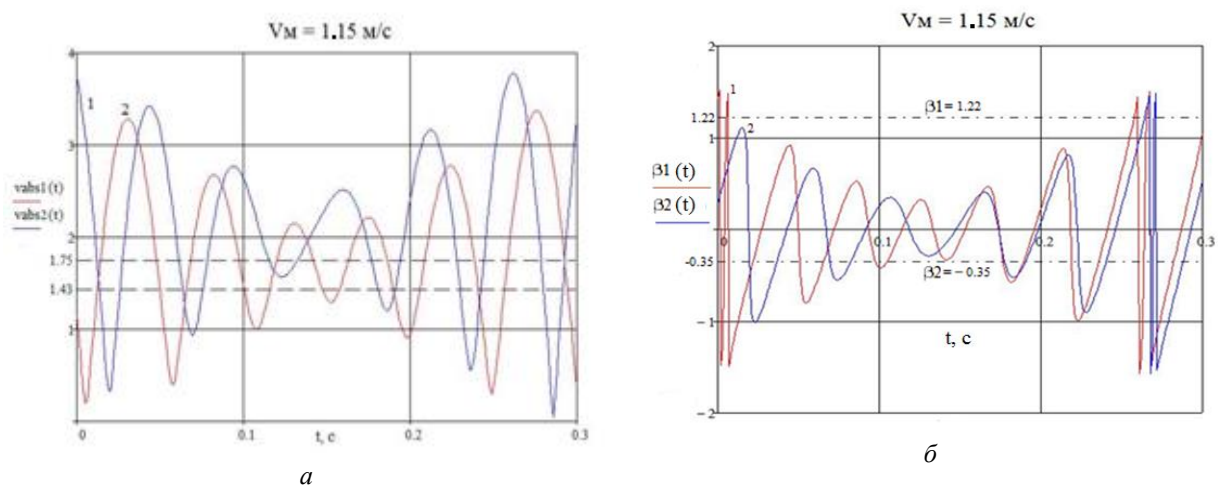


Рис. 4. Графики изменения абсолютной скорости $V_a=V_a(t)$ (а) точки А и ее направляющего угла $\beta=\beta(t)$ (б) относительно касательной к окружности сечения шпинделя в зависимости от времени нахождения последнего в рабочей камере аппарата: 1 – гипоциклическое вращение шпинделя; 2 – эпициклическое вращение шпинделя

Из графиков видно, что закономерности изменения $V_a=V_a(t)$ и $\beta=\beta(t)$ похожи друг на друга, но их величины и фазовые сдвиги существенно отличаются между собой. Так, к примеру, усредненная величина абсолютной скорости рассматриваемой точки А при эпициклическом движении шпинделя $V_{a,cp} \approx 1.43$ м/с, при гипоцикле $V_{a,cp} \approx 1.75$ м/с. На основе графика $\beta=\beta(t)$ (см. рис. 4, б) можно заключить, что вектор \overline{V}_a при эпициклическом вращении шпинделя в большей части находится между пределами $\beta_1 = 70^0$ и $\beta_2 = 20^0$, т.е. в рабочей камере аппарата этот зуб шпинделя большую часть времени находится в активном состоянии.

Для предварительной оценки возможности захвата хлопка зубом шпинделя на рис. 5 а, б показаны графики $\beta_a = \beta_a(t_0)$ для наиболее удаленной точки шпинделя в его последовательном нахождении в рабочей камере при $\varphi = 0^0$, $\omega_{shit} = 0^0$, $\Omega t = \omega_0 t$, $\psi_0 = 0^0$. Расчеты выполнены на основе формулы (10) при указанных исходных данных.

Из графиков видно, что для рассматриваемой точки при $V_m = 1.15$ м/с и $\omega_0 = 10$ с⁻¹ время активного состояния в рабочей камере аппарата на 22% , и при $\omega_0 = 12$ с⁻¹ время (или угол поворота барабана) на 47% больше, чем при гипоциклическом вращении шпинделя.

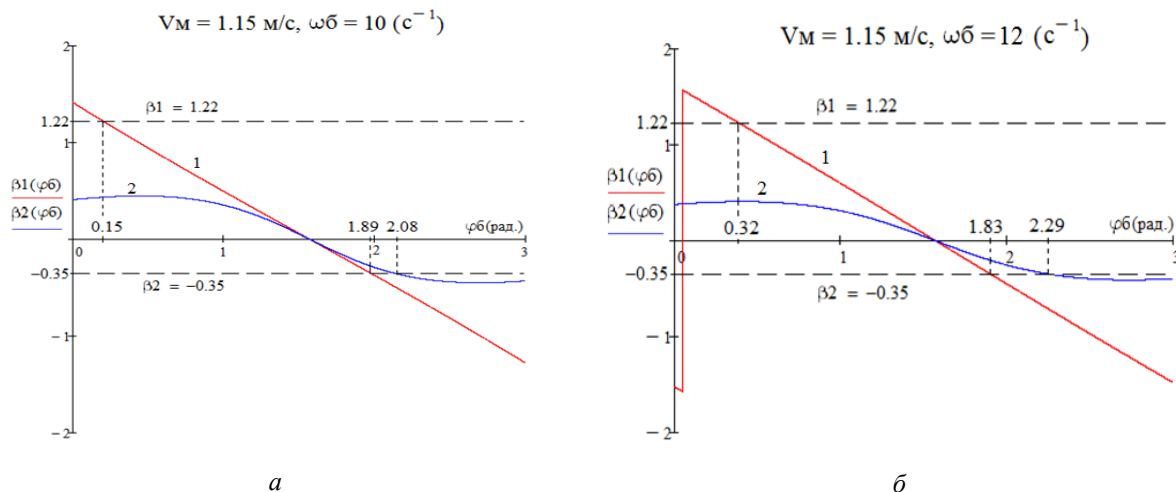


Рис. 5. Графики изменения направляющего угла $\beta = \beta(\varphi_0)$ вектора \overline{V}_a наиболее удаленной точки от центра барабана в зависимости от его угла поворота при гипо- и эпициклических вращениях шпинделя и двух характерных частотах ω_0 вращения барабана: 1 – гипоциклическое вращение шпинделя; 2 – эпициклическое вращение шпинделя

Полученные расчетные величины позволяют заключить, что эффективность эпициклического вращения шпинделя в рабочей камере аппарата существенно выше, чем при гипоциклическом его движении.

Заключение. 1. Из анализа работ по совершенствованию технологического процесса в уборочном аппарате видно, что за счет изменения кинематической схемы работы шпинделей можно повысить эффективность работы шпиндельных барабанов, аппарата и машины в целом.

2. Составлены аналитические выражения для расчетов траектории, величины и направления вектора абсолютной скорости исследуемых точек на поверхности шпинделя при его эпициклическом движении в рабочей камере аппарата.

3. Построены графики изменения величин, направлений относительно касательной к окружности сечения шпинделя скоростей точек при гипо- и эпициклическом его вращениях и дана сравнительная оценка эффективности этих движений в рабочей камере аппарата.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Глуценко А.Д. и др. Моделирование динамических процессов в горизонтально-шпиндельных уборочных аппаратах. Ташкент: Фан, 2004. – 163 с.
- [2] Хлопкоуборочная машина 2022. Руководство по эксплуатации. – Рас-9-79230. Case, апрель, 1997 -245 с.
- [3] А.с. 72225 SU. Хлопкоуборочная машина / Авт. изобр. Розенблум Л.М. 1937. –1 с.
- [4] Ризаев А.А., Алимова Д.Б. Кинематика сателлитов эпи и гипо-циклического планетарного механизма для привода шпинделей уборочного аппарата // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2021. №5. С.32–41.
- [5] Сабликов М.В. Исследование шпиндельных аппаратов хлопкоуборочных машин. Ташкент: Госиздат РУз, 1959. –183с.
- [6] Шполянский Д.М. Технологические основы параметров рабочих органов и схем хлопкоуборочных машин. Ташкент: Мехнат, 1985. –256 с.
- [7] А.с. 222790 SU. Способ уборки хлопка / Авт. изобр. Зарубин Г.А., Чечель С.С. Розенблум Л.М. заяв. ГСКБ по МХ. Оpub. Б.И. 1968. №21.

- [8] А.с. 247684 SU. Вертикально-шпиндельный хлопкоуборочный аппарат / Авт. изобр. Зарубин Г.А. Чечель С.С., Розенблюм Л.М. заяв. ГСКБ по МХ. Оpub.Б.И. 1969 №22.
- [9] Отчет о Нир на тему: «Исследование и разработка новых технологических процессов сбора хлопка-сырца. Встречное вращение шпинделей (ВВШ)». 4.1 шифр 80.002-83. Рук.Барер Н.Б. Ташкент: ГСКБ. 1984.–107 л.
- [10] Матчанов Р.Д. Хлопкоуборочные машины 1929–2010 гг. Ташкент: Fan va texnologiyalar markaziy bosmahonasi, 2011. –354 с.
- [11] Иззатов З.Х. Влияние направления вращения рабочих органов аппарата на процесс съема хлопка со шпинделей // Сб. «Хлопкоуборочные машины: теория и расчет» Под.общ.ред. Уразбаева М.Т. Ташкент: Фан, 1968. С.46–54.
- [12] Усманходжаев Х.Х., Кузибаев Г.С. Кинематика и динамика механизмов и машин. Ташкент: Фан, 1969. – 204 с.
- [13] Каримов А.А. Научные основы геометрических и скоростных параметров хлопкоуборочных машин АНТХ-1,2: Автореф. дис. ... докт. техн. наук. Тбилиси, 1967. – 37 с.
- [14] Розенблюм Л.М. и др. Трёхкратная обработка кустов хлопчатника вертикально-шпиндельным аппаратом. Ташкент: Фан, 1967. – 63 с.
- [15] Глуценко А.Д., Тошболтаев М.Т. Динамика и оптимизация хлопкоуборочного аппарата многократной обработки растений хлопчатника. Ташкент: Фан, 1990. – 232 с.
- [16] Ильясов Х.Х. Динамика основного несущего звена составного шпинделя планетарного механизма хлопкоуборочной машины: Автореф.дис. ... канд. техн. наук. Ташкент, 1982. – 19 с.
- [17] Абдазизов Т. Обоснование основных параметров хлопкоуборочного аппарата, оснащенного ступенчатыми шпинделями: Автореф.дис. ... канд. техн. наук. Ташкент, 1989. – 17 с.
- [18] Матчанов Р.Д., Ризаев А.А., Худайкулиев Р.Р. Некоторые кинематические параметры хлопкоуборочной машины при разовом сборе хлопка // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2021. №1. С.82–91.
- [19] Хусаинов Р.З., Коростылев В.А. Кинематическое воздействие на шпиндель хлопкоуборочного аппарата и его аппроксимация непрерывной функции времени // Механизация хлопководства. 1983. №6. С.13–17.
- [20] Ризаев А.А. Исследование и создание рабочих органов хлопкоуборочного аппарата с высокой эффективностью. Ташкент: Фан, 2017. – 168 с.
- [21] Rizaev A.A., Kuldoshev D.A., Dzhuraeva N.B., Normatov M.K. Epi-and hypo-cyclic spindle drives of a cotton harvester / AEGIS 2021, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 868(2021) 012063.

Дата поступления
24.02.2022

Ризаев А.А., Худайкулиев Р.Р., Джураева Н.Б. Терим аппаратининг ишчи камерасида шпинделни эпициклик айланишини кинематик параметрларини ҳисоблаш

Аннотация: Мақола вертикал шпинделли терим аппаратининг барабанлари анъанавий жойлашувида шпинделлар ишчи камерасида эпициклик ҳаракатини тақиқотиға бағишланган. Пахта теримининг сифати талабларини қондиришиға бағишланган ишлар таҳлил этилди. Аппарат иши фаолиятини баҳоловчи фаоллик мезони асосида текис параллел ҳаракатдаги шпинделнинг эпициклик айланишидан келиб чиқиб, унинг сиртидаги нуқта учун абсолют тезлик вектори қиймати ва йўналишини аниқловчи аналитик усул келтирилди. MathCad-15 дастури асосида шпиндел кинематикасини ҳисоблаш дастури тузилиб, нуқта ҳаракатининг графиклари қурилди ва шпинделнинг эпициклик ҳаракатдаги самараси аниқланди.

Калит сўзлар: терим аппарати; ишчи камера; барабан; шпиндель; эпициклик айланиши; фаоллик.

Rizaev A.A., Khudaykuliev R.R., Djuraeva N.B. Calculation of the kinematic parameters of the epicyclic rotation of the spindle in the working chamber of the harvester

Abstract: The article is devoted to the study of the traditional arrangement of spindle drums vertically spindle harvester with epicyclic movement of spindles in the working chamber. Directions of improvement of technological process of harvesting apparatus for quality assurance of cotton collection from cotton are analyzed. Based on the known method of evaluation of spindle apparatus operability by activity, an analytical method of determining the module and direction of absolute speed of the point on the spindle during its complex plane-parallel movement in the working chamber of the apparatus has been developed. The program of calculation of spindle kinematics by MathCad-15 is compiled and graphs of change of specified parameters are obtained by example of one point on spindle. Peculiarity of epicyclic spindle rotation in comparison with hypocyclic one is evaluated

Keywords: harvester; working chamber; drum; spindle; epicyclic rotation; activity.

РАСЧЕТ ДВИЖЕНИЯ СЕМЯН ВНУТРИ РАБОЧЕЙ КАМЕРЫ ПИЛЬНОГО ДЖИНА

Мухаммадиев Д.М.¹, Ахмедов Х.А.¹, Примов Б.Х.¹, Маллаев О.С.¹, Жамолова Л.Ю.²

¹Институт механики и сейсмостойкости сооружений им.М.Т.Уразбаева АН РУз, Ташкент, Узбекистан

²Ташкентский государственный аграрный университет, Ташкент, Узбекистан

E-mail: davlat_mm@mail.ru

Аннотация: В статье приводятся материалы исследования движения семян внутри рабочей камеры пильного джина с вращающимся шнеком и семяотводящим устройством. Поток хлопка-сырца рассмотрен как сплошная среда. Установлено, что при этом поступивший в рабочую камеру хлопок-сырец (сырцовый валик) вращается между двумя коаксиальными (соосными) цилиндрами $R_1 \leq r \leq R_2$. Расчетами построены законы изменения кинематической и динамической вязкости хлопка в зависимости от производительности хлопка. Установлено, что скорость в радиальном направлении при 300° с увеличением радиуса R_1 снижается на 24%, а в тангенциальном увеличивается на 23.5%.

Ключевые слова: пильный джин; питатель; рабочая камера; сырцовый валик; пильный цилиндр; уравнения движения; семяотводящее устройство; перфорированная труба; сплошная среда; вращающийся шнек, кинематическая и динамическая вязкость хлопка; производительность; угловая скорость.

Введение. Серийный пильный джин 5ДП-130, являясь базовой машиной, не отвечает требованиям однобатарейной поточной линии (7 т/ч по хлопку) по производительности (паспортный 2000^{200} кг волокна в час), а в батарее их имеется два [1]. Кроме того, на типовом хлопкоочистительном заводе установлена вторая линия очистительных машин УХК, позволяющая довести производственные мощности по хлопку до 14 т/ч, которые используются частично при переработке низких сортов хлопка [2]. В связи с этим для такой технологии необходимо создать джин, превышающий производительность серийного джина на 15–20%.

Для уточнения направлений последующих исследований создана экспериментальная рабочая камера с шелушильной камерой к лабораторному 30-пильному джину с дополнительным семяотводящим устройством (рис. 1). По данной схеме возможно применение только консольных колосников [3]. На основе вышеуказанного шаг расположения пил в пильном цилиндре принят равным 18 мм как в типовом пильном цилиндре.

Полнопрофильная рабочая камера с шелушильной камерой (см. рис. 1) позволяет ответить на множество вопросов, связанных с интенсификацией семяотвода, процесса в джине, и на этой основе решить задачу повышения производительности. Эта камера, соответствующая по профилю рабочей камере джина с шелушильной камерой, содержит в центральной части приводное трубчатое семяотводящее устройство с отверстиями по всей поверхности трубы. Отверстия служат для пропуска отджинированных семян во внутреннюю полость трубы, из которой эти семена выводятся семенным шнеком.

Определение тангенциальной и радиальной составляющих вектора скорости сырцового валика даст возможность изучить кинематику летучек и семян внутри рабочей камеры.

При работе пильного джина в рабочую камеру из питателя в дискретном состоянии поступают летучки хлопка, которые поэтапно за несколько циклов джিনিруются за счет

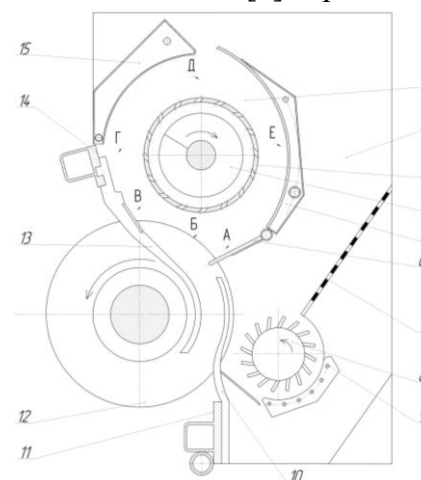


Рис. 1. Пильный джин с шелушильной камерой и семяотводящей системой:
1–рабочая камера; 2–шелушильная камера;
3–семяотводящая труба; 4–шнек; 5–фартук;
6–гребенка; 7–сетчатая поверхность;
8–набрасывающий барабан; 9–колосниковая решетка шелушильной камеры; 10–колосник шелушильной камеры; 11–нижний брус; 12–пильный цилиндр; 13–колосник рабочей камеры; 14–верхний брус; 15–лобовой брус

воздействия вращающихся пил. При этом поступающий с питателя хлопок через набрасывающий барабан и пильный цилиндр в рабочую камеру, образуя сырцовый валик, постоянно вращается между неподвижным наружным и вращающимся внутренним цилиндром.

Методы. В процессе движения семена выделяются снизу рабочей камеры, проходя между пилами и гребенкой, а остальная часть семян перемещается к вращающейся перфорированной трубе, находящейся в средней части рабочей камеры, проходит через ее пазы во внутрь трубы, где подхватывается вращающимся шнеком, и далее выводится наружу через семяотводящую трубу [3].

Рассмотрим приближенное решение данной задачи, принимая поток хлопка-сырца за сплошную среду, имеющую секундный расход, равный Q , поступающий из плоскости наклонного питателя под углом α к горизонту. Поступивший в рабочую камеру хлопок-сырец между двумя коаксиальными (соосными) цилиндрами $R_1 \leq r \leq R_2$, являющимися составляющими сырцового валика рабочей камеры джина, под воздействием вращения осевого цилиндра радиуса R_1 движется с угловой скоростью ω_1 к пильному цилиндру (рис. 2).

В зоне взаимодействия семян с пильным цилиндром происходят захват и сьем волокон с летучек с выносом их через межколосниковые щели наружу в воздушную камеру, а часть семян продолжает двигаться внутри рабочей камеры. После нескольких съемов волокон часть семян под действием собственного веса скатывается между пилами вниз к гребенке, а другая часть, находящаяся в зоне перфорированной трубы, под воздействием давления входит в скошенные пазы трубы и оттуда шнеком выносятся наружу.

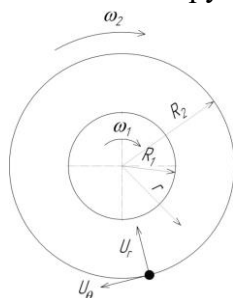


Рис. 2. Расчетная схема рабочей камеры пильного джина с шелушительной камерой и семяотводящей системой

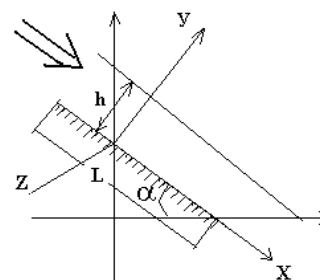


Рис. 3. Расчетная схема

Решим задачу о движении семян в рабочей камере путем моделирования (рис.3) сплошной среды как вязкой жидкости с условной динамической вязкостью μ_c . Для этого решим задачу о стоке сплошной, линейно-вязкой среды с кинематической вязкостью $\nu_c = \mu_c / \rho_c$ с высоты $h = L \cdot \sin \alpha$, (1) где L – длина наклонной плоскости питателя, наклоненного к горизонту под углом α (см. рис. 3).

Уравнение движения в одномерной постановке запишется в виде

$$\mu_c \cdot \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} + \rho_c \cdot g \cdot \sin \alpha = 0. \quad (2)$$

Интегрируя по y , получим распределение скорости и давления в рассматриваемом слое сплошной среды над плоскостью питателя:

$$V = -\frac{\rho_c \cdot g \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \mu_c} \cdot y(h - y), \quad (3)$$

$$P = P_0 + \rho_c \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot (h - y), \quad (4)$$

где $P_0 = 101325$ Па – атмосферное давление ; ρ_c – плотность сплошной среды.

Интегрируя выражение (3) по y от 0 до h , находим секундный расход среды (хлопка), текущей из питателя в рабочую камеру:

$$Q = \rho_c \cdot g \cdot h^3 \cdot L \frac{\sin \alpha}{12 \cdot \mu_c}, \text{ м}^3/\text{с} \text{ или } Q = \rho_c^2 \cdot g \cdot h^3 \cdot L \frac{\sin \alpha}{12 \cdot \mu_c}, \text{ кг}/\text{с}, \quad (5)$$

откуда можно найти среднюю скорость частиц сплошной среды и ее толщину из равенства

$$V_{OH} = Q / (h \cdot L) \quad (6)$$

или

$$h = Q / (V_{OH} \cdot L). \quad (7)$$

Теперь запишем уравнение движения летучек хлопка в рабочей камере вследствие их поступления из питателя и вращения внутреннего цилиндра. При этом предположим, что линия потока частиц сплошной среды находится в плоскости поперечного сечения рабочей камеры. Тогда вектор скорости частиц сплошной среды будет иметь компоненты скорости в радиальном U_r и тангенциальном U_θ направлениях (см. рис. 2), а осевая скорость станет равной нулю $U_z=0$, т.е. $\vec{V} = U_r \cdot \vec{e}_r + U_\theta \cdot \vec{e}_\theta$. Уравнение движения летучек хлопка запишем в векторной форме [4]

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + 2[\vec{\omega} \times \vec{V}] = -grad \left[\frac{V^2}{2} + \Pi + P(\rho_c) \right] - 2 \cdot v_c \cdot rot \vec{\omega} \quad (8)$$

и уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho_c}{\partial t} + div(\rho_c \cdot \vec{V}) = 0, \quad (9)$$

где $\vec{\omega} = \frac{1}{2} rot \vec{V}$ – угловая скорость частиц среды; \vec{V} – вектор скорости частиц среды; ρ_c – плотность среды; Π – потенциальная энергия внешних сил.

Здесь при вышеупомянутых условиях угловая скорость $\vec{\omega}$ будет направлена по оси симметрии рабочей камеры:

$$\vec{\omega} = \omega \cdot \vec{k},$$

где \vec{k} – единичный вектор оси рабочей камеры, а $\omega = V/r$.

Из равенства (7) находим условную кинематическую и динамическую вязкости в виде

$$v_c = \frac{g \cdot Q^2}{12 \cdot V_{OH}^3 \cdot L^2} \cdot \sin \alpha, \text{ м}^2/\text{с} \quad \text{и} \quad \mu_c = v_c \cdot \rho_c. \text{ кг}/\text{мс}. \quad (10)$$

Если учесть максимальное значение производительности пильного джина по хлопку – 7 т/ч (1.94 кг/с), $g=9.806 \text{ м}/\text{с}^2$, $L=2.358 \text{ м}$, $\rho_c=50 \text{ кг}/\text{м}^3$, $V_{OH}=1 \text{ м}/\text{с}$, $\sin \alpha=0.707$, тогда можно построить изменения кинематической и динамической вязкости в зависимости от производительности (рис. 4) [4, 5].

Анализ рис. 4 показывает увеличение кинематической (до 0.39 м²/с) и динамической (до 20 кг/(мс)) вязкости хлопка в лотке питателя с повышением производительности хлопка с 0 до 2 кг/с.

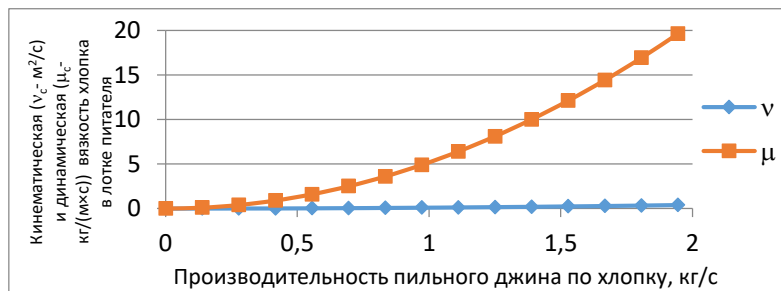


Рис. 4. Изменения кинематической и динамической вязкости хлопка в лотке питателя в зависимости от производительности джина

Уравнения (8) и (9) в проекциях цилиндрической системы запишутся в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial U_r}{\partial t} + U_r \frac{\partial U_r}{\partial r} + \frac{U_\theta}{r} \cdot \frac{\partial U_\theta}{\partial \theta} &= -\frac{\partial P}{\partial r} + v_c \left[\nabla^2 U_r - \frac{U_r}{r^2} - \frac{2}{r^2} \cdot \frac{\partial U_\theta}{\partial \theta} \right], \\ \frac{\partial U_\theta}{\partial t} + U_r \frac{\partial U_\theta}{\partial r} + \frac{U_\theta}{r} \cdot \frac{\partial U_\theta}{\partial \theta} &= -\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial P}{\partial \theta} + v_c \cdot \left[\nabla^2 U_\theta - \frac{U_\theta}{r^2} + \frac{2}{r^2} \cdot \frac{\partial U_r}{\partial \theta} \right], \\ \frac{\partial \rho_c}{\partial t} + \frac{\partial(r \cdot \rho_c \cdot U_r)}{\partial r} + \frac{\partial \rho_c \cdot U_\theta}{\partial \theta} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Здесь r и θ – цилиндрические координаты; U_r, U_θ – компоненты вектора скорости по радиальному и тангенциальному направлениям; $P(\rho_c) = \int dP/\rho_c$ – функция давления; $\nabla^2 U = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot \frac{\partial U}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 U}{\partial \theta^2}$ – лапласиан [6].

Предположим, что сплошная среда сырцового валика является однородной, т.е. плотность среды постоянна: $\rho_c = const$. Тогда функция давления определяется равенством $P(\rho_c) = P/\rho_c$.

Уравнение неразрывности сводится к равенству

$$\frac{\partial(rU_r)}{\partial r} + \frac{\partial U_\theta}{\partial \theta} = 0. \quad (12)$$

Пусть движение частиц среды в рабочей камере стационарное, поскольку количество хлопка-сырца, поступающее из питателя дискретным потоком в рабочую камеру, равномерно по времени, перфорированная труба вращается с угловой скоростью ω_l , а пила – со скоростью 730 об/мин. Тогда уравнения движения (8) при $\omega_l = const$ запишутся в векторной форме в виде

$$2[\vec{\omega} \times \vec{V}] = -grad \left[\frac{V^2}{2} + \Pi + \frac{P}{\rho} \right] - v_c \cdot rot(rot \vec{V}), \quad (13)$$

$$\frac{\partial(r \cdot U_r)}{dr} + \frac{dU_\theta}{d\theta} = 0, \quad div \vec{V} = 0. \quad (14)$$

Угловая скорость сырцового валика определяется равенством

$$\omega = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_\theta}{\partial r} - \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial U_r}{\partial \theta} \right). \quad (15)$$

Предположим, что в рабочей камере удовлетворяется равенство Бернулли (в гидравлическом приближении)

$$\frac{P}{\rho_c} + \frac{V^2}{2} + g \cdot y = \frac{P_o}{\rho_c} + L \cdot g \cdot \sin \alpha = const. \quad (16)$$

Тогда уравнение (13) запишется в виде

$$2[\vec{\omega} \times \vec{V}] = -v_c \cdot rot(rot \vec{V}).$$

Известно следующее равенство:

$$rot(rot \vec{V}) = grad(div \vec{V}) - \nabla^2 \vec{V}.$$

Из равенства (14) имеем, что $div \vec{V} = 0$, тогда последнее равенство запишется в виде $rot(rot \vec{V}) = -\nabla^2 \vec{V}$, а уравнение (13) получит вид

$$2[\vec{\omega} \times \vec{V}] = v_c \cdot \nabla^2 \vec{V}. \quad (17)$$

Теперь вычислим следующее векторное произведение:

$$[\vec{\omega} \times \vec{V}] = -\omega \cdot U_\theta \cdot \vec{e}_r + \omega \cdot U_r \cdot \vec{e}_\theta.$$

Учитывая равенство для вектора скорости, уравнение (17) приводится к следующей системе уравнений:

$$\left. \begin{aligned} 2 \cdot \omega \cdot U_{\theta} &= -v_c \cdot \nabla^2 U_r \\ 2 \cdot \omega \cdot U_r &= v_c \cdot \nabla^2 U_{\theta} \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

При сильно нагруженном состоянии, когда расход сплошной среды, поступающей из питателя, максимальный, среда в рабочей камере вращается в стесненном состоянии, и поэтому их движение будет подобно вращению абсолютно твердого тела вокруг оси рабочей камеры с угловой скоростью, равной $\omega = \omega_1 = const$. В этом случае тангенциальная скорость частиц будет равной $U_{\theta 0} = \omega_1 r$. Радиальное перемещение при этом будет $-U_{r0} = 0$.

Задача о движении сплошной среды между двумя цилиндрами ($R_1 \leq r \leq R_2$), где внутренняя (R_1) вращается, а внешняя (R_2) неподвижна, приводит к уравнениям (18), решение которых ищем методом малого возмущения. Считая, что распределение скоростей частиц сплошной среды мало отличается от поля скоростей затвердевшей сплошной среды, напомним

$$\omega = \omega_1 + \omega'; U_r = U_r'; U_{\theta} = U_{\theta 0} + U_{\theta}' ,$$

где штрихами обозначены возмущения искомым.

Здесь предполагается, что

$$\frac{\omega'}{\omega_1} \ll 1, \quad \left| \frac{U_r'}{U_{\theta 0}} \right| \ll 1, \quad \left| \frac{U_{\theta}'}{U_{\theta 0}} \right| \ll 1.$$

Тогда уравнение (18) сводится к следующей системе уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\omega_1^2}{4 \cdot v_c} \cdot U_r' &= -\nabla^2 \nabla^2 U_r' \\ \frac{\omega_1^2}{4 \cdot v_c} \cdot U_{\theta}' &= -\nabla^2 \nabla^2 U_{\theta}' \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

Согласно условиям задачи, левая часть будет бесконечно малой величиной более высокого порядка и тогда система уравнений сводится к равенствам

$$\left. \begin{aligned} \nabla^2 \nabla^2 U_r' &= 0 \\ \nabla^2 \nabla^2 U_{\theta}' &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Если принять $U_r'(r, \theta)$ и $U_{\theta}'(r, \theta)$ гармоническими функциями от аргументов r и θ , уравнения будут сведены к уравнениям Лапласа

$$\left. \begin{aligned} \nabla^2 U_r' &= 0 \\ \nabla^2 U_{\theta}' &= 0 \end{aligned} \right\} , \quad (21)$$

которые можно записать в виде

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2 U_r'}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial U_r'}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 U_r'}{\partial \theta^2} &= 0 \\ \frac{\partial^2 U_{\theta}'}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial U_{\theta}'}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 U_{\theta}'}{\partial \theta^2} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Решение системы уравнений (22) ищем методом разделения переменных

$$\left. \begin{aligned} U_r' &= F_1(r) \cdot \Phi_1(\theta) \\ U_{\theta}' &= F_2(r) \cdot \Phi_2(\theta) \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

Тогда уравнения (22) с учетом (23) сводятся к следующей системе обыкновенных дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{F_1''(r) + \frac{1}{r} \cdot F_1'(r)}{\frac{1}{r^2} \cdot F_2(r)} &= -\frac{\Phi_1''(\theta)}{\Phi_2(\theta)} = n_1^2 = const \\ \frac{F_2''(r) + \frac{1}{r} \cdot F_2'(r)}{F_2(r)} \cdot r^2 &= -\frac{\Phi_2''(\theta)}{\Phi_2(\theta)} = n_2^2 = const \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

Таким образом, получены следующие уравнения для искомых функций $F_{\kappa}(r)$ и $\Phi_{\kappa}(\theta)$:

$$\left. \begin{aligned} F_{\kappa}''(r) + \frac{1}{r} \cdot F_{\kappa}'(r) - \frac{n_{\kappa}^2}{r^2} \cdot F_{\kappa}(r) &= 0 \\ \Phi_{\kappa}''(\theta) + n_{\kappa}^2 \cdot \Phi_{\kappa}(\theta) &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (25)$$

Решение уравнения (25) ищем в виде

$$F_{\kappa}(r) = r^{m_{\kappa}}, \quad \Phi_{\kappa}(\theta) = e^{\lambda_{\kappa} \cdot \theta}.$$

Тогда будем иметь следующие характеристические уравнения: $m_{\kappa} \cdot (m_{\kappa} - 1) + m_{\kappa} - n_{\kappa}^2 = 0$, $\lambda_{\kappa}^2 + n_{\kappa}^2 = 0$, откуда получим $m_{\kappa} = \pm n_{\kappa}$, $\lambda_{\kappa} = \pm i \cdot n_{\kappa}$ и тогда решение уравнения (25) можно записать в виде

$$\left. \begin{aligned} F_{\kappa}(r) &= \sum_{n=1}^N (A_n^{(K)} \cdot r^n + B_n^{(K)} \cdot r^{-n}) \\ \Phi_1(\theta) = \Phi_2(\theta) &= \sum_{n=1}^N [a_0 + a_n \theta^n] \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

Так как U_r, U_{θ} – возмущения скорости, то решение запишем в виде

$$F_{\kappa}(r) = A_1^{(K)} \cdot r + B_1^{(K)} \cdot \frac{1}{r}; \quad \Phi(\theta) = \sum_{n=1}^N [a_0 + a_n \theta^n]. \quad (27)$$

Для определения коэффициентов A_{κ} , B_{κ} и A , B , C , D , F имеем следующие граничные условия:

$$\begin{aligned} U_{\theta}(R_2, \theta) &= \Phi(\theta); & U_{\theta}(R_1, \theta) &= \omega_1 \cdot R_1; & U_r(R_1, \theta) &= -U_{HC}; \\ U_r(R_2, \theta) &= -V_{H0} \cdot \cos \alpha \text{ при } \theta \in \left[\frac{4 \cdot \pi}{9}; \frac{5 \cdot \pi}{9} \right], & U_r(R_2, \theta) &= 0 \text{ при } \theta \in \left[\frac{4 \cdot \pi}{9}; \frac{5 \cdot \pi}{9} \right], \end{aligned}$$

где U_{HC} – скорость протекания частиц сквозь щели внутреннего цилиндра; R_1 – радиус трубы.

Сначала находим функцию $\Phi(\theta)$ из граничных условий для скорости закрутки U_{θ} при $r=R_2$:

$$U_{\theta}(R_2, \theta) = U_{\theta 0} \cdot \Phi(\theta),$$

где

$$U_{\theta 0} = U_{\theta}(R_2, \pi/2). \quad (28)$$

Результаты и анализ. Для нахождения коэффициентов A , B , C , D , F в формуле (27) воспользуемся распределением тангенциальной скорости частицы среды вдоль внутренней поверхности внешнего цилиндра. Здесь R_2 – радиус рабочей камеры, полученный экспериментальным путем [7]:

$$\begin{aligned} U_{\theta}(R_2, 0) &= 0.926 \text{ м/с}, & \omega(R_2, 0) &= 5.5 \text{ с}^{-1}; \\ U_{\theta}(R_2, \pi/2) &= 0.944 \text{ м/с}, & \omega(R_2, \pi/2) &= 4.2 \text{ с}^{-1}; \\ U_{\theta}(R_2, \pi) &= 0.997 \text{ м/с}, & \omega(R_2, \pi) &= 4.3 \text{ с}^{-1}; \\ U_{\theta}(R_2, 23 \cdot \pi/18) &= 1.467 \text{ м/с}, & \omega(R_2, 23 \cdot \pi/18) &= 15.1 \text{ с}^{-1}; \\ U_{\theta}(R_2, 25 \cdot \pi/18) &= 1.966 \text{ м/с}, & \omega(R_2, 25 \cdot \pi/18) &= 4.7 \text{ с}^{-1}. \end{aligned} \quad (29)$$

Из значений (29) находим неизвестные параметры формулы (27) A , B , C , D и F так, что искомая функция $\Phi(\theta)$ будет определяться равенством

$$\Phi(\theta) = -0.006 \cdot \theta^5 + 0.0717 \cdot \theta^4 - 0.2747 \cdot \theta^3 + 0.4119 \cdot \theta^2 - 0.1988 \cdot \theta + 0.9259. \quad (30)$$

Теперь определим искомые функции $U_r(r, \theta)$ и $U_{\theta}(r, \theta)$ с учетом равенства (26) и угловую скорость $\omega(r, \theta)$:

$$\left. \begin{aligned} F_1(\bar{r}) &= \frac{1}{1 - \bar{R}_1^2} \cdot \left[U_{H0} \cdot \left(\frac{\bar{R}_1^2}{\bar{r}} - \bar{r} \right) - U_{HC} \cdot \left(\frac{\bar{R}_1}{\bar{r}} - \bar{R}_1 \cdot \bar{r} \right) \right] \\ F_2(\bar{r}) &= \frac{1}{1 - \bar{R}_1^2} \cdot \left[U_{\theta 0} \cdot \left(\bar{r} - \frac{\bar{R}_1^2}{\bar{r}} \right) + \omega_1 \cdot R_1 \cdot \left(\frac{\bar{R}_1}{\bar{r}} - \bar{R}_1 \cdot \bar{r} \right) \right] \end{aligned} \right\}, \quad (31)$$

где $\widehat{R}_1 = R_1/R_2$; $\widehat{r} = r/R_2$. Получим решение задачи в виде

$$\left. \begin{aligned} U_r(\widehat{r}, \theta) &= F_1(\widehat{r}) \cdot \Phi(\theta), \quad U_\theta(\widehat{r}, \theta) = F_2(\widehat{r}) \cdot \Phi(\theta) \\ \omega(\widehat{r}, \theta) &= \frac{1}{2} \cdot \left[F_2(\widehat{r}) \cdot \Phi(\theta) - \frac{1}{\widehat{r}} \Phi(\theta) \cdot F_1(\widehat{r}) \right] \end{aligned} \right\} \quad (32)$$

Расчеты уравнений (31 и 32) проведены для данной экспериментальной установки при следующих значениях: $R_2=200$ мм, $n_2=90$ об/мин, $\omega_2=90 \cdot \pi/30=9.425$ с⁻¹. Если принять, что $V_{HC}=0.3 \cdot V_{\omega}$, $V_{ro}=V_{OH} \cdot \sin \alpha$, $\alpha=45^\circ$, $U_{\theta_0}=V_{OH} \cdot \cos \alpha$, $U_{\theta_0}=1$ м/с, $V_{HC}=0.3$ м/с, тогда будем иметь следующие значения искомым функций $F_1(\widehat{r})$ и $F_2(\widehat{r})$ для различных радиусов семяотводящего устройства R_1 , приведенные в табл. 1.

Таблица 1

Значения искомым функций $F_1(\widehat{r})$ и $F_2(\widehat{r})$

Частота вращения семяотводящей трубы, об/мин	$R_1=56$ мм	$R_1=62.5$ мм	$R_1=69$ мм
		$F_1(\widehat{r})=0,061260053/\widehat{r} - 1,47526005 \cdot \widehat{r}$, $F_2(\widehat{r})=$	$F_1(\widehat{r})=0,093460865/\widehat{r} - 1,50746087 \cdot \widehat{r}$, $F_2(\widehat{r})=$
0	$-0,12170185/\widehat{r} + 1,121550837 \cdot \widehat{r}$	$-0,15626547/\widehat{r} + 1,156114459 \cdot \widehat{r}$	$-0,19380328/\widehat{r} + 1,193652271 \cdot \widehat{r}$
100	$0,094988867/\widehat{r} + 0,904860122 \cdot \widehat{r}$	$0,121965937/\widehat{r} + 0,877883052 \cdot \widehat{r}$	$0,151264376/\widehat{r} + 0,848584613 \cdot \widehat{r}$
150	$0,203334224/\widehat{r} + 0,796514765 \cdot \widehat{r}$	$0,26108164/\widehat{r} + 0,738767348 \cdot \widehat{r}$	$0,323798205/\widehat{r} + 0,676050784 \cdot \widehat{r}$
200	$0,311679582/\widehat{r} + 0,688169407 \cdot \widehat{r}$	$0,400197344/\widehat{r} + 0,599651645 \cdot \widehat{r}$	$0,496332034/\widehat{r} + 0,503516955 \cdot \widehat{r}$
250	$0,420024939/\widehat{r} + 0,579824049 \cdot \widehat{r}$	$0,539313048/\widehat{r} + 0,460535941 \cdot \widehat{r}$	$0,668865863/\widehat{r} + 0,330983125 \cdot \widehat{r}$
300	$0,528370297/\widehat{r} + 0,471478692 \cdot \widehat{r}$	$0,678428751/\widehat{r} + 0,321420237 \cdot \widehat{r}$	$0,841399692/\widehat{r} + 0,158449296 \cdot \widehat{r}$
350	$0,636715654/\widehat{r} + 0,363133334 \cdot \widehat{r}$	$0,817544455/\widehat{r} + 0,182304534 \cdot \widehat{r}$	$1,013933522/\widehat{r} - 0,01408453 \cdot \widehat{r}$
400	$0,745061012/\widehat{r} + 0,254787977 \cdot \widehat{r}$	$0,956660159/\widehat{r} + 0,04318883 \cdot \widehat{r}$	$1,186467351/\widehat{r} + 0,18661836 \cdot \widehat{r}$

В табл 2 приведены показатели изменения тангенциальной скорости $U_\theta(R_2, \theta)$ (28) вдоль внутренней поверхности, построенной на основе экспериментальных данных, на рис 5 – распределения радиальной скорости $U_r(\widehat{r}, \theta)$ (32), а на рис. 6 тангенциальной скорости $U_\theta(\widehat{r}, \theta)$ (32) частиц среды в рабочей камере установки.

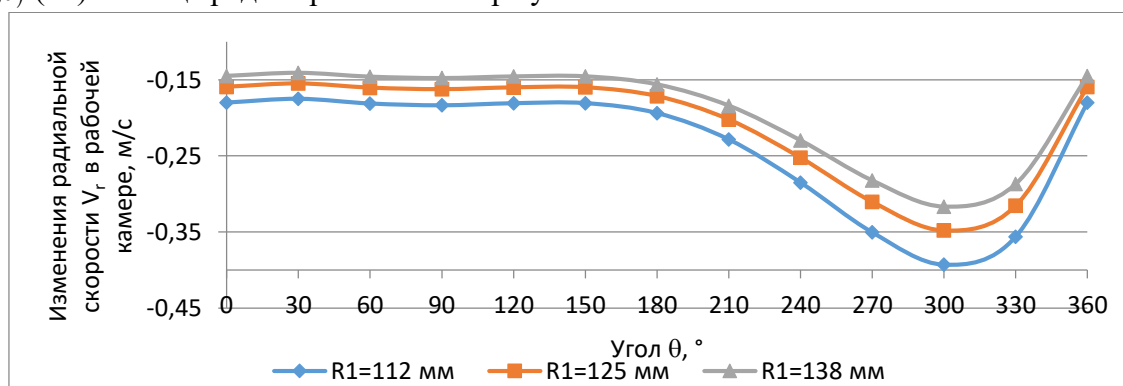


Рис. 5. Изменения радиальной скорости $U_r(\bar{r}, \theta)$ (при $R_2=200$ мм) в зависимости от угла вращения сырцового валика $\theta, ^\circ$

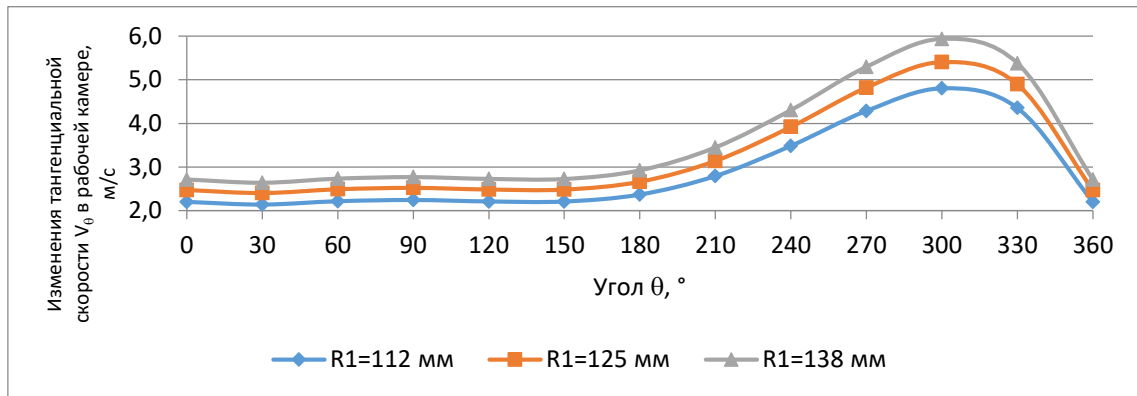


Рис. 6. Изменения тангенциальной скорости $U_\theta(\bar{r}, \theta)$ (при $R_2=200$ мм, $n_1=350$ об/мин) в зависимости от угла вращения сырцового валика $\theta, ^\circ$

Изменения тангенциальной скорости вдоль внутренней поверхности внешнего цилиндра ($U_\theta(R_2, \theta)$) Таблица 2

$\theta, ^\circ$	$\Phi_u(\theta)$	$\theta, ^\circ$	$\Phi_u(\theta)$	$\theta, ^\circ$	$\Phi_u(\theta)$	$\theta, ^\circ$	$\Phi_u(\theta)$
0	0.9259	90	0.9444	180	0.9973	270	1.8043
30	0.9004	120	0.9304	210	1.1758	300	2.0230
60	0.9326	150	0.9298	240	1.4671	330	1.8331

Изменения угловой скорости сырцового валика в рабочей камере приведены на рис. 7 и 8.

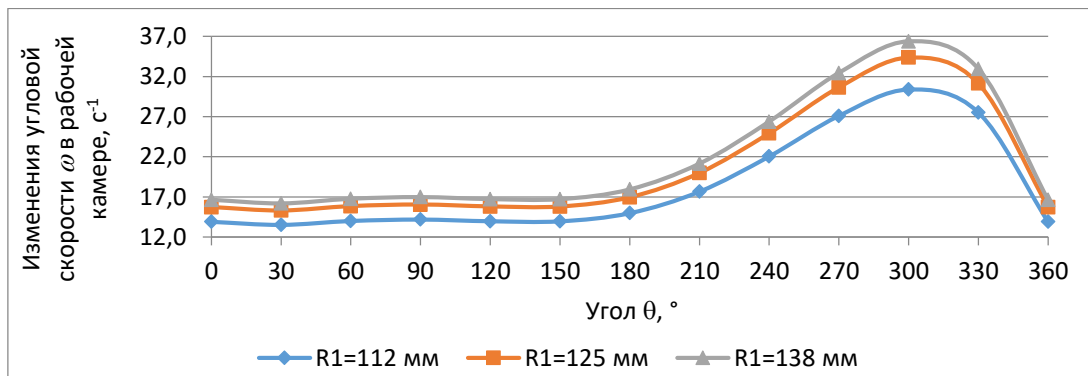


Рис. 7. Изменения угловой скорости $\omega(\bar{r}, \theta)$ (при $R_2=200$ мм, $n_1=350$ об/мин) в зависимости от угла вращения сырцового валика $\theta, ^\circ$

Заключение. В пилу попадают дольки через набрасывающий барабан, а также под действием возникающей при этом центробежной силы находящейся на максимальном расстоянии от центра вращения сырцового валика под действием его вращательного движения.

Поэтому необходимо подобрать параметры таким образом, чтобы оголенные семена отводились изнутри рабочей камеры через гребенки и семяотводящую трубу с помощью шнека.

Результаты расчета показывают, что скорость в радиальном направлении при 300° с увеличением радиуса R_1 с 56 до 69 мм снижается на 24%, а в тангенциальном увеличивается на 23.5%.

Установлено, что минимальные (30°) и максимальные (300°) значения угловой скорости по окружности рабочей камеры отличаются в 2.24 раза. Основные изменения угловой скорости происходят в окрестности пилы (300°) и входной зоне хлопка (210°) рабочей камеры (см. рис. 7 и 8). Около внутреннего цилиндра тангенциальная скорость меньше, чем

скорость вращения точек поверхности наружного цилиндра (кроме точек в окрестности пилы, см. рис. 6 и 9).

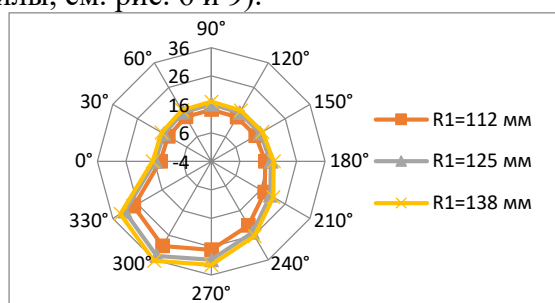


Рис. 8. Изменения угловой скорости $\omega(\bar{r}, \theta)$, с^{-1} (при $R_2=200$ мм, $n_1=350$ об/мин) в зависимости от угла вращения сырцового валика θ , $^\circ$

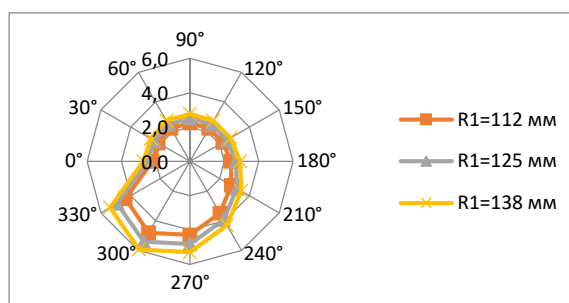


Рис. 9. Изменения тангенциальной скорости $U_\theta(\bar{r}, \theta)$ (при $R_2=200$ мм, $n_1=350$ об/мин) в зависимости от угла вращения сырцового валика θ , $^\circ$

Выводы.

1. Математическое моделирование движения летучек и семян внутри рабочей камеры пильного джина позволило определить радиальную, тангенциальную и угловую скорости сырцового валика вдоль поверхности семяотводящей трубы и рабочей камеры.

2. Установлен закон изменения кинематической (до $0.39 \text{ м}^2/\text{с}$) и динамической (до $20 \text{ кг}/(\text{мс})$) вязкости хлопка в лотке питателя в зависимости от производительности хлопка (до $2 \text{ кг}/\text{с}$).

3. Расчетами определено, что скорость в радиальном направлении при 300° с увеличением радиуса R_1 с 56 до 69 мм снижается на 24% , а в тангенциальном увеличивается на 23.5% . При этом минимальные (30°) и максимальные (300°) значения угловой скорости по окружности рабочей камеры отличаются в 2.24 раза.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Паспорт Джина пильного марки 5ДП-130. Ташкент: Узбекхлопкомаш, 1988. – 22 с.
- [2] Скоординированная технология первичной переработки хлопка. ПДИ 70-2017. “Пахтасаноат илмий маркази” АЖ. Тошкент, 2017. – 94 б.
- [3] Мухаммадиев Д.М. Рабочая камера пильного джина. Патент РУз IAP 04761 (от 31.10.2013г.).
- [4] Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. Изд.4. М.: Наука, 1973. – 848 с.
- [5] Мухаммадиев Д.М. Динамика машинных агрегатов пильного джина с семяотводящим устройством и конденсора пульсирующим воздушным потоком: Дис. ... докт.техн.наук. Ташкент, 2014. – 211 с.
- [6] Хмельник С.И. Уравнения Навье-Стокса: существование и метод поиска глобального решения. Израиль: MiC, 2010. – 106 с. ISBN 978-0-557-48083-8.
- [7] Мухаммадиев Д.М., Кулиев Т.М., Примов Б.Х. Экспериментальное исследование кинематики сырцового валика пильного джина с шелушильной камерой // Проблемы текстиля. 2019. №1. С.18–25.

Дата поступления
24.01.2022

Мухаммадиев Д.М., Ахмедов Х.А., Примов Б.Х., Маллаев О.С., Жамолова Л.Ю. Аррали жин ишчи камераси ичидаги чигитларнинг ҳаракатини ҳисоблаш

Аннотация: Мақолада айланувчи инекли ва чигит чиқариш қурилмалари аррали жин ишчи камераси ичидаги чигитларнинг ҳаракатини ўрганиш материаллари келтирилган. Пахта оқими узлуксиз муҳит сифатида қаралган. Шу билан бирга ишчи камерага кирган пахта (хом ашё валиги) иккита коаксиал (ўқдош) цилиндрлар $R_1 \leq r \leq R_2$ орасида айланади. Пахтанинг кинематик ва динамик қовушқоқлиги унумдорликка нисбатан ўзгариш қонунлари қурилган. 300° да радиал йўналишидаги тезлик R_1 ортиши билан 24% га камайиб, тангенциал йўналишида 23.5% га ошиши аниқланган.

Калит сўзлар: аррали жин; таъминловчи; иш камера; хом ашё валиги; аррали цилиндр, ҳаракат тенгламалари; чигит чиқариш қурилмаси; тешикли қувур; узлуксиз муҳит; айланувчи инек; пахтанинг кинематик ва динамик қовушқоқлиги; унумдорлик; бурчак тезлик.

Mukhammadiev D.M., Akhmedov Kh.A., Primov B.Kh., Mallaev O.S., Zhamolova L.Yu. Calculation of the movement of seeds inside the working chamber of the saw gin

Abstract: The article provides materials for studying the movement of seeds inside the working chamber of a saw gin with a rotating auger and a seed-removing device. The flow of raw cotton is considered as a continuous medium. At the same time, the raw cotton (raw roller) that has entered the working chamber rotates between two coaxial (coaxial) cylinders $R_1 \leq r \leq R_2$. The laws of change in the kinematic and dynamic viscosity of cotton depending on the productivity of cotton have been constructed by

calculations. It has been established that the speed in the radial direction at 300° decreases by 24% with an increase in the radius R_1 , and in the tangential direction it increases by 23.5%.

Keywords: saw gin; feeder; working chamber; raw roller; saw cylinder; equations of motion; seed-removing devices; perforated pipe; continuous medium; rotating screw; kinematic and dynamic viscosity of cotton; productivity; angular velocity.

УДК 631.313.2

ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАВНОМЕРНОСТИ ГЛУБИНЫ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИМИ МАШИНАМИ

Тухтакузиев А., Расулжонов А.

Научно-исследовательский институт механизации сельского хозяйства, пос. Гульбахор, Узбекистан
E-mail: abduosalim_1950@mail.ru

Аннотация: В статье на примере навесного плуга теоретически исследован вопрос выявления путей обеспечения заданной глубины обработки почвы и ее требуемой равномерности почвообрабатывающими машинами. Результатами исследований показано, что заданная глубина обработки почвы и ее требуемая равномерность обеспечиваются, в основном, за счет правильного выбора расстояний по вертикали от опорных плоскостей почвообрабатывающих машин до их нижних присоединительных точек. Впервые получена аналитическая зависимость, позволяющая определить вертикальную силу давления опорного колеса плуга на почву с учетом параметров механизмов навески трактора и навесного устройства плуга. Установлено, что для обеспечения заданной глубины и равномерности хода на этой глубине, т. е. для обеспечения постоянства заданной глубины вспашки плугов, агрегатируемых с колесными пахотными тракторами класса 3–4, широко применяемыми в сельскохозяйственном производстве республики, вертикальные расстояния от их опорных плоскостей до нижних точек присоединения должны быть в пределах 71–77 см.

Ключевые слова: глубина обработки почвы и ее равномерность; навесной плуг; вертикальная сила давления опорного колеса плуга на почву; расстояние по вертикали от опорной плоскости плуга до его нижних присоединительных точек.

Введение. Для всех почвообрабатывающих машин глубина обработки почвы и ее равномерность являются основными показателями их работы. Только при обеспечении заданной глубины обработки почвы и ее равномерности по всему полю создаются благоприятные условия для равномерного роста и развития растений, получения высокого урожая, а также одновременного его созревания [1–3].

Из литературных источников известно [1,4,5], что для обеспечения заглубления почвообрабатывающих машин на заданную глубину и равномерности хода на этой глубине, а следовательно, заданной глубины обработки почвы и ее требуемой равномерности, опорные колеса почвообрабатывающих машин должны быть постоянно прижаты к поверхности почвы и при этом их вертикальная сила давления на почву должна быть равна определенному значению, т.е. $Q_z = Q_{onm}$ (где Q_z – вертикальная сила давления опорных колес на почву; Q_{onm} – оптимальное значение вертикальной силы давления опорных колес на почву, при котором обеспечивается заданная глубина обработки почвы и ее требуемая равномерность). При $Q_z < Q_{onm}$ опорные колеса почвообрабатывающих машин не достаточно копируют неровности поверхности поля и в результате не обеспечивается достаточная равномерность глубины обработки почвы, а при $Q_z > Q_{onm}$ тратится излишняя и бесполезная энергия на их перекачивание.

В ранее проведенных исследованиях [4, 6–10] вопрос обеспечения условия $Q_z = Q_{onm}$ достаточно не исследован, в частности, отсутствуют конкретные рекомендации по обеспечению этого условия с учетом параметров механизмов навесок тракторов и навесных устройств почвообрабатывающих машин. Настоящие исследования проведены для восполнения этого пробела.

Цель исследования – выявление путей обеспечения заданной глубины обработки почвы и ее требуемой равномерности почвообрабатывающими машинами и орудиями.

Методы. Для достижения постановленной цели нами на примере навесного плуга проведены теоретические исследования с использованием методов теоретической и земледельческой механики, а также аналитической геометрии.

Результаты и их анализ. Пользуясь схемой, приведенной на рис.1, определяем вертикальную силу давления опорного колеса плуга на почву

$$Q_Z = N_Z = Mg(X_\pi + l_G) + R_{xz}(X_\pi + e + \frac{n_k - 1}{2}L + \frac{\rho_{xz}}{\sin \psi_{xz}}) \sin \psi_{xz} - R_{xz}(H_1 + Z_\pi) \times \\ \times \cos \psi_{xz} - F_x(H_1 + Z_\pi - 0.5b_\delta) \left[\frac{1}{X_\pi + l_N - \mu(H_1 + Z_\pi - h - 0.5d_T)} \right], \quad (1)$$

где N_z – вертикальная составляющая реакции N почвы на опорное колесо; M – масса плуга; g – ускорение свободного падения; X_π , Z_π – соответственно продольное и вертикальное расстояния от нижних присоединительных точек плуга до его мгновенного центра вращения π в продольно-вертикальной плоскости; l_G – расстояние по горизонтали от нижних присоединительных точек плуга до его центра тяжести; R_{xz} – равнодействующая сил, действующих на лемешно-отвальную поверхность корпусов плуга; e – расстояние по горизонтали от нижних присоединительных точек плуга до носка лемеха первого корпуса; n_k – число корпусов, установленных на плуг; L – продольное расстояние между корпусами плуга; ρ_{xz} – расстояние от носка лемеха среднего (или условно среднего) корпуса до линии действия силы R_{xz} ; ψ_{xz} – угол наклона силы R_{xz} к горизонту; H_1 – расстояние по вертикали от опорной плоскости плуга до его нижних присоединительных точек; F_x – равнодействующая сил трения полевых досок о стенки борозд; b_δ – ширина полевой доски плуга; μ – коэффициент сопротивления перекачиванию опорного колеса плуга; h – глубина вспашки (обработки); d_T – диаметр опорного колеса; l_N – расстояние по горизонтали от нижних присоединительных точек плуга до оси вращения его опорного колеса.

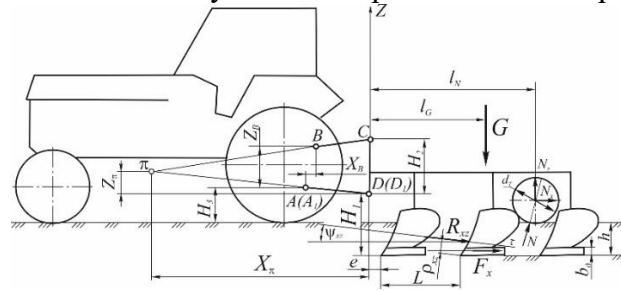


Рис. 1. Схема сил, действующих на плуг в процессе его работы

Пользуясь методами аналитической геометрии [11] в выражении (1), расстояние X_π и Z_π выразим через параметры механизма навески трактора и навесного устройства плуга, а M , l_G , R_{xz} , F_x и l_N – через физико-механические свойства почвы и параметры плуга [1,3], т.е.

$$X_\pi = \frac{H_2 \sqrt{l_0^2 - 0.25(l-c)^2 - (H_3 + h - H_1)^2} \left[\sqrt{l_0^2 - 0.25(l-c)^2 - (H_3 + h - H_1)^2} - X_B \right]}{(H_2 - Z_B) \sqrt{l_0^2 - 0.25(l-c)^2 - (H_3 + h - H_1)^2} - (H_3 + h - H_1) X_B}; \quad (2)$$

$$Z_\pi = \frac{H_2 (H_3 + h - H_1) \left[\sqrt{l_0^2 - 0.25(l-c)^2 - (H_3 + h - H_1)^2} - X_B \right]}{(H_2 - Z_B) \sqrt{l_0^2 - 0.25(l-c)^2 - (H_3 + h - H_1)^2} - (H_3 + h - H_1) X_B}; \quad (3)$$

$$M = n_k m_k; \quad (4)$$

$$l_G = e + \frac{n_k - 1}{2} L; \quad (5)$$

$$l_N = e + (n_k - 1) L; \quad (6)$$

$$R_{xz} = \frac{R_x}{\cos \psi_{xz}} = \frac{n_k \eta \kappa b_k h}{\cos \psi_{xz}} \quad (7)$$

и

$$F_x = \frac{1}{6} R_x = \frac{1}{6} n_k \eta \kappa b_k h, \quad (8)$$

где H_2 – расстояние по вертикали между нижними и верхней присоединительными точками плуга; H_3 – расстояние по вертикали от опорной плоскости трактора до точки крепления нижних тяг его механизма навески; l_0 – длина нижних тяг механизма навески трактора; X_B , Z_B – соответственно расстояния по горизонтали и вертикали между шарнирами крепления нижних и верхней тяг механизма навески трактора; l – поперечное расстояние между нижними присоединительными точками плуга; c – поперечное расстояние между шарнирами крепления нижних тяг механизма навески трактора; m_k – масса плуга, приходящаяся на один корпус; R_x – продольная составляющая сил, действующих на лемешно-отвальную поверхность корпусов плуга; η – коэффициент полезного действия плуга; κ – удельное сопротивление почвы при вспашке; b_k – ширина захвата корпуса плуга.

С учетом формул (2)–(8) выражение (1) имеет следующий вид:

$$Q_Z = \left\{ (n_k m_k g + n_k \eta \kappa b_k h t g \psi_{xz}) \times \frac{H_2 \sqrt{l_0^2 - 0.25(l-c)^2 - (H_3 + h - H_1)^2} \left[\sqrt{l_0^2 - 0.25(l-c)^2 - (H_3 + h - H_1)^2} - X_B \right]}{(H_2 - Z_B) \sqrt{l_0^2 - 0.25(l-c)^2 - (H_3 + h - H_1)^2} - (H_3 + h - H_1) X_B} - \left(\frac{7}{6} n_k \eta \kappa b_k h \right) \frac{H_2 (H_3 + h - H_1) \left[\sqrt{l_0^2 - 0.25(l-c)^2 - (H_3 + h - H_1)^2} - X_B \right]}{(H_2 - Z_B) \sqrt{l_0^2 - 0.25(l-c)^2 - (H_3 + h - H_1)^2} - (H_3 + h - H_1) X_B} + n_k m_k g \left(e + \frac{n_k - 1}{2} L \right) + n_k \eta \kappa b_k h \left\{ \frac{1}{\cos \psi_{xz}} \left[\left(e + \frac{n-1}{2} L + \frac{\rho_{xz}}{\sin \psi_{xz}} \right) \sin \psi_{xz} - H_1 \cos \psi_{xz} \right] - \frac{1}{6} (H_1 - 0.5 b_0) \right\} \right\} : \left\{ \frac{H_2 \sqrt{l_0^2 - 0.25(l-c)^2 - (H_3 + h - H_1)^2} \left[\sqrt{l_0^2 - 0.25(l-c)^2 - (H_3 + h - H_1)^2} - X_B \right]}{(H_2 - Z_B) \sqrt{l_0^2 - 0.25(l-c)^2 - (H_3 + h - H_1)^2} - (H_3 + h - H_1) X_B} + e + (n_k - 1) L + \mu \left\{ H_1 + \frac{H_2 (H_3 + h - H_1) \left[\sqrt{l_0^2 - 0.25(l-c)^2 - (H_3 + h - H_1)^2} - X_B \right]}{(H_2 - Z_B) \sqrt{l_0^2 - 0.25(l-c)^2 - (H_3 + h - H_1)^2} - (H_3 + h - H_1) X_B} - h - 0.5 d_T \right\} \right\} \quad (9)$$

Обсуждение. В выражении (9) значения H_3 , X_B , Z_B , l_0 и c заданы и известны по трактору, H_2 и l – стандартизированы [12–16], M , l_G , l_N , d_T , e , L – принимаются, в основном, из условий надежного и качественного выполнения плугом заданного технологического процесса при минимальных материально-энергетических затратах, условие $Q_z = Q_{onm}$, а следовательно,

заданная глубина вспашки и ее требуемая равномерность обеспечиваются, главным образом, за счет изменения расстояния H_1 , т.е. расстояния по вертикали от опорной плоскости плуга до его нижних присоединительных точек.

Для определения оптимального значения расстояния H_1 , обеспечивающего заданную глубину вспашки и ее требуемую равномерность, по выражению (4) строится графическая зависимость $Q_Z = f(H_1)$ и из нее по известному значению Q_{onm} определяется оптимальное значение H_1 .

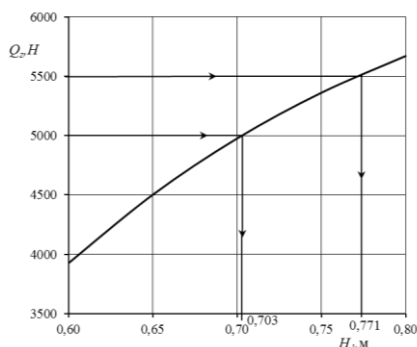


Рис. 2. Зависимость изменения Q_Z от H

Принимая для применяемых в настоящее время в сельскохозяйственном производстве нашей республики колесных пахотных тракторов класса 3–4 и агрегируемых с ними четырех корпусных плугов $H_3=0.6$ м, $X_B=0.3$ м, $Z_B=0.56$ м, $l_0=0.95$ м, $c=0.62$ м, $H_2=0.9$ м, $l=1.04$ м, $n_k=4$ шт., $m_k=250$ кг, $\eta=0.7$, $\kappa=0.9 \cdot 10^5$ Па, $b_k=0.45$ м; $g=9.81$ м/с², $\rho_{xz}=0.15$ м, $\psi_{xz}=12^\circ$, $h=0.30$ м, $e=0.45$ м, $L=1.0$ м, $b_0=0.2$ м, $\mu=0.2$, $d_T=0.5$ м, на рис.2 построена графическая зависимость $Q_Z = f(H_1)$. Подставляя в нее значения Q_{onm} (5.0–5.5 кН

[4]) определим, что для обеспечения заданной глубины вспашки (30 см) и ее требуемой равномерности вертикальное расстояние от опорных плоскостей до нижних присоединительных точек четырехкорпусных плугов, агрегируемых с колесными пахотными тракторами класса 3–4, должно быть в пределах 70.3–77.1 см.

Заключение. Как показали проведенные исследования, заглубление почвообрабатывающих машин на установленную глубину и равномерность хода их на этой глубине, а следовательно, заданная глубина обработки почвы и ее требуемая равномерность обеспечиваются за счет изменения вертикального расстояния от их опорных плоскостей до нижних присоединительных точек. Установлено, что у четырехкорпусных плугов, агрегируемых с колесными пахотными тракторами класса 3–4, для обеспечения заданной глубины вспашки и ее требуемой равномерности вертикальное расстояние от их опорных плоскостей до нижних точек присоединения должно быть в пределах 70.3–77.1 см.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Синеоков Г.Н., Панов И.М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. М: Машиностроение, 1977. – 328 с.
- [2] Соколов Ф.А. Агрономические основы комплексной механизации хлопководства. Ташкент: Фан, 1977. – 224 с.
- [3] Кленин Н.И., Сакун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. М: Колос, 2005. – 671 с.
- [4] Бурченко П.Н. Механико-технологические основы почвообрабатывающих машин нового поколения. М., 2002. – 212 с.
- [5] Бледных В.В. Устройство, расчет и проектирование почвообрабатывающих орудий. Челябинск, 2010. – 203 с.
- [6] Tukhtakuziyev A., Rasuljanov A., Mamadaliyev M., Khalilov M., Mukimova D. Determination of the Depth of Immersion in the Ground of the Support Wheel of the Suspension Fork // International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology. India, IJARSET. Vol. 8. 2021. Issue 3. P. 16891–16895.
- [7] Tukhtakuziev A., Rasuljonov A.R. Ensuring the stability of the processing depth of suspended soil mounted machines // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Vol. 614 (1). 012156. doi:10.1088/1755-1315/614/1/012156.
- [8] Гайбуллаев Б.Ш. К обоснованию параметров навески плугов // 2nd International scientific conference “European Applied Sciences: modern approaches in scientific researches”. Germany. Vol. 3. 2013. P. 21–22.
- [9] Хушвактов Б.В., Гайбуллаев Б.Ш. Устойчивость прямолинейного движения трактора в агрегате с плугом // 2nd International scientific conference “European Applied Sciences: modern approaches in scientific researches”. Vol. 3. Stuttgart, Germany. 2013. P. 117–119.
- [10] Matatov F.M., Ravshanov H.A., Babajanov L.K., Kurbanov Sh.B., Chorjeva D.N. Stability of the Motion of the Plow for a Smooth Flash with a Class 0.9 Tractor // International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology. India. Vol. 6. 2019. Issue 6. P. 9522–9526.
- [11] Ravshanov H., Babajanov L., Kuziev Sh., Rashidov N., Kurbanov Sh. Plough hitch parameters for smooth tails // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering Vol. 883. 2020. 012139.
- [12] Лурье А.Б., Любимов А.И. Широкозахватные почвообрабатывающие машины. Л: Машиностроение, 1981. – 270 с.
- [13] Гячев Л.В. Влияние механических параметров почвообрабатывающих машин на устойчивость хода их рабочих органов // Техника в сельском хозяйстве. 1988. №3. С. 28–30.
- [14] Тухтакузиев А., Гайбуллаев Б. Обоснование параметров навески плуга к овощеводческому трактору ТТ3-100SP // Техника в сельском хозяйстве. 2014. №3. С. 15–16.
- [15] Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. М: АСТ: Астрель, 2006. – 991 с.
- [16] ГОСТ 10677-2001. Устройство навесное заднее сельскохозяйственных тракторов классов 0,6-8. Типы, основные параметры и размеры. Минск, 2001. – 10 с.

Дата поступления
06.12.2021

Тўхтақўзиев А., Расулжонов А. Тупроққа ишлов бериш машиналари томонидан тупроққа ишлов бериш чуқурлиги бир текис бўлишини таъминлаш

Аннотация: Мақолада осма плуг мисолида тупроққа ишлов бериш машиналари томонидан белгиланган ишлов бериш чуқурлиги ва унинг бир текис бўлишини таъминлаш йўлларини аниқлаш масаласи назарий жиҳатдан тадқиқ этилган. Олинган натижаларнинг кўрсатишича, белгиланган ишлов бериш чуқурлиги ва унинг талаб даражасида бир текис бўлиш асосан тупроққа ишлов бериш машиналарининг таянч текисликларидан пастки осии нуқталаригача бўлган тик масофаларни тўғри танлаш ҳисобига таъминланади. Ўтказилган тадқиқотларнинг янгилиги трактор осии механизми ва плуг осии қурилмасининг параметрлари ва ўлчамлари ҳисобга олинган ҳолда илк бор плуг таянч гилдирагининг тупроққа тик босим кучини аниқлаш учун аналитик ифода олинганлигидан иборат. Ҳозирги даврда республикаимиз қишлоқ хўжалиги ишлаб чиқаришида кенг қўлланилаётган 3-4 классдаги гилдиракли ҳайдов тракторлари билан агрегатланадиган плуглар белгиланган ишлов бериш чуқурлигига ботиши ва шу чуқурликда барқарор ҳаракатланиши, яъни белгиланган ишлаш чуқурлигини ўзгартирмасдан ишлаши таъминланиши учун улар таянч текисликларидан пастки осии нуқталаригача бўлган тик масофалар 71-77 см оралигида бўлиши лозимлиги аниқланган.

Калим сўзлар: ишлов бериш чуқурлиги ва унинг бир текислиги; осма плуг; плуг таянч гилдирагининг тупроққа тик босим кучи; плуг таянч текислигидан унинг пастки осии нуқталаригача бўлган тик масофа.

Tukhtakuziev A., Rasuljonov A. Ensuring uniformity of the depth of tillage by machines

Abstract: In the article, using the example of a mounted plow, the issue of identifying ways to ensure a given depth of tillage and its required uniformity by tillage machines is theoretically investigated. The research results show that the specified

depth of tillage and its required uniformity are provided mainly due to the correct choice of vertical distances from the reference planes of tillage machines to their lower connection points. The novelty of the conducted research lies in the fact that for the first time an analytical dependence has been obtained that allows determining the vertical pressure force of the plow support wheel on the soil, taking into account the parameters of the tractor hitching mechanisms and the plow attachment. It is established that in order to ensure a given depth and uniformity of stroke at this depth, i.e. to ensure the constancy of the specified plowing depth of plows aggregated with wheeled arable tractors of class 3-4, widely used in agricultural production of the republic, the vertical distances from their reference planes to the lower connection points should be within 71-77 sm.

Keywords: the depth of tillage and its uniformity; the mounted plow; the vertical pressure force of the support wheel of the plow on the soil; the vertical distance from the support plane of the plow to its lower connection points.

УДК 677.052

РАСЧЁТ ПАРАМЕТРОВ СОСТАВНОГО ПИТАЮЩЕГО ЦИЛИНДРА ЗОНЫ ДИСКРЕТИЗАЦИИ ПРЯДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Джураев А., Тураев Ф.Ф.

Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности, Ташкент, Узбекистан

E-mail: farhodjon9618@mail.ru

Аннотация: В статье приведены принцип работы и схема рекомендуемого питающего цилиндра с упругим элементом. Получена формула определения коэффициента жесткости упругого элемента (резиновая втулка) составного питающего цилиндра. На основе анализа графиков зависимостей, построенных в результате числовых решений, определены рекомендуемые параметры питающего цилиндра.

Ключевые слова: прядильная машина; дискретизация; волокно; лента; питающий цилиндр; резиновая втулка; скорость; угол захвата; жесткость; деформация; радиус; график зависимости.

Введение. В процессе дискретизации происходит экстравысокое утончение, т.е. лента утончается в 3000–7500 раз, и в сечении дискретного потока при идеальном разъединении находятся 2–6 не контактирующих волокон. В этом отличие дискретизации от вытягивания [1].

В прядильном устройстве в основные фазы входят подача, дискретизация, транспортировка, сьем и транспортировка воздухом. В области подачи лента выбирается из таза и подается с постоянной скоростью. При выборке ленты с холстика или таза не возникает большой осевой силы и не наблюдается деформации ленты, поэтому не происходит перераспределения волокон в ленте по длине. Во время подачи сечение ленты изменяется на плоское прямоугольное, удобное для дискретизации. Лента проходит через уплотнительную воронку, которая направляет ее приблизительно к центру ширины питающего цилиндра. Уплотнительная воронка оказывает влияние, прежде всего, как орган, дающий определенное направление ленте и ограничивающий ее ширину. На машине БД-200 сечение уплотнительной воронки подобрано так, что ширина ленты на выходе не превышает 9 мм, а толщина ее 2 мм. Изменение сечения ленты достигается за счет повышения плотности волокон в сечении. Плотность волокон увеличивается, так как при постепенном уменьшении сечения для прохода волокон в ленте под влиянием упругих поперечных деформаций возникают напряжения. Уплотнительная воронка не изменяет неравномерность расположения волокон в сечении ленты. Напряжения в ленте вызывают силы трения на стенках уплотнительной воронки, которые предотвращают перемещение крайних слоев волокон. Эти силы трения действуют по периметру сечения уплотнительной воронки неравномерно. Чтобы предотвратить скрытую вытяжку, необходимо выходное сечение уплотнительной воронки приблизить к области сжатия питающего устройства. Лента сжимается между питающим цилиндром и столиком. При этом плотность волокон в сечении увеличивается и одновременно увеличивается ширина ленты до ширины прорези в столике.

Известна конструкция, в которой питающий цилиндр выполнен рифленным с прямыми рифлями (параллельными оси цилиндра). При работе данного цилиндра условием надежной работы подачи, без нарушения равномерности ленты, является преодоление сопротивления сил трения между лентой и столиком и создание необходимого перемещения с помощью питающего цилиндра. При этом на усилие зажима ленты к столику изменяется

сила трения, также происходит некоторое скольжение ленты. Это скольжение зависит от расстояния между рифлями питающего цилиндра [2].

Недостатком данной конструкции рифленого питающего цилиндра является неравномерное распределение силы трения по длине цилиндра, что приводит по краям цилиндра некоторое отставание перемещения волокон ленты. За счет жесткого взаимодействия питающего цилиндра с волокнами происходит их повреждение, и, кроме того, преждевременный вывод из строя цилиндра вследствие мелких повреждений рифли.

В другой известной конструкции питающего цилиндра рифли выполнены наклонно к оси цилиндра и образуют одиночные ромбики, установленные рядами по длине питающего цилиндра [3].

Недостатком существующей конструкции также является неравномерное распределение силы трения волокон ленты с рифленным цилиндром и столиком по длине цилиндра. Это приводит по краям цилиндра к некоторому отставанию перемещений волокон ленты. Здесь также, происходит повреждение волокон ленты за счет жесткого взаимодействия ромбических рифлей с лентой, хотя отмечается амортизация столика за счет пружины.

Известен также питающий цилиндр прядильного устройства с рифлями на поверхности, установленный на валу. Он выполнен составным из наружной рифленой втулки и внутренней втулки, соединенных между собой посредством резиновой втулки бочкообразной формы по наружной поверхности, при этом внутренняя втулка жестко установлена на приводном валу [4].

Недостатком данного устройства является значительная поврежденность волокон в крайних положениях цилиндра из-за отставания перемещения волокон по краям ленты за счёт большого трения волокон о столик. При этом плотность волокон будет наибольшей к краям ленты по длине цилиндра. Кроме того, из-за одинаковой формы рифлей по поверхности цилиндра они действуют на волокна ленты с одинаковой силой монотонно, что не позволяет смещаться волокнам между собой. Это приводит к дополнительному уплотнению волокон между собой, а также к их повреждению.

В другом известном питающем цилиндре прядильного устройства рабочая поверхность выполнена в виде криволинейных по винтовой линии шлиц, имеющих выступы и впадины, причем поверхности выступов имеют рифли. При этом предложены несколько вариантов исполнения питающих цилиндров с криволинейными рифлеными полосками на поверхности питающих цилиндров прядильного устройства [5].

Недостаткам данной конструкции является сдвиг в процессе работы волокон только в одну сторону за счет винтового расположения рифленых выступов (шлиц). При этом наибольшая нагрузка приходится только на половину длины цилиндра, а другая половина цилиндра остается недогруженной. Это может привести к значительному повреждению волокон, подаваемых к зоне дискретизации лента. Кроме того, при выходе из строя элементарной части рифли сам питающий цилиндр становится непригодным к использованию.

Эффективная конструктивная схема и принцип работы питающего цилиндра. Сущность конструкции заключается в том, что питающий цилиндр выполнен составным в виде цилиндра, имеющего сквозные продольные призматические канавки в осевом направлении с трапецеидальным поперечным сечением. В них устанавливаются идентичные по форме канавок призматические детали. По их наружной плоскости имеются рифли, выполненные в четырех вариантах, установленных последовательно в канавках цилиндра, причем в первом варианте отсутствуют рифли, т.е. выполнены плоскими, во втором варианте они выполнены параллельно оси цилиндра, в третьем выступы (буртики) расположены с определенным шагом, в четвертом наружная поверхность детали выполнена с выступами (буртиками), которые составляют непрерывную полоску буртиков, при этом все четыре вари-

анта устанавливаются в канавках последовательно. Каждый вариант призматической детали установлен через каждые три канавки цилиндра (шаг установки), кроме того, цилиндр с канавками установлен на валу посредством резиновой втулки.

При этом в первом варианте выполнения детали плоской сила воздействия на волокна ленты будет одинаковой и равномерно распределенной. Трение между волокнами остается постоянным, фактически отсутствует смещение волокон между собой. В следующем варианте параллельные рифли поверхности трапецеидальной призмы действуют на ленту циклически зависят от шага рифлей. При этом некоторое смещение волокон между собой, при котором сила воздействия рифлей по всей ширине будет одинаковой, не допустит достаточного смещения волокон между собой. В третьем варианте выступы (буртены) воздействуют на ленту с определенным шагом, т.е. бутики действуют на волокна сосредоточенно по ширине ленты и поэтому сила смещения волокон между собой будет эффективной. При этом за счет неоднородности плотности ленты как по длине, так и по ширине эффект смещения волокон будет недостаточным. Поэтому в четвертом варианте пространство между буртиками выполнено незначительным. При этом смещение волокон между собой будет происходить обязательно. Это приведет к эффективному разделению на отдельные волокна на ленте дискредитирующим барабаном.

Использование резиновой втулки способствует снижению повреждений волокон ленты [6, 7].

Конструкция питающего цилиндра прядильного устройства состоит из составного цилиндра 1, включающего насаженную на приводной вал 2 внутреннюю втулку 3, на которую насажена упругая резиновая втулка 4, на которую насажена наружная втулка 5, имеющая сквозные продольные призматические канавки 6 в осевом направлении с трапецеидальным поперечным сечением на наружной поверхности. В канавки 6 устанавливаются идентичные по форме канавок 6 призматические детали 7 выполненные в четырех вариантах: первый (I) – в детали 7 наружная поверхность 8 выполнена плоской (без рифлей, буртиков, выступов); второй (II) – детали 7 по наружной поверхности выполнены рифлеными, рифли 9 выполнены параллельно оси цилиндра 1; третий (III) – детали 7 по наружной поверхности выполнены с выступами (буртиками), групп буртиков составляет квадратную площадь 10, которая установлена с определенным шагом; четвертый (IV) – детали 7 по наружной поверхности имеют выступы (буртики), которые составляют непрерывную полосу буртиков 11, т.е. квадратную площадь 10 с выступами, расположенными непрерывно по всей длине деталей 7.

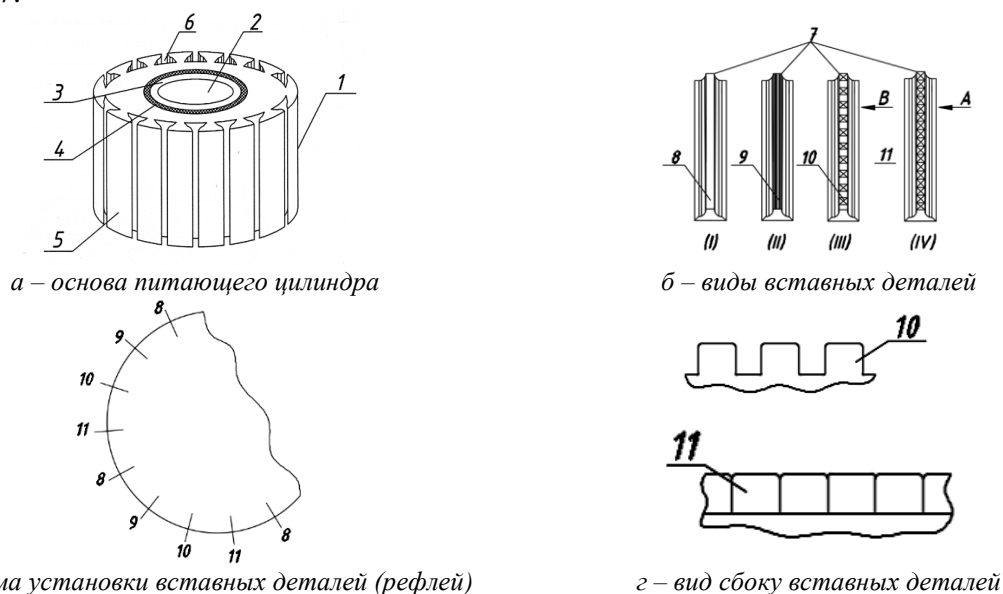


Рис. 1. Питающий цилиндр прядильного устройства

Волокнистая масса (хлопковое волокно) в виде ленты поступает через уплотнительную воронку и зоны подачи между столиком (на рис. 1 не показана) и питающим цилиндром 1. При этом лента (волокнистая масса) сжимается между столиком и деталями 7 имеющими различные формы исполнения 8–11, которые установлены в канавках б последовательно с шагом каждые через три канавки б. При таком расположении деталей 7 последовательно увеличиваются сила трения между поверхностями деталей 7 и волокнистой ленты из-за увеличивающихся выступов (буртиков) на поверхности деталей 7. Причем, такая зона воздействия деталей 7 на волокнистый материал повторяется циклически в зависимости от шага между деталями 7, установленными в канавках б.

Упругая резиновая втулка 4 обеспечивает амортизацию ударных воздействий поверхностей 8 – 11 деталей 7 на волокнистый материал.

Таким образом, обеспечивается равномерность плотности волокон по ширине ленты, тем самым и равномерность подачи ленты, а также снижение поврежденности волокон.

Математическая модель и расчетная схема. Рекомендуемый составной питающий цилиндр во время движения перемещает подающуюся волокнистую ленту вместе с питающим столиком в зону дискретизации. При этом упругий элемент питающего цилиндра, т.е. резиновая втулка, частично деформируется. Схема данного процесса приведена на рис.2.

При этом ось вращения питающего цилиндра не будет изменяться. Приведем расчетную схему [7,8]

$$h_b = BC = r_b - BA, \quad (1)$$

где h_b – значение деформации втулки; r_b – наружный радиус вращения резиновой втулки. Соответственно из $\triangle ANB$:

$$AB = r_b \cos \frac{\beta}{2}, \quad (2)$$

где β – деформация угла захвата.

Необходимо отметить, что деформация резиновой втулки осуществляется за счет силы тяжести питающего цилиндра и силы сопротивления прижима ленты [9,10]. Данная сила равна силе подачи резиновой втулки, т.е.

$$(m_{ось} + m_b + m_{рв})g + R = h_b c_b, \quad (3)$$

где $m_{ось}$, m_b , $m_{рв}$ – соответственно осевая масса питающего цилиндра, резиновой втулки и наружной резиновой втулки; g – ускорение свободного падения; R – сила реакции питающего цилиндра натяжении ленты; c_b – коэффициент жесткости резиновой втулки. Вставляя полученные формулы (2) и (3) в формулу (1), получим формулу определения коэффициента жесткости [11]:

$$c_b = \frac{R + (m_{ось} + m_b + m_{рв})g}{r_b (1 - \cos \frac{\beta}{2})}. \quad (4)$$

В полученной формуле (4) с помощью экспериментальных результатов определения силы действия R на питающий стол определяется значение c_b .

Числовое решение задач и анализ результатов. С помощью формулы (4), определяющей коэффициент жесткости резиновой втулки питающего цилиндра, построим график зависимостей параметров (рис.3):

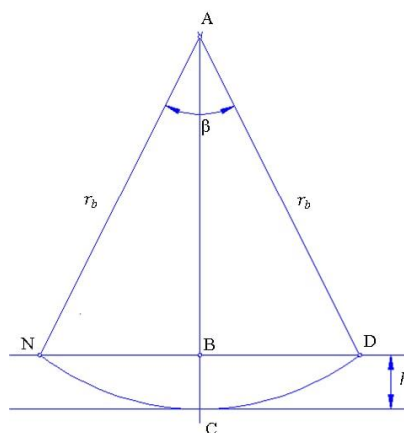


Рис.2. Расчетная схема деформированного состояния резиновой втулки питающего цилиндра

$$\begin{aligned}
1,2,3,4 - c_b &= f(R_L); & 5,6,7,8 - c_b &= f(r_b); \\
1.5 - (m_{\text{ось}} + m_{\text{в}} + m_{\text{рв}}) &= 4.0 \cdot 10^{-2} \text{ кг}; \\
2.6 - (m_{\text{ось}} + m_{\text{в}} + m_{\text{рв}}) &= 6.0 \cdot 10^{-2} \text{ кг}; \\
3.7 - (m_{\text{ось}} + m_{\text{в}} + m_{\text{рв}}) &= 8.0 \cdot 10^{-2} \text{ кг}; \\
4.8 - (m_{\text{ось}} + m_{\text{в}} + m_{\text{рв}}) &= 10.0 \cdot 10^{-2} \text{ кг}.
\end{aligned}$$

Для обеспечения значения в пределах $(0.8-1.25) \cdot 10^{-3}$ м, а также значений коэффициента жесткости в пределах $(2.8-4.0) \cdot 10$ сн/мм, рекомендуемая величина силы реакции должна быть в пределах $(18-30)$ сн. Необходимо также заметить, что с увеличением радиуса резиновой втулки увеличиваются значения деформации, поэтому наблюдается снижение значений c_b (см.рис.3, кривые 5–8).

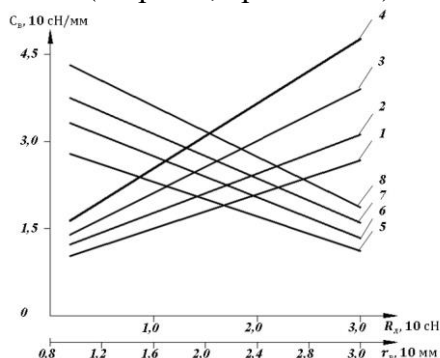


Рис.3. График зависимости изменения коэффициента жесткости резиновой втулки составного питающего цилиндра, силы реакции и радиуса резиновой втулки

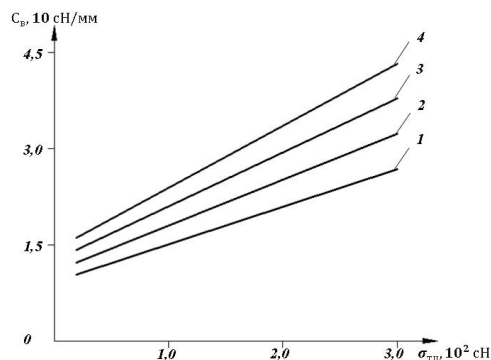


Рис.4. Графики зависимостей изменений коэффициента жесткости резиновой втулки составного питающего цилиндра от тяжести составного питающего цилиндра

При массе питающего цилиндра $4.0 \cdot 10^{-2}$ кг с увеличением значения r_b от 10 мм до 28 мм наблюдается падения коэффициента жесткости резиновой втулки от 29 до 8.1 сн/мм. Соответственно при увеличении массы питающего цилиндра до $10 \cdot 10^{-2}$ кг значения коэффициента жесткости резиновой втулки уменьшается от 48 до 16.8 сн/мм. Поэтому для обеспечения значений коэффициента жесткости в пределах $(3.0-4.0) \cdot 10$ сн/мм радиус рекомендуется принимать в пределах $(1.4-2.2) \cdot 10^{-3}$ мм:

$$1 - \beta = 30^{\circ}; \quad 2 - \beta = 25^{\circ}; \quad 3 - \beta = 20^{\circ}; \quad 4 - \beta = 15^{\circ};$$

Таким образом, жесткость питающего цилиндра воздействует на изменения радиуса резиновой втулки. Графики зависимостей изменений коэффициента жесткости резиновой втулки составного питающего цилиндра от тяжести составного питающего цилиндра приведены на рис.4. Здесь зона деформаций изменения радиуса резиновой втулки приведет к изменению значений угла захвата β . При увеличении жесткости цилиндра от $1.39 \cdot 10^2$ см до $4.2 \cdot 10^2$ см, а также при значении $\beta=30^{\circ}$ величина c_b изменяется от 8.2 до 22.8 сн/мм. При уменьшения угла захвата до 15° значение c_b увеличивается от 15 до 40.5 сн/мм.

Выводы. Следовательно, для получения прогнозируемых значений жесткости упругого элемента составного цилиндра рекомендуются значения G_{ϕ} в пределах $(30-36) \cdot 10^2$ сн и угол наклона резиновой втулки деформации для того, чтобы она находилась в пределах $(22^{\circ}-25^{\circ})$. Рекомендуется конструкция составного питающего цилиндра с упругим элементом зоны дискретизации прядильной машины. На основе исследований определены оптимальные параметры.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Павлов Ю.В. и др. Теория процессов, технология и оборудование прядения хлопка и химических волокон. Учебник. Иваново: ИГГЛ, 2000. – 392 с.
- [2] Безверетное прядение Под.ред. Павлова Ю.В. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. –294 с.
- [3] Магаузов Г.И., Сергеев К.В. Устройство и обслуживание пневмомеханических прядильных машин. М.: Изд-во «Лег-промбыгиздат», 1985. – 56 с.
- [4] Питающий цилиндр прядильного устройства полезной модели Узбекистана, FAP 00688.

- [5] FIBER FEEDING ROLLER OF OPEN-END SPINNING APPARATUS. Патент США. № 4.291.438.
- [6] Питающий цилиндр прядильного устройства. Узбекистан. № IAP 20180564.
- [7] Джуроев А.Д., Мирзаев О.А. и др. Разработка высокоэффективных конструкций и создание методов расчета параметров рабочих органов зоны дискретизации прядильных машин». Ташкент, 2019. – 120 с.
- [8] Mansurova M.A. Influence of parameters of elements on vibrations of lever with a rack in a sewing machine // Scientific and technical journal of FerPI. Vol. 20(1). 2016. P.41–45
- [9] Mansurova M.A., Tadjibayev Z., Toshpulatov S. Tension of the upper thread for a highly elastic two-thread chain stitch // Problems of textiles. Vol.4. Тошкент, 2009. P. 87–90.
- [10] Yunusov S.Z., Khaidarov A., Bobomuradov T.G. Machine unit with mechanism of a composite cylinder of technological machines // Theory of machines and working processes MNPК, 2013. P.26–27.
- [11] Мамахонов А.А. Разработка конструкций и методов расчета цепных передач с упругими элементами технологических машин: Дис. ... докт. техн. наук. Наманган, 2021. – 211 с.

Дата поступления
18.04.2022

Джуроев А., Тураев Ф.Ф. Йигирув машинаси дискретлаш зонаси таркибли таъминловчи цилиндрнинг параметрларини ҳисоблаш

Аннотация: Мақолада таклиф этилаётган қайишқоқ элементли таъминловчи цилиндрнинг ишлаш принципи ва схемаси келтирилган. Таркибли таъминловчи цилиндрнинг қайишқоқ элементи (резина втулка) бикирлик коэффициентини аниқлаш формуласи олинган. Сонли ечим асосида қурилган графикларнинг таҳлили асосида тавсия қилинаётган таъминловчи цилиндрнинг параметрлари аниқланган.

Калит сўзлар: йигирув машинаси; дискретлаш; тола; лента; етказиб берувчи цилиндр; резина втулка; тезлик; қамров бурчаги; бикирлик; деформация; радиус.

Juraev A., Turaev F.F. Calculation of the parameters of the composite feeding cylinder of the sampling zone of the spinning machine

Abstract: The article describes the principle of operation and the scheme of the recommended feeding cylinder with an elastic element. The formula for determining the stiffness coefficient of an elastic element (rubber sleeve) of a composite feeding cylinder is obtained. Based on the analysis of dependency graphs constructed as a result of numerical solutions, the recommended parameters of the feeding cylinder are determined.

Keywords: spinning machine; sampling; fiber; tape; feeding cylinder; rubber sleeve; speed; gripping angle; stiffness; deformation; radius; dependence graph.

УДК 675.055.1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПОРНЫХ СИЛ РЕАКЦИИ ПОДАЮЩЕГО МЕХАНИЗМА МНОГООПЕРАЦИОННОЙ МАШИНЫ

Рахимов Ф. Р.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева АН РУз, Ташкент, Узбекистан
E-mail: rahimov-furqat1992@inbox.ru

Аннотация: В данной статье рассматривается проблема определения сил реакции в результате взаимодействия валов с полуфабрикатом кожи, возникающих в шарнирах опор, расположенных в определённых точках рычагов подающего механизма.

Ключевые слова: кожсырьё; рабочий вал; рычаг; опора; угол.

Введение. Основой развития лёгкой, в частности, кожевенной, промышленности являются результаты исследований и разработок новых машин и оборудования, технологий по совершенствованию и созданию устройств и механизмов валковых технологических машин с учетом свойств обрабатываемого материала, направленных на ресурсосбережение, повышение производительности и потребительских свойств товаров.

Для повышения конкурентоспособности продукции легкой промышленности должны быть решены общие задачи технологического обновления отрасли, повышения эффективности научно-технического обеспечения производства. Наиболее актуальной является задача технического и технологического обновления отрасли [1].

Успешность инновации на предприятиях легкой промышленности во многом зависит от уровня новизны предлагаемых технологий и разработок технологического оборудования. Повышение качества изделий во многом зависит от условий проведения операций механической обработки. Анализ готовой продукции показывает, что многие дефекты обработки, образующиеся на промежуточных технологических операциях, проявляются и на

конечном качестве продукции, что ведет к снижению сортности, а, следовательно, и стоимости изделия [2].

Одним из наиболее распространённых материалов при изготовлении обуви, одежды и галантерейных изделий является кожа, что объясняется ее совершенно специфическими свойствами, не имеющими себе аналогов. При этом качество изделий из кожи, как конечного продукта во всей технологической цепочке, в определенной степени зависит от качества самого кожевенного сырья. Качественные показатели готовой продукции также формируются последовательно в технологическом процессе обработки кожи, которая, вступая в этот цикл, носит название «шкуры», далее «кожевенный полуфабрикат» и только после большого числа операций приобретает необходимые для «кожи» признаки. На каждой из операций технологического процесса имеется достаточно большое число управляемых, а также неуправляемых параметров, которые существенно отражаются на свойствах готовой продукции [3–4].

Исходя из последнего, представляется интересным и целесообразным проследить за возможностью управления технологическими параметрами операций обработки кожевенного полуфабриката с тем, чтобы гарантированно получить заданные характеристики готовой продукции.

Исследованиями, направленными на совершенствование технологических процессов и оборудования легкой промышленности, занимались большое число авторов, которые приведены в приложенном списке использованной литературы [5–6].

Механическая обработка кожи характеризуется наличием большого числа процессов, что влечет за собой необходимость использования целой гаммы соответствующего оборудования. В связи с этим необходимо разрабатывать теоретические и экспериментальные основы повышения качества механической обработки комплексно, выполняя тщательный анализ всех технологических процессов и соответствующего оборудования. Необходимо лишь после определения значимости факторов качества на каждой операции, выявить их влияния на конечный продукт и только потом принимать решения для модернизации либо замены того или иного процесса.

Среди механических операций обработки кожевенного материала выделены: мездрение, отжим, строгание, разводка, мягчение, шлифование, которые формируют качество кожи. Следует обратить внимание на то, что отдельные параметры (в том числе и дефекты) проявляются и в готовом изделии. Имеют место ряд операций резания (обрезка, обрядка, чепракование), однако, они принадлежат к группе особых операций: разделению всей шкуры на отдельные топографические участки и в большинстве случаев они выполняются вручную, в связи с чем актуален вопрос их механизации [7,8].

Операции механической обработки кожевенного полуфабриката чаще всего связаны с давлением, деформацией и резанием, обеспечивающим снятие определенного слоя материала по всей площади [9].

Вопросы повышения качества кожи при механической обработке рассматриваются достаточно часто, но связаны они с определенными операциями [10–12].

В настоящее время при создании новых и модернизации существующих кожевенных машин, кроме тенденции увеличения ширины рабочего прохода для обеспечения возможности обработки целых кож повышенных развесов, требуется разработка машин и оборудования для малых предприятий. Кроме того, увеличение ширины рабочего прохода приводит к значительному увеличению длины и массы вращающихся валов, их динамической нагруженности, что вызывает повышение уровня вибраций рабочих валов, преждевременный износ деталей, а также отрицательно сказывается на качестве обработки кожевенных материалов [13–14].

Отсутствие в распоряжении конструкторов и эксплуатационников необходимых теоретических и экспериментальных исследований по вопросам обоснования параметров кожевенных машин нередко приводит к необоснованным конструктивным решениям.

Разрабатываемые в проекте теоретические и экспериментальные основы совершенствования и создания высокоэффективной технологической машины для механической обработки кожевенного полуфабриката особенно своевременны.

Одним из наиболее важных рабочих органов, влияющих на работоспособность технологического оборудования для механической обработки кожевенно- меховых материалов и их качество, являются рабочие валы, входящие в конструкции подавляющего большинства машин, которые выполняют различные операции.

Материалы и методы. Известны работы, посвященные разработке и совершенствованию кожевенных машин [15]. Процесс обработки кожевенного полуфабриката является сложным и многооперационным. Механические операции связаны с поштучной обработкой и поэтому сложны и трудоемки. Как правило, оборудование спроектировано в поточную технологическую линию, на которой и выполняется (полностью или частично) весь процесс обработки кожевенного полуфабриката. Задача транспортировки материала от одного поста обработки к другому может быть решена с помощью различного рода устройств, конструктивные разновидности которых достаточно широко разработаны. Разработаны перспективные конструкции многооперационной технологической машины для механической обработки кожевенного полуфабриката [16].

Определены условия и выведены уравнения для определения параметров сжимающей силы рабочего органа на обрабатываемый материал, создаваемой при минимальных усилиях нажатия ногой оператора на педаль механизма подачи многооперационной валковой машины [17].

Теоретически определено условие, удовлетворяющее технологическому требованию втягивания кожевенного полуфабриката прижимным валом транспортирующего устройства, при больших значениях угла обхвата и меньших значениях коэффициента трения [18].

Исследовано изменение давления рабочих органов в зависимости от конструкции транспортирующей опорной плиты вертикальной валковой машины. Установлено, что максимальное давление от рабочих органов будет зависеть не только от формы опорной плиты, но и от степени ее перфорации или степени пористости [19].

В работе [19] приведены результаты исследований по определению соотношений сил в процессе подачи кожевенного полуфабриката в рабочую зону многооперационной машины транспортным устройством и в [2] предлагается решение задач обеспечения устойчивого движения подающего механизма многооперационных машин.

Работы [20,21] посвящены решениям контактного взаимодействия в валковых парах. Получены математические модели закономерностей распределения контактных напряжений. Ведутся также исследования, направленные на решение проблем применения зубчато-рычажных дифференциальных передач в роликовых технологических машинах [22, 23].

В работах [24, 25] приведены результаты исследований по управлению технологическими параметрами операции удаления избыточной жидкости из многослойных влагонасыщенных волокнистых материалов на примере кожи. Получены математические зависимости количества удаленной влаги для каждого слоя мокрой кожи от скорости их подачи между вращающимися рабочими валами и их давления отжима.

В настоящее время нами ведутся работы по совершенствованию конструкции многооперационной машины и определению параметров. Когда на рычаги подающего механизма многооперационной машины приложено некоторое усилие, подающий вал оказывает

некоторое воздействие на рабочий вал – это сила, необходимая в технологическом процессе. Нами рассмотрена задача определения зон изменения рычагов подающего механизма в результате воздействия этих валов на кожевенный полуфабрикат [26].

Операции механической обработки кожевенного полуфабриката чаще всего связаны с резанием, обеспечивающим снятие определенного слоя материала по всей площади. Исключение составляет работа разводных машин, когда притупленные винтообразные ножи осуществляют деформирование (растяжение) полуфабриката. Специфической также является работа тянутья-мягчительных машин, которые обрабатывают кожу путем многократного деформирования и, тем не менее, требуемая степень эластичности не всегда достигается на этой операции, что в конечном итоге влияет на ее качество. Это свидетельствует о целесообразности поиска новых способов обработки кож, которые позволят достигать нужной эластичности (мягкости) и тем самым повышать качество кож [27].

Проанализирована классификация валичных транспортирующих механизмов и их технологические параметры. Установлено, что определяющим производителем технологического оборудования является скорость транспортирования или подачи полуфабриката, которая в зависимости от назначения машин применяется в различных диапазонах. Определено, что скорость транспортирования определяет условия деформирования полуфабриката и покрытий обрешиненных валов. В зависимости от условий деформирования меняются соотношения между составляющими деформации (чисто упругой, высокоэластической и пластической) полуфабриката и резины [28].

Изучена литература, посвященная исследованию взаимодействия обрабатываемого материала и рабочих органов. Определено, что деформационные свойства кожевенного полуфабриката и покрытия обрешиненного вала наиболее полно отражает обобщенная модель, состоящая из ряда последовательно соединенных элементов Кельвина – Фойгта (параллельное, соединение упругого и вязкого элементов) [29].

Установлено, что причинами, вызывающими дефекты кож механического происхождения, являются колебания, обусловленные особенностями технологического процесса. К ним можно отнести колебания, вызываемые изменением скорости подачи кожевенного полуфабриката, а также неодинаковой толщиной кожи в разных топографических участках, неоднородностью обработки материала, разными физико-механическими свойствами [30].

Исследование сил реакции подающего механизма многооперационной машины. Рассмотрим задачу определения сил реакции, действующих на шарнирах опор, расположенных в точках O и D , для положения равновесия рычагов подающего механизма в результате вышеуказанного взаимодействия.

Для этого рассмотрим статический анализ сил, возникающих в рычагах подающего механизма по результатам воздействия. Когда на рычаги подающего механизма применяется сила F_A многооперационной машины, сжимающий вал с силой сжимает кожевенный полуфабрикат. Направим силы подающего механизма следующим образом (рис. 1). Если на OA действует сила F_A , направленная в точку A рычага в направлении, противоположном оси Y , то уравнение равновесия сил, генерируемых в рычагах механизма передачи для горизонтального (параллельно оси X) положения, можно записать с использованием уравнений равновесия статики следующим образом:

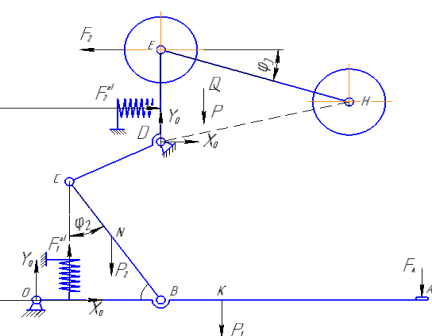


Рис.1. Рабочее состояние рычажного контура подающего механизма

по оси X ,

$$X_0 + X_D + F_{эл}^2 + F_2 = 0, \quad (1)$$

по оси Y ,

$$Y_0 + F_{эл}^1 - P_1 - P_2 - F_A - P + Y_D = 0, \quad (2)$$

если взять момент относительно точки O ,

$$F_1^{el} \cdot l_0 - P_1 \cdot \frac{l_{AO}}{2} - F_A \cdot l_{AO} - P_2 \cdot (l_{OB} - \frac{l_{BC}}{2} \cdot \cos \varphi_2) + l_{OB} \cdot Y_D - F_2^{el} \cdot h - P \cdot l_{OQ_x} - X_D \cdot l_{BD} = 0. \quad (3)$$

Здесь X_0, X_D, Y_0, Y_D – базовые силы реакции; точки O и D – сила эластичности пружины, прикреплённой к рычагу; ED – сила упругости пружины, прикрепленной к рычагу, рабочая сила сжатия рычага O ; P_1 – сила тяжести рычага OA в точке K ; P_2 – сила тяжести рычага BC в точке N ; P – сила тяжести рычага $CDEH$ и силы тяжести центров валов в точках E, H ; Q , сила нажатия педали F_A, l_{O-O} расстояние от основания до точки крепления пружины; l_{AO}, l_{OB}, l_{BC} – заданная длина рычагов.

Если уравнения (1), (2), (3) не могут быть решены вместе, так как число неизвестных больше, чем число уравнений, система этих уравнений является статически неопределенной.

Чтобы решить статически неопределённую систему, необходимо разделить эту систему на три части из точек C и B , прикрепленных шарниром. Однако силы реакции, направленные в эти точки вдоль координатных осей (из-за отсутствия вращающего момента, шарнир может вращаться до отрыва), прикладываются к каждой детали (как равновесии) (рис. 2).

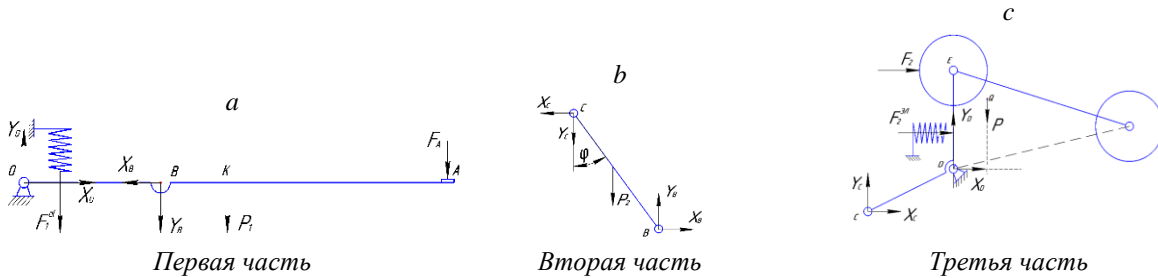


Рис.2. Отдельные части рычажного контура

Запишем уравнение равновесия для каждой из трех разделенных частей:

$$\begin{cases} \sum F_{kx} = X_0 - X_B = 0, \\ \sum F_{ky} = Y_0 - Y_B - P_1 - F_A - F_1^{el} = 0, \end{cases} \quad (4)$$

где X_0, Y_0, X_B, Y_B – опоры силы реакции в точках O и B .

Уравнения равновесия для второй части следующие:

$$\begin{cases} \sum F_{kx} = X_B - X_C = 0, \\ \sum F_{ky} = Y_B - Y_C - P_2 = 0, \\ \sum M = X_C \cdot l_{BC} \cdot \cos \varphi + Y_C \cdot l_{BC} \cdot \sin \varphi + P_2 \cdot \sin \varphi \cdot l_{BC} / 2 = 0, \end{cases} \quad (5)$$

здесь X_C, Y_C – опорные силы реакции в точке C ; l_{BC} – BC – длина рычага, φ – BC – угол, образованный рычагом с осью Y .

Уравнения равновесия для третьей части следующие:

$$\begin{cases} \sum F_{kx} = F_2 + F_2^{el} + X_C - X_D = 0, \\ \sum F_{ky} = Y_D + Y_C - P = 0, \\ \sum M_D = X_C \cdot l_{DC} \cdot \sin \varphi - Y_C \cdot l_{DC} \cdot \cos \varphi - P \cdot l_{(DQ)_x} - F_2 \cdot l_{DE} - F_2^{el} \cdot l_{DE} / 2 = 0, \end{cases} \quad (6)$$

здесь X_D, Y_D – опорные силы реакции в точке D ; l_{DC} – длина рычага DC ; l_{DE} – длина рычага DE ; l_{DQ} – расстояние от точки центра тяжести третьего среза до основания.

Мы знаем, что система уравнений (4), (5) и (6) имеет единственное решение, поскольку она состоит из восьми неизвестных и восьми уравнений и представляет собой систему статически точных уравнений.

Решим неизвестное из уравнений третьего ряда этой системы уравнений (6) относительно:

$$X_C = \frac{Y_C \cdot l_{DC} \cdot \cos \varphi + F_2^{el} \cdot \frac{l_{DE}}{2} + P \cdot l_{(DQ)_x} + F_2 \cdot l_{DE}}{l_{DC} \cdot \sin \varphi}. \quad (7)$$

Полученное выражение (7) подставим вместо силы реакции X_C в уравнение третьего ряда системы уравнений (8). В этом случае

$$\begin{aligned} & \frac{Y_C \cdot l_{DC} \cdot \cos \varphi + F_2^{el} \cdot \frac{l_{DE}}{2} + P \cdot l_{(DQ)_x} + F_2 \cdot l_{DE}}{l_{DC} \cdot \sin \varphi} \cdot l_{BC} \cdot \cos \varphi + Y_C \cdot l_{BC} \cdot \sin \varphi + P_2 \cdot \sin \varphi \cdot \frac{l_{BC}}{2} = \\ & = Y_C \cdot l_{DC} \cdot l_{BC} \cdot \sin^2 \varphi + Y_C \cdot l_{DC} \cdot l_{BC} \cdot \cos^2 \varphi + P_2 \cdot \frac{l_{BC}}{2} \cdot l_{DC} \cdot \sin^2 \varphi + P \cdot l_{(DQ)_x} \cdot l_{BC} \cos \varphi + \\ & + l_{DE} \cdot l_{BC} \cdot \cos \varphi \left(\frac{F_2^{el}}{2} + F_2 \right) = 0. \end{aligned} \quad (8)$$

Результаты. Из этого мы определяем силу реакции Y_C :

$$Y_C = - \frac{P_2 \cdot \frac{l_{DC}}{2} \cdot \sin^2 \varphi + P \cdot l_{(DQ)_x} \cdot \cos \varphi + l_{DE} \cdot \left(\frac{F_2^{el}}{2} + F_2 \right) \cdot \cos \varphi}{l_{DC}}. \quad (9)$$

Теперь из уравнения (7) находим силу реакции X_C :

$$X_C = \frac{P_2 \cdot \frac{l_{DC}}{2} \cdot \sin^2 \varphi + P \cdot l_{(DQ)_x} \cdot \cos \varphi + l_{DE} \cdot \left(\frac{F_2^{el}}{2} + F_2 \right) \cdot \cos \varphi}{l_{DC} \cdot \sin \varphi} \cdot l_{DC} \cdot \cos \varphi + F_2^{el} \cdot \frac{l_{DE}}{2} + \frac{P \cdot l_{(DQ)_x} + F_2 \cdot l_{DE}}{l_{DC} \cdot \sin \varphi}.$$

После некоторых упрощений получаем:

$$X_C = \frac{-P_2 \cdot \frac{l_{DC}}{2} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \cos \varphi + P \cdot l_{(DQ)_x} \cdot \sin^2 \varphi + l_{DE} \cdot \left(\frac{F_2^{el}}{2} + F_2 \right) \cdot \sin^2 \varphi}{l_{DC} \cdot \sin \varphi}. \quad (10)$$

Учитывая, что система уравнений (4) и (5) соответствует уравнениям первой части, примем $X_0 = X_B = X_C$, тогда можно определить силы реакции X_0 и X_B :

$$X_B = X_0 = \frac{-P_2 \cdot \frac{l_{DC}}{2} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \cos \varphi + P \cdot l_{(DQ)_x} \cdot \sin^2 \varphi + l_{DE} \cdot \left(\frac{F_2^{el}}{2} + F_2 \right) \cdot \sin^2 \varphi}{l_{DC} \cdot \sin \varphi}. \quad (11)$$

Определим силы реакции X_D и Y_D по уравнениям первой и второй частей системы уравнений (6):

$$\left. \begin{aligned} X_D &= F_2 + F_2^{el} + X_C, \\ Y_D &= P - Y_C, \end{aligned} \right\}. \quad (12)$$

Если мы упростим выражения и заменим выражения (9) и (10) вместо и, то получим следующие выражения:

$$X_D = \frac{-P_2 \cdot \frac{l_{DC}}{2} \cdot \cos\varphi + P \cdot l_{(DQ)_x} + l_{DE} \cdot (\frac{F_2^{el}}{2} + F_2)}{l_{DC}} \cdot \sin\varphi + F_2, \quad (13)$$

$$Y_D = P + \frac{P_2 \cdot \frac{l_{DC}}{2} \cdot \sin^2\varphi + P \cdot l_{(DQ)_x} \cdot \cos\varphi + l_{DE} \cdot (\frac{F_2^{el}}{2} + F_2) \cdot \cos\varphi}{l_{DC}}, \quad (14)$$

Теперь находим Y_0 посредством уравнения второй части системы уравнений (14):

$$Y_0 = Y_B + P_1 + F_A + F_1^{el}. \quad (15)$$

Если мы используем уравнение второй части системы уравнений (5), то выражение будет сформировано в виде

$$Y_0 = Y_C + P_1 + P_2 + F_A + F_1^{el}. \quad (16)$$

Подставляя Y_C (9) в это выражение, получаем следующее выражение:

$$Y_0 = -\frac{P_2 \cdot \frac{l_{DC}}{2} \cdot \sin^2\varphi + P \cdot l_{(DQ)_x} \cdot \cos\varphi + l_{DE} \cdot (\frac{F_2^{el}}{2} + F_2) \cdot \cos\varphi}{l_{DC}} + P_1 + P_2 + F_A + F_1^{el}. \quad (17)$$

В выражениях (11), (12), (13) и (17) и без учета эластичных сил F_1^{el} и F_2^{el} (поскольку упругая сила намного меньше силы чем F_A) мы графически строим изменение сил X_0 , X_D , Y_D и Y_0 в соотношении угла φ . Здесь вводим значения $P_2=10$ Н; $l_{DC}=2$ м; $l_{DE}=4$ м; $l_{(DQ)_x}=2$ м; $P=70$ Н; $F_2=8000$ Н (рис. 3–6).

Анализ. Из графиков (рис. 3, 4) видно, что при изменении сил X_0 и X_D в зависимости от угла φ в точке X_D формируется сила, в несколько раз большая, чем в точке X_0 под тем же углом.

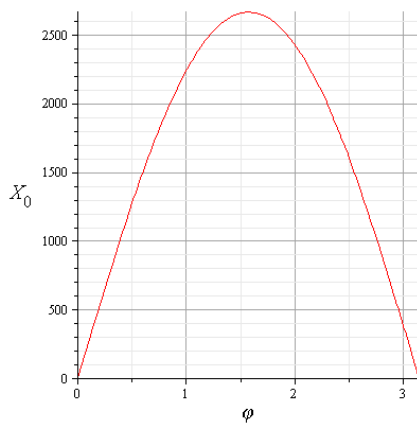


Рис.3. Угловое изменение силы X_0

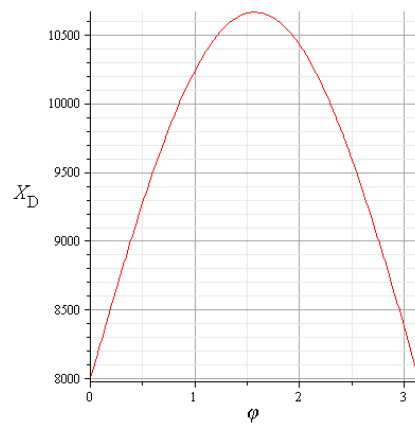


Рис.4. Угловое изменение силы X_D

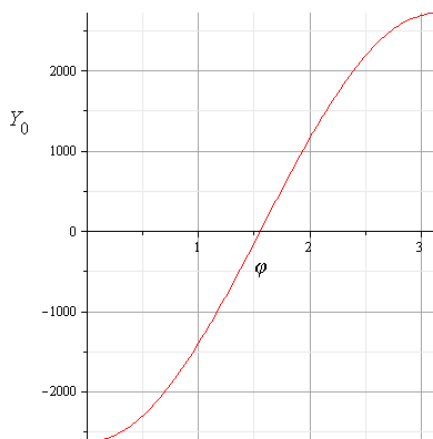


Рис. 5. Угловое изменение силы Y_0

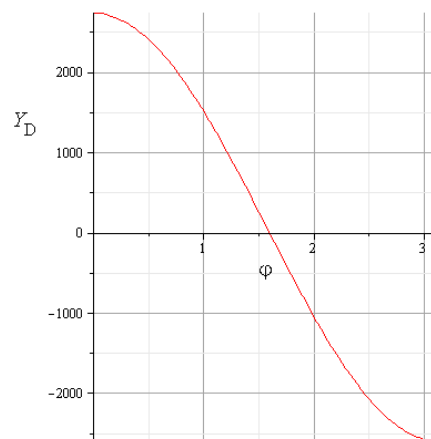


Рис. 6. Угловое изменение силы Y_D

Как видно из графиков рис. 5, 6, минимальное значение силы X_0 соответствует максимальному значению Y_0 , минимальное значение силы X_D соответствует минимальному значению силы Y_D .

Заключение. Основные силы реакции, определенные в (1) – (3), полностью удовлетворяют систему статических неопределенных уравнений (17). Это позволяет определять силы, генерируемые в точках O и D рычагов подающего механизма многооперационной машины, а также статическую грузоподъемность, когда на подшипники, которые должны быть размещены в этих точках в инженерно-конструкторских проектах, воздействуют силы, равные величине сил, которые мы определили ранее.

Следовательно, результаты проведенного исследования могут быть использованы как рекомендация для инженеров-конструкторов при расчете статической нагрузки, которую должен выдерживать требуемый подшипник, использованный в точках O и D рычагов подающего механизма многооперационной машины.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] *Darda IV.* Development of theoretical foundations for improving the technological equipment of leather and fur production. Dissertation, State Academy of Consumer Services. Moscow, 2004.
- [2] *Appiah-Brempong M, et al.* An insight into artisanal leather making in Ghana. *J Leather Sci Eng* 2:25, 2020.
- [3] *Covington A.D.* Current trends in leather science. *J Leather Sci Eng* 2:28, 2020.
- [4] *Bahadirov G.A. et al.* Study of the Efficiency of Squeezing Moisture-Saturated Products *J EUREKA: Physics and Engineering* 1:86-96. 2021. doi:10.21303/2461-4262.2021.001606.
- [5] *Auezhana T. et al.* A New Method to Wring Water-Saturated Fibrous Materials, *J of Mechanical Engineering and Robotics Research* 10/ 3:151-156. 2021. doi:10.18178/ijmerr.10.3.151-156.
- [6] *Rigueto CVT, Rosseto M, Krein DDC et al.* Alternative uses for tannery wastes: a review of environmental, sustainability, and science// *J Leather Sci Eng* 2, 21. 2020. Doi: 10.1186/s42825-020.
- [7] *Liu J. A.* dynamic modelling method of a rotor-roller bearing-housing system with a localized fault including the additional excitation zone // *J Sound Vib.* Doi: 10.1016/j.jsv.2019.115144.
- [8] *Umarov B. et al.* Justification of the geometric dimensions of drum sorting machine. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 937 032043. 2021. doi:10.1088/1755-1315/937/3/032043.
- [9] *Nabiev A.M.* Combined Extraction of Liquid from Wet Leather Semifinished Products. 7th International Conference on Industrial Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2022.
- [10] *Zhang X et al.* Factors affecting thermal stability of collagen from the aspects of extraction, processing and modification// *J Leather Sci Eng* 2:19. 2020. doi:10.1186/s42825-020-00033-0.
- [11] *Umarov B.* Advanced machine for sorting potatoes tubers// *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 883:012132. 2020. doi:10.1088/1757-899X/883/1/012132.
- [12] *Khurramov Sh.R.* To the solution problems of contact interaction in a two-roll module *J. Phys.: Conf. Ser.* 1889 042029. *Earth and Environmental Science* 614 012101. 2021. doi:10.1088/1755-1315/614/1/012101.
- [13] *Sultanov T.Z.* Kinematic analysis of tooth-lever differential transmission mechanisms. *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.* 614 012101. 2020. doi:10.1088/1755-1315/614/1/012101.
- [14] *Ricardo Tournier.* Improving tearing resistance of leather strength in the tannery. *J of the American Leather Chemists Association.* 2021. doi:10.34314/jalca.v116i12.4686.
- [15] *Nosirov M.I. et al.* Research and analysis of rational parameters for the conveying mechanism of a multi-operation roller machine // 7th International Conference on Industrial Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. 2022. doi: 10.1007/978-3-030-85233-7_18.
- [16] *Zakharov M.N.* The approach to determine the elastic characteristic of the contact of rough surfaces.// *J. Mech. Eng. Robot. Res.* doi: 10.18178/ijmerr.9.7.937-942.
- [17] *Mavlonov T.* Simulation modelling of cold rolled metal strip by asymmetric technology *IOP Conf. Ser.// Mater. Sci. Eng.* 883 012194. doi:10.1088/1757-899X/883/1/012194.
- [18] *Abdukarimov A.* Vertical spindle cotton harvester with symmetric movement of spindle drums// *J of Modern Manufacturing Technologi* this 13(3 Special issue), 2021. doi:10.54684/ijmmt.2021.13.3.8.
- [19] *Amanov T.* Determination of Strain Properties of the Leather Semi-Finished Product and Moisture-Removing Materials of Compression Rolls// *J Materials*, 12(21), 3620. 2019. Doi: 10.3390/ma12213620.
- [20] *Ravutov Sh.T. et al.* Development of the methods of kinematic analysis of elliptic drum of vertical-spindle cotton harvester. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering.* 1030: 012160. 2021.
- [21] *Rakhimova Z.A.* Study of the Base Plate Motion Between the Pairs of Shafts. 7th International Conference on Industrial Engineering// *Lecture Notes in Mechanical Engineering.* 2022. Doi:10.1007/978-3-030-85233-7_62.
- [22] *Sokolovsky A.R.* Development of methods and improvement of means for studying the physical and mechanical properties of fiber-porous materials of light industry. Dissertation, Moscow State University of Design and Technology, 2010.
- [23] *Bahadirov G. et al.* Experimental dehydration of wet fibrous materials. *E3S Web of Conferences*, 264:04060. 2021. doi:10.1051/e3sconf/202126404060.
- [24] *Khusanov K.* Equations of motion of mechanical systems with nonlinear nonholonomic servoconstraints. *IOP Conference Series Materials Science and Engineering* 869:072021. 2020. doi:10.1088/1757-899X/869/7/072021.

- [25] *Sultanov T.Z et al.* Comparative analysis of two gear-lever differential inter-roller transmission mechanisms. IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 614 012102. 2020. doi:10.1088/1755-1315/614/1/012102.
- [26] *Beghetto V.* The leather industry: A chemistry insight part I: an overview of the industrial process. Sciences at Ca' Foscari 12-22. 2013. Doi: 10.7361/SciCF-448.
- [27] *Abdulkarimov A., Saidakulov I.* Dynamic analysis of a ten-link tooth-lever differential transmission. IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 939 012024. 2021. Doi: 10.1088/1755-1315/939/1/012024.
- [28] *Khurramov Sh. et al.* Modeling of the roller pressing of fibrous materials. E3S Web of Conferences, 264:01019.2021. doi:/10.1051/e3sconf/202126401019.
- [29] *Serge EJ et al.* Clay polymer nanocomposites as filler materials for leather, J. Clean. Prod. 237. 2019.

Дата поступления
14.04.2022

Рахимов Ф.Р. Кўн операцияли машина узатиш механизми таянч реакция кучларини аниқлаш

Аннотация: Бу мақолада валларнинг кўн ярим маҳсулоти билан ўзаро таъсири натижасида кўн операцияли машина узатиш механизми ричагларининг маълум нуқталарида жойлашган таянч шарнирларида юзага келувчи реакция кучларини аниқлаш масаласи кўрилган.

Калим сўзлар: тери; ишчи вал; дастаги; таянч; бурчак.

Rakhimov F.R. Determination of the support forces of the reaction of the feeding mechanism of a multi-operation machine

Abstract: This article deals with the problem of determining the reaction forces as a result of the interaction of shafts with a semi-finished leather product, arising in the hinges of the supports located at certain points of the levers of the feed mechanism.

Keywords: hides; working shaft; lever; support; angle.

Доктору физико-математических наук, профессору Батиржану Мардонову – 80 лет

В нашей повседневной жизни встречаются такие люди, общаясь с которыми вы на мгновение забываете о своих заботах и проблемах, в присутствии которых вы чувствуете душевную теплоту и радость. Одним из таких людей является известный ученый в области механики грунтов и волновой динамики Батиржан Мардонович Мардонов.

Батиржан Мардонов родился в семье служащих 18 июля 1942 г. в селе Дамарик II Самаркандской области.

Окончив в 1959 г. с золотой медалью среднюю школу № 11 им. Алишера Навои, продолжил учебу на механико-математическом факультете Московского государственного университета им. М.В. Ломоносова (МГУ) по специальности "Механика". В 1965 г. Б. Мардонов окончил МГУ и в 1966 г. был призван на военную службу в ряды вооруженных сил и проходил службу в г. Минск Белорусской ССР.

Среди узбекских ученых было немало тех кто трудился за пределами нашей республики, которые внесли большой вклад в развитие науки. Одним из таких ведущих ученых в области механики был академик Академии наук Узбекистана Халил Ахмедович Рахматулин. В то время он работал заведующим кафедрой газовой и волновой динамики МГУ, читал лекции по теории распространения волн. Халил Ахмедович привлек Батиржана Мардонова, как одного из талантливых студентов университета к научно-исследовательской работе на кафедре. С 1966 по 1969 гг. Б. Мардонов учился в аспирантуре на кафедре «Газовая и волновая динамика» механико-математического факультета под руководством Х.А. Рахматулина. После окончания аспирантуры по рекомендации Халила Ахмедовича Батиржан Мардонов продолжил работу на кафедре «Газовая и волновая динамика» в должности младшего научного сотрудника.

Через два года Б. Мардонов защитил диссертацию и 31 марта 1972 г. ему была присуждена ученая степень кандидата физико-математических наук по специальности «Теория упругости». Свою педагогическую деятельность Б. Мардонов начал в 1975 г. ассистентом в МГУ и преподавал студентам курсы «Механики сплошной среды», «Газовая и волновая динамика». Вместе с тем совместно с учеными кафедры он проводил теоретические и экспериментальные исследования по таким направлениям как «Теория сплошных сред», «Динамика грунтов», «Динамика жидкостей и газов», «Волновая динамика», а также на основе новых математических моделей им были опубликован ряд научных статей и монографий.

По возвращению в Узбекистан с 1978 – 1986 гг. Батиржан Мардонович работал заведующим кафедрой "Высшая математика" Ташкентского института текстильной и легкой промышленности



(ТИТЛП). Помимо работы в ВУЗе Батиржан Мардонович тесно сотрудничал с научно-исследовательскими институтами и отраслевыми предприятиями в области строительства, сейсмологии, нефтегазовой, текстильной и легкой промышленности.

В 1984 г. успешно защитил докторскую диссертацию в Московского государственного университета имени М.В.Ломоносова, получив ученую степень доктора физико-математических наук по специальности “Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры”.

В 1986 г. Батиржан Мардонов был приглашен на работу в Институт сейсмологии Академии наук Узбекистана и до 1991 г. занимал должность заместителя директора по научной работе института. В 1991 г. вернулся на работу в ТИТЛП и до 1996 г. работал заведующим кафедрой “Сопrotивление материалов и теоретическая механика”. С 1996 – 2006 гг. Батиржан Мардонович работал директором центра Механики и машиностроения при Академии наук Республики Казахстан, заведующим кафедрой “Черчения и прикладной механики” Атырауский институт нефти и газа г. Атырау, а также заведующим отдела научного сопровождения проектов Каспийского нефтегазового проектно-исследовательского института.

В 1998 г. ему присвоили звание академика Академии естественных наук Республики Казахстан. В 2004 г. стал членом Национального комитета по теоретической и прикладной механике Национальной Академии наук Казахстана. С 2006 г. Б. Мардонов работал в Самаркандском государственном архитектурно-строительном институте. На данный момент его педагогическая и научная деятельность связана с Ташкентским институтом текстильной и легкой промышленности и Институтом механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т.Уразбаева АН РУз. В ИМиСС он занимается проблемами расчета сейсмостойкости зданий и сооружений, объектов гражданского и промышленного назначения.

Батиржан Мардонов является автором 20 монографий и учебных пособий, 12 изобретений и более 500 научных статей. Под его руководством защищено 5 докторских и 34 кандидатских диссертаций.

В 1983 г. Б. Мардонову была присуждена Государственная премия Узбекистана им. А. Беруни. В 1989 г. было присвоено почетное звание “Заслуженный инженер СССР” за развитие технических наук в республике и в 1992 г. – “Заслуженный работник народного образования Узбекистана”. В 2005 г. Батиржан Мардонович был награжден медалью “10-летие Ассамблеи высших учебных заведений прикаспийских государств”, а также неоднократно награждался почетными грамотами хокимиата Наманганской области и министерства высшего и среднего специального образования РУз.

Редколлегия журнала поздравляет профессора Батиржана Мардонова с 80-летним юбилеем, желает ему здоровья, семейного благополучия и больших творческих успехов.

Доктору технических наук Зафару Маматкуловичу Маликову – 60 лет



Известный учёный механик, доктор технических наук Зафар Маматкулович Маликов родился в 1962 г. в г. Ташкенте. В 1987 г. окончил факультет аэромеханики и летательной техники Московского физико-технического института (МФТИ).

По окончании данного учебного заведения З.М. Маликов был принят как молодой специалист в Центральный аэрогидродинамический институт (ЦАГИ) в г. Жуковский (Московская область). С 1987 – 1989 гг. продолжил работать в этом институте в должности инженера, а с 1989 – 1991 гг. занимал должность младшего научного сотрудника. В 1989 г. он поступил в заочную аспирантуру МФТИ. Научная деятельность З.М. Маликова в ЦАГИ была направлена на аналитическое и численное исследования физики сверхзвуковых струй.

В 1991 г. он вернулся в Узбекистан в г. Ташкент в институт Механики и сейсмостойкости сооружений (ИМиСС) АН РУз на должность научного сотрудника в лабораторию «Аэродинамика». С 1994 г. по март 2015 г. занимал должность старшего научного сотрудника, а с марта 2015 г. – декабрь 2016 г. З.М. Маликов занимал должность директора Научно-исследовательского Центра по проблемам отраслевого машиноведения при ТГТУ. С 2019 г. по настоящее время он занимает должность заведующего лаборатории «Механика жидкости, газа и систем гидроприводов» ИМиСС АН РУз. Его научная деятельность в ИМиСС АН РУз направлена на исследование многофазных сред и на разработку промышленных пылеуловителей и воздухоочистителей для двигателей внутреннего сгорания автомашин.

В апреле 1994 г. в МФТИ З.М. Маликов успешно защитил диссертацию на соискание ученой степени кандидата наук по теме «Газотермодинамика и оптика полидисперсной сверхзвуковой струи»

по специальности 01.02.05 – «Механика жидкости, газа и плазмы». А в июле 2016 г. защищал докторскую диссертацию по теме «Разработка высокоэффективных центробежных пылеуловителей на основе аэродинамических процессов» по специальности 01.02.05 – «Механика жидкости и газа».

Зафар Маматкулович и его ученики занимаются современными направлениями механики жидкости и газа, такими как математическое моделирование турбулентных потоков, динамика многофазных сред и процессы турбулентного закрученного многокомпонентного газа в свободной струе и камере сгорания. З.М. Маликов является автором более 100 научных работ, из них более десяти научных статей, опубликованных в журналах, входящие в базу Scopus и Web of Science. Им получены три патента на изобретение и более 10 свидетельств на программные продукты Агентства по интеллектуальной собственности РУз.

Под его руководством успешно защищены 2 диссертации PhD. Он является председателем специального семинара при научном совете ИМиСС АН РУз по специальности 01.02.05 – «Механика жидкости и газа».

Также под его руководством и непосредственном участии:

- разработаны и внедрены промышленные пылеуловители на известковом заводе АО Алмалыкский горно-металлургический комбинат (АГМК). В результате внедрения разработанных пылеуловителей выброс пыли в окружающую среду был уменьшен более чем в два раза и дополнительно удержано более 240 т. в год ценной продукции. Экономический эффект для производителя составил более 100 млн. сумов в год. На разработанный промышленный пылеуловитель получен патент.

- разработаны и внедрены пылеуловители в Узбекско-Германском СП «Тезинтом». В результате выброс вредных веществ уменьшен более чем в 10 раз.

- разработан и внедрен воздухоочиститель для двигателя шахтной спецтехники АО АГМК. Разработанный воздухоочиститель позволил увеличить срок службы двигателя спецтехники более чем в 2 раза. Экономический эффект от внедрения данной разработки составил более 8 млн. сумов на единицу технику.

- разработаны и внедрены воздухоочистители для самосвалов БелАЗ, карьерных погрузчиков, грейдеров, тепловозов АО АГМК и НГМК. На эти разработки подана заявка на патент.

- с апреля 2015 г. совместно с АО АГМК проводит работу по созданию технологической линии по сепарации цинкового порошка. Суть проблемы заключалась в том, что из порошка различной фракции необходимо было отделить мелкие фракции, размеры которых менее 10 мкм.

З.М. Маликов принимает активное участие в общественной жизни института. Он является строгим, справедливым и требовательным руководителем, обладает такими качествами как трудолюбие, общительность, доброжелательность и обладает широким кругозором. Ведет эффективную кадровую политику, что способствует повышению квалификации сотрудников института. С 2012 – 2016 гг. он преподавал в филиале Российского государственного университета нефти и газа им. Губкина в г. Ташкенте, а с 2021 г. по настоящее время преподает в Ташкентском государственном экономическом университете.

З.М. Маликов добивается высоких научных результатов, является примером для всего коллектива института и пользуется авторитетом среди коллег.

Редколлегия журнала поздравляет Зафара Маматкуловича с юбилейной датой, желает ему доброго здоровья, успехов во всех жизненных планах, в научной и педагогической деятельности.

СОДЕРЖАНИЕ

Н.А. Коршунова, М.И. Рузматов. Аналитические решения задачи оптимизации траекторий в случае гравитационного поля Баррара.....	3
А.А. Халджигитов, О.У. Тилолов. Численное решение плоской задачи теории упругости в напряжениях.....	12
С.И. Исмоилова, К.С. Султанов, Т.Я. Хазратова, Ш.Э. Туланов. Проявление прочности текстильных нитей при высоких скоростях их движения.....	19
Б.М.Мардонов, Н.А. Нишонов, М.Ж. Бердибаев Колебания балки на взаимодействующих с грунтом опорах при действии подвижных нагрузок.....	33
J. Khusanov, A. Berdiyarov, A. Akhmatov, Z. Yusupova, J. Buranov. On the motion control models of a two-link manipulator.....	42
Б.Х. Хужаёров, У.Ж. Сайдуллаев, И.Э. Шадманов. Осесимметричная задача фильтрования суспензии с образованием упругопластического кейк-слоя.....	49
G.A. Bahadirov, Z.A. Rakhimova. Experimental study of the process of extraction of moisture from leather semi-finished products.....	53
Ш.П. Алимухамедов, Н.К. Турсунов, О.Т. Тоиров. Проблемы формирования шлака в индукционных тигельных печах.....	61
Х.С. Сагдиев, З.Р. Тешабаев, В.А. Галиаскаров, А.С. Ювмитов, Х.О. Шерниёзов, Б.Н. Мирзакабилов. Экспериментальные исследования подземных полимерных труб при температурных воздействиях на центробежной установке.....	65
А.А. Ризаев, Р.Р. Худайкулиев, Н.Б. Джураева. Расчет кинематических параметров эпициклического вращения шпинделя в рабочей камере уборочного аппарата.....	74
Д.М. Мухаммадиев, Х.А. Ахмедов, Б.Х.Примов, О.С. Маллаев, Л.Ю. Жамолова. Расчет движения семян внутри рабочей камеры пыльного джина.....	85
А. Тухтакузиев, А. Расулжонов. Обеспечение равномерности глубины обработки почвы почвообрабатывающими машинами.....	94
А. Джураев, Ф.Ф. Тураев Расчёт параметров составного питающего цилиндра зоны дискретизации прядильной машины.....	98
Ф.Р. Рахимов. Определение опорных сил реакции подающего механизма многооперационной машины.....	103
Доктору физико-математических наук, профессору Батиржану Мардонову – 80 лет.....	111
Доктору технических наук Зафару Маматкуловичу Маликову – 60 лет.....	112

МУНДАРИЖА

Н.А. Коршунова, М.И. Рузматов. Баррар гравитацион майдони ҳолида тректорияларни оптималлаштириш масаласи учун аналитик ечимлар.....	3
А.А. Халджигитов, О.Ў. Тилолов. Кучланишларда эластиклик назарияси текис масаласининг сонли ечими.....	12
С.И. Исмоилова, К.С. Султанов, Т.Я. Ҳазратова, Ш.Э. Туланов. Юқори тезликда ҳаракатланиши давомида тўқимачилик ипларнинг мустаҳкамлиги намоеъ бўлиши.....	19
Б.М. Мардонов, Н.А. Нишонов, М.Ж. Бердибаев. Ҳаракатланувчи юклар таъсири остида грунт билан ўзаро таъсир қиладиган таянчлардаги тўқиманинг тебраниши.....	33
Ж. Хусанов, А. Бердиёров, А. Ахматов, З. Юсупова, Ж. Буранов. Икки дастакли манипуляторнинг ҳаракатини бошқариш моделлари.....	42
Б.Х. Хужаёров, У.Ж. Сайдуллаев, И.Э. Шадманов. Эластик-пластик кейк-қатлам ҳосил бўлганда суспензияларнинг филтрлаш ўққа симметрик тенгламалари.....	49
Г.А.Баҳадиров, З.А.Раҳимова. Ҳўл кўн ярим маҳсулотидан суюқлик сиқиб чиқариш жараёнини тажрибавий тадқиқ қилиш.....	53
Ш.П. Алимухамедов, Н.К. Турсунов, О.Т. Тоиров. Индукцион тигелли печларда шлак ҳосил бўлиши муаммолари.....	61
Х.С. Сагдиев, З.Р. Тешабаев, В.А. Галиаскаров, А.С. Ювмитов, Х.О. Шерниёзов, Б.Н. Мирзакабилов. Температуралар таъсирида полимер қувурларни марказдан қочма қурилмасида экспериментал тадқиқ қилиш.....	65
А.А. Ризаев, Р.Р. Худайкулиев, Н.Б. Джураева. Терим аппаратининг ишчи камерасида шпинделни эпициклик айланишини кинематик параметрларини ҳисоблаш.....	74
Д.М. Мухаммадиев, Х.А. Ахмедов, Б.Х. Примов, О.С. Маллаев, Л.Ю. Жамолова. Аррали жин ишчи камераси ичидаги чигитларнинг ҳаракатини ҳисоблаш.....	85
А. Тўхтақўзиев, А. Расулжонов. Тупроққа ишлов бериш машиналари томонидан тупроққа ишлов бериш чуқурлиги бир текис бўлишини таъминлаш.....	94
А. Джураев, Ф.Ф. Тураев Таркибли йигирув машиналари етказиб берувчи цилиндрнинг дискретлаш зонаси параметрларини ҳисоблаш.....	98
Ф.Р. Рахимов. Кўп операцияли машина узатиш механизми таянч реакция кучларини аниқлаш.....	103
Физика-математика фанлари доктори, профессор Ботиржон Мардонов – 80 ёшда.....	111
Техника фанлари доктори Зафар Маматкулович Маликов – 60 ёшда.....	112